

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ
"МАМИ"

Кафедра "Детали машин и ПТУ"

В.Г. Белоглазов
Н.П. Баловнев
А.С. Лукьянов

Утверждено
методической комиссией по
общетехническим дисциплинам

**Силовой и кинематический расчёт привода, расчёты цилиндрической зубчатой
и червячной передач, проектирование валов, зубчатых колёс, червяков и
червячных колёс, подшипниковых узлов и эскизное конструирование редуктора
(примеры расчётов и рекомендации)**

Общие методические указания

по дисциплине «Прикладная механика» (раздел «Детали машин») для студентов
заочного отделения специальности 180800 (Электрооборудование автомобилей и
тракторов)

УДК 621.83(07)

Белоглазов В.Г., Баловнев Н.П., Лукьянов А.С.

Силовой и кинематический расчёт привода, расчёты цилиндрической зубчатой и червячной передач, проектирование валов, зубчатых колёс, червяков и червячных колёс, подшипниковых узлов и эскизное конструирование редуктора (примеры расчётов и рекомендации): общие методические указания по курсу «Прикладная механика» (раздел «Детали машин») для студентов заочного отделения специальности 180800 «Электрооборудование автомобилей и тракторов» / Московский государственный технический университет «МАМИ»; Москва, 2002. 65 С.

Табл. 5, Ил. 13, Библиограф. 12 назв.

Настоящие методические указания предназначены студентам заочного отделения, изучающим раздел “Детали машин” дисциплины “Прикладная механика”. В них приведено теоретическое содержание раздела курса, дан перечень лабораторных и расчетно-графических работ, рекомендации по их выполнению. Изложен объем курсовой работы с описанием содержания графической части работы и пояснительной записки. Приведен список рекомендуемой литературы. Даны примеры и рекомендации к выполнению элементов расчетной и графической частей курсовой работы.

Авторы благодарят студентов факультета ЭМиП Грачёва К.А., Овечкина А.В., Смирнова Д.В., Титова Д.В. за техническую помощь в создании методических указаний.

Содержание:

1. Общие положения.....	4
2. Теоретическое содержание раздела курса.....	4
3. Лабораторные работы.....	5
4. Расчетно-графические работы.....	6
5. Курсовая работа.....	6
6. Рекомендуемая литература.....	8
7. Примеры и рекомендации к выполнению элементов расчетной и графической частей курсовой работы.....	10
7.1. Силовой и кинематический расчет привода.....	10
7.2. Расчет цилиндрической косозубой зубчатой передачи.....	13
7.3. Расчет червячной передачи.....	23
7.4. Разработка эскизного проекта одноступенчатого редуктора (проектирование валов, зубчатых колес, червяков и червячных колес, подшипниковых узлов и конструирование редуктора).....	31
7.4.1. Проектирование валов.....	31
7.4.2. Конструкции зубчатых колес.....	34
7.4.3. Конструкции червяков и червячных колес.....	36
7.4.4. Выбор типа и размеров подшипников качения.....	38
7.4.5. Выбор схемы установки подшипников качения.....	39
7.4.6. Эскизная компоновка редуктора.....	41
7.4.6.1. Зубчатый одноступенчатый цилиндрический редуктор.....	41
7.4.6.2. Червячный одноступенчатый редуктор.....	48
7.5. Пример расчета тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.....	55
7.6. Примеры подбора стандартных подшипников качения.....	61
7.6.1. Пример проверки пригодности конических роликоподшипников тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.....	61
7.6.2. Пример проверки пригодности шариковых радиальных однорядных подшипников тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.....	62
7.6.3. Пример проверки пригодности роликовых конических однорядных подшипников тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора.....	63
Заключение.....	64
Список использованных источников.....	65

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ

Целью раздела "Детали машин" дисциплины "Прикладная механика" является изучение студентами заочного отделения конструирования деталей и узлов машин общемашиностроительного применения. Раздел "Детали машин" завершает дисциплину "Прикладная механика", а также цикл общетехнических дисциплин и должен обеспечить практическое приложение знаний, полученных студентами в предшествующих разделах и дисциплинах: "Инженерная графика", "Теоретическая механика", "Сопротивление материалов", "Теория механизмов и машин", "Технология конструкционных материалов", "Материаловедение", "Взаимозаменяемость, стандартизация и технические измерения".

Изучение раздела рассчитано на один семестр и две сессии, в течение которых студенты должны выполнить пять лабораторных, две расчетно-графические работы, курсовую работу и сдать экзамен по теоретической части раздела.

Во время 5-ой лабораторно-экзаменационной сессии (январь) студенты прослушивают цикл установочных лекций по теоретической части раздела, выполняют и защищают расчетно-графическую работу №1 и три лабораторные работы (№1, №2 и №3), на семинарских занятиях рассматривают примеры расчета и конструирования некоторых деталей и узлов и получают задание на семестр. Последующее освоение теоретической части раздела, расчетно-графическую работу №2 и курсовую работу - выполняют самостоятельно с использованием рекомендуемой литературы.

Прием расчетно-графических и курсовой работ, а также консультации по их выполнению проводятся в течение 6-го семестра во время сессий и еженедельных консультаций. О расписании консультаций можно узнать по телефону 369-91-50 - кафедра "Детали машин и ПТУ".

Иногородные студенты высылают выполненные расчетно-графические работы почтой в деканат или на кафедру или сдают их во время 6-ой экзаменационной сессии (июнь).

Во время 6-ой экзаменационной сессии студенты прослушивают цикл обзорных лекций по самостоятельно изученным частям теоретического курса, проводят и защищают лабораторные работы №4 и №5, защищают расчетно-графическую работу №2 и курсовую работу. Сдают экзамен по теоретической части раздела.

Допущенными к экзамену считаются студенты, сдавшие и защитившие все лабораторные и расчетно-графические работы, выполнившие и защитившие курсовую работу.

Экзамен проводится по экзаменационным билетам, содержащим два теоретических вопроса.

2. ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ СОДЕРЖАНИЕ РАЗДЕЛА ДИСЦИПЛИНЫ

Значение и содержание раздела дисциплины. Определения: деталь, сборочная единица, узел. Стандартизация и унификация узлов и деталей. Стандартизация методов расчетов. Виды стандартов, нормальные ряды размеров и параметров.

2.1. Основы расчетов и конструирования деталей и узлов машин

Критерии работоспособности и требования, предъявляемые к узлам и деталям машин. Виды нагрузок и напряжений. Расчеты на прочность. Факторы, влияющие на прочность и сопротивление усталости. Пути повышения сопротивления усталости. Расчет по допускаемым напряжениям и по запасам прочности. Расчет на долговечность по сопротивлению усталости при постоянном и переменном режимах нагружения. Различные виды эквивалентных режимов. Трение и изнашивание в машинах. Виды пар трения. Расчет на износостойкость.

2.2. Передачи

Классификация передач. Общие кинематические и силовые зависимости для передач.

2.2.1. Зубчатые передачи. Достоинства и недостатки. Классификация. Материалы и термообработка зубчатых колес. Виды разрушений и виды расчетов закрытых и открытых зубчатых передач. Силы в зацеплении. Расчет цилиндрических зубчатых передач по контактным напряжениям и на излом зуба. Конические зубчатые передачи. Основные сведения об изготовлении и геометрии. Особенности расчета конических зубчатых передач по контактным напряжениям и на излом зуба.

2.2.2. Червячные передачи. Общая характеристика. Достоинства и недостатки. Классификация. Критерии работоспособности и виды расчетов червячных передач. Материалы червячной пары. Силы в зацеплении, КПД червячной передачи. Расчет по контактным напряжениям и на излом зуба. Расчет тела червяка на прочность и жесткость. Тепловой расчет червячного редуктора.

2.2.3. Цепные передачи. Общие сведения. Достоинства и недостатки. Виды цепей. Звездочки цепных передач. Геометрия цепной передачи. Кинематика и динамика цепной передачи. Критерии работоспособности цепных передач и их расчет. Смазка цепных передач.

2.2.4. Ременные передачи. Достоинства и недостатки. Виды ремней. Способы натяжения ремней. Геометрия ременной передачи. Силы и напряжения в ремне. Критерии работоспособности. Клиноременные передачи и их расчет. Плоскоремные передачи. Расчет по тяговой способности. Шкивы ременных передач.

2.3. Оси и валы

Общие сведения. Критерии работоспособности и виды расчетов. Материалы валов и осей. Приближенный расчет вала. Конструирование валов и осей. Расчет вала на прочность и сопротивление усталости.

2.4. Подшипники

2.4.1. Подшипники качения. Достоинства и недостатки. Классификация подшипников. Обозначение. Критерии работоспособности. Материалы. Подбор стандартных подшипников по динамической и статической грузоподъемности.

2.4.2. Подшипники скольжения. Общие сведения и классификация. Достоинства и недостатки. Материалы. Критерии работоспособности. Расчет подшипников смешанного трения. Тепловой расчет.

2.5. Соединения

Классификация и области применения. Достоинства и недостатки. Сварные соединения. Резьбовые соединения. Шпоночные, шлицевые и профильные соединения. Соединения деталей с натягом.

2.6. Муфты

Основные понятия и классификация муфт. Глухие муфты. Подвижные муфты. Муфты сцепные управляемые и самоуправляемые. Предохранительные муфты.

3. ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Лабораторная работа № 1. Изучение конструкции привода ленточного конвейера на действующем макете.

Лабораторная работа № 2. Изучение конструкций цилиндрического и конического редукторов по натурным образцам.

Лабораторная работа № 3. Изучение конструкции червячного редуктора. Разборка и сборка, регулировка подшипников и зацепления.

Лабораторная работа № 4. Испытания резьбовых соединений.

Лабораторная работа № 5. Испытание клиноременной передачи.

4. РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

4.1. Расчетно-графическая работа № 1. Силовой и кинематический расчет привода.

Работу выполняют и защищают во время 5-й лабораторно- экзаменационной сессии. Исходные данные берут из технического задания на курсовую работу.

Расчет содержит: подбор электродвигателя привода цепного или ленточного конвейера; определение и разбивку общего передаточного отношения привода по передачам; определение частот вращения, моментов и мощностей для всех валов привода. Результаты расчета сводят в таблицу.

Расчетно-графическая работа № 1 является частью расчетно-пояснительной записки к курсовой работе, поэтому она должна быть оформлена как ее отдельный раздел (см. раздел 5.4.).

4.2. Расчетно-графическая работа № 2. Соединения.

Содержит две задачи: 1) расчет болтового соединения; 2) сравнительный расчет шпоночного, шлицевого и прессового соединения тихоходного вала и ступицы зубчатого или червячного колес. Исходные данные для первой задачи получают у преподавателя, для второй задачи берут из расчетно-графической работы № 1.

Расчетно-графическую работу № 2 оформляют на стандартных листах бумаги формата А4. Она должна иметь титульный лист, содержание и список использованной литературы.

Примечание. Для исключения ошибок в исходных данных выполнение расчетно-графической работы № 2 следует начинать только после того, как будет выполнена, проверена и защищена расчетно-графическая работа № 1.

5. КУРСОВАЯ РАБОТА

Задание на курсовую работу выдается преподавателем во время 5-ой лабораторно-экзаменационной сессии с указанием фамилии студента и содержания курсовой работы.

Объем курсовой работы - три листа графической части и пояснительная записка.

5.1. Лист № 1. Сборочный чертеж редуктора

Сборочный чертеж редуктора выполняют в двух - трех проекциях с разрезами, сечениями, дополнительными видами и надписями, необходимыми для понимания конструкции и принципа работы. Чертеж должен содержать изображение всех входящих в редуктор деталей, давать полное представление о конструкции каждой детали. Чертеж выполняют на листе ватмана формата А1 в масштабе 1:1. Некоторые дополнительные виды и разрезы допускается изображать в уменьшенном масштабе (М 1:2 или М 1:2,5).

Не допускается изображать детали резьбовых соединений упрощенно. При их вычерчивании обязательно показывают зазоры между болтом (винтом) и отверстием детали, запасы резьбы и глубину сверления. Крепежные изделия одного типоразмера допускается изображать один раз, показывая положение остальных осевыми линиями. Подшипники качения вычерчивают упрощенно: одну сторону в разрезе, другую - условно.

Изображения деталей зубчатых и червячных пар выполняют в соответствии с ГОСТ 2.402-68.

На чертеже проставляют следующие размеры:

- габаритные (длину, ширину, высоту);
- сопряженные (посадочные), оговаривающие посадки подшипников, зубчатых колес, шкивов, муфт, крышек, колец и т.д. (посадки одинаковых деталей допускается проставлять один раз);
- установочные и присоединительные (размеры основания редуктора, размеры между осями отверстий под крепежные болты и диаметры этих отверстий, диаметры и длины выступающих концов валов и т.п.);
- основные, характеризующие редуктор (межосевые расстояния передач, начальные диаметры зубчатых колес, числа и углы наклона зубьев, модули зацеплений);
- регулировочные с предельными отклонениями, необходимые для нормальной работы редуктора;
- определяющие минимальный и максимальный уровень масла.

Кроме того, на листе приводят технические требования, техническую характеристику и номера позиций всех деталей и сборочных единиц, основную надпись.

Технические требования должны отражать дополнительные данные о сборке, регулировке, изготовлению и эксплуатации редуктора (регулировку подшипников и зацеплений, способ герметизации плоскости разъема корпуса, объем заливаемого масла и периодичность его замены, режим обкатки и др.).

В технической характеристике редуктора приводят: передаточное число, момент на выходном валу, частоту вращения тихоходного (быстроходного) вала редуктора и т.п.

Номера позиций располагают параллельно основной надписи чертежа вне контура изображения, сгруппированные горизонтально или вертикально.

Основная надпись выполняется и заполняется в соответствии с ГОСТ 2.104-68.

Для листа № 1 составляют спецификацию в соответствии с ГОСТ 2.108-68, в которую записывают все документы курсовой работы.

5.2. Лист №2. Рабочие чертежи деталей

Рабочие чертежи деталей выполняют на листе ватмана формата А1, разбитом на форматы по ГОСТ 2.301-68, достаточные для изображения деталей в масштабе 1:1. Дополнительные сечения, виды и разрезы допускается изображать в уменьшенном масштабе (М 1:2 или М 1:2,5). Перечень и количество деталей назначает преподаватель при выдаче задания на курсовую работу.

Деталь изображают в том положении, в котором производят обработку основных ее поверхностей.

Чертеж детали должен содержать все данные, определяющие ее форму, размеры, предельные отклонения размеров и формы, шероховатость поверхностей, марку материала, вид термообработки с указанием предельных значений твердости и другие сведения, необходимые для изготовления и контроля детали.

5.3. Лист № 3. Чертеж общего вида привода

Чертеж общего вида привода выполняют в масштабе, предусмотренном ГОСТ 2.302-68, в двух - трех проекциях. Чертеж должен давать полное представление о конструкции привода, его эксплуатационных характеристиках, основных размерах присоединительных поверхностей узлов, сборочных единиц и деталей, составляющих привод.

Узлы, сборочные единицы и детали привода изображают на чертеже упрощенно, опуская мелкие конструктивные элементы деталей (фаски, радиусы закруглений, проточки и т.п.). Крепежные изделия (кроме фундаментных болтов) показывают осевыми линиями.

На чертеже привода должны быть приведены:

- изображения всех элементов привода за исключением приводного вала конвейера с барабаном или звездочками;
- габаритные, присоединительные и монтажные размеры;
- технические требования к монтажу привода;
- техническая характеристика привода;
- план фундамента;
- обозначения узлов привода в виде выносок на полках.

5.4. Расчетно-пояснительная записка

Расчетно-пояснительную записку выполняют чернилами одного цвета на стандартных листах формата А4. Текст следует располагать на одной стороне листа. Записка должна содержать: титульный лист, техническое задание, необходимые расчеты, список использованной литературы, оглавление и приложение (бланки спецификации).

Записку разбивают на разделы и пункты, которые нумеруют арабскими цифрами (1.; 1.1.; и т.д.). Наименование разделов и пунктов записывают в виде заголовков. Каждый расчет раздела или пункта также должен содержать заголовок, указывающий рассчитываемый параметр.

Запись расчетов должна состоять из формулы, численных значений параметров, в нее входящих, результата и его размерности. Ниже дают расшифровку параметров, входящих в формулу, с указанием литературного источника и номера страницы.

Содержание расчетно-пояснительной записки

1. Титульный лист.
 2. Введение.
 3. Техническое задание.
 4. Силовой и кинематический расчет привода.
 5. Расчет зацеплений.
 6. Расчет ременной или цепной передачи.
 7. Расчет валов (приближенный для всех, уточненный – для одного, тихоходного).
 8. Подбор подшипников качения (для всех валов).
 9. Расчет соединений (шпоночных, шлицевых и т.д.).
 10. Подбор стандартной компенсирующей муфты.
 11. Список использованной литературы.
- Приложение - спецификация (выполняют только для 1-го листа).

6. РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

(в скобках указаны номера, присвоенные библиотекой МАМИ)

6.1. По теоретическому курсу

1. Решетов Д.Н. Детали машин. 4-е издание. М.: Машиностроение, 1989 г. *
2. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982 г. *
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1984 г.
4. Березовский Ю.Н., и др. Детали машин. М.: Машиностроение, 1983 г.
5. Ревков Г.А. Расчет деталей машин на прочность и выносливость. МАМИ, 1981 г. (№ 305) *
6. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Зубчатые передачи. МАМИ, 1997 г. (№ 286) *
7. Пронин Б.А. Ременные передачи. Конспект лекций. МАМИ, 1980 г. (№ 287) *

6.2. По лабораторным работам

1. Методические указания по проведению лабораторных работ по курсу "Детали машин". Раздел "Зубчатые и червячные передачи". МАМИ, 1980 г. (№ 282) *

2. Методические указания по проведению лабораторных работ по курсу "Детали машин". Вып. III. Разделы: "Передачи трением и детали, обеспечивающие вращательное движение. МАМИ, 1982 г. (№283)*
3. Завьялов В.Б. Методические указания по проведению лабораторных работ по курсу "Детали машин". МАМИ, 1979 г. (№267)*
4. Войлошников В.В. Определение коэффициента трения в резьбе и на торце гайки. Лабораторная работа по курсу "Детали машин". МАМИ, 1986 г. (№ 265)*

6.3. По расчетно-графическим работам

1. Чихачева О.А., Рябов В.А. Общий расчет привода. Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей. МАМИ, 1998 г. (№ 1412)*
2. Сырников Е.П. Расчет резьбовых соединений. МАМИ, 1979 г. (№ 317)

6.4. По курсовой работе

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высшая школа, 1985 г.*
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М.: Высшая школа, 1990 г.
3. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1984 г.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора машиностроителя. Том 1, 2, 3. М.: Машиностроение, 1982 г.
5. Детали машин. Атлас конструкций под редакцией Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979 г.
6. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Расчет зубчатых передач на прочность. МАМИ, 1997 г. (№ 1426)*
7. Пустынцев Е.Н. Подбор стандартных подшипников качения. МАМИ, 1987 г. (№ 1015)*
8. Пустынцев Е.Н. Расчет червячных передач. МАМИ, 1987 г. (№ 297)*
9. Сырников Е.П. Конструирование головных секций рам конвейеров. МАМИ, 1987 г. (№ 315)
10. Шмелев А.Н. Конструирование и расчет валов редукторов. МАМИ, 1996 г. (№ 1339)*
11. Колодий Ю.К. Методические указания по расчету цепных передач. МАМИ, 1979 г. (№ 269)*
12. Колодий Ю.К. Методические указания по курсовому проектированию деталей машин. Примеры расчетов передач с гибкой связью. МАМИ, 1983 г. (№ 268)*
13. Методические указания по оформлению графической части курсового проекта по деталям машин для студентов всех специальностей. Составил Е.П. Сырников. МАМИ, 1987 г. (№ 1014)

Примечание. Литературу, помеченную звездочками (*), следует считать основной. Допускается использование любой литературы, рекомендованной для студентов машиностроительных ВУЗов.

7. ПРИМЕРЫ И РЕКОМЕНДАЦИИ К ВЫПОЛНЕНИЮ ЭЛЕМЕНТОВ РАСЧЕТНОЙ И ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТЕЙ КУРСОВОЙ РАБОТЫ

7.1. Силовой и кинематический расчет привода [1]

7.1.1. Исходные данные

Схема привода

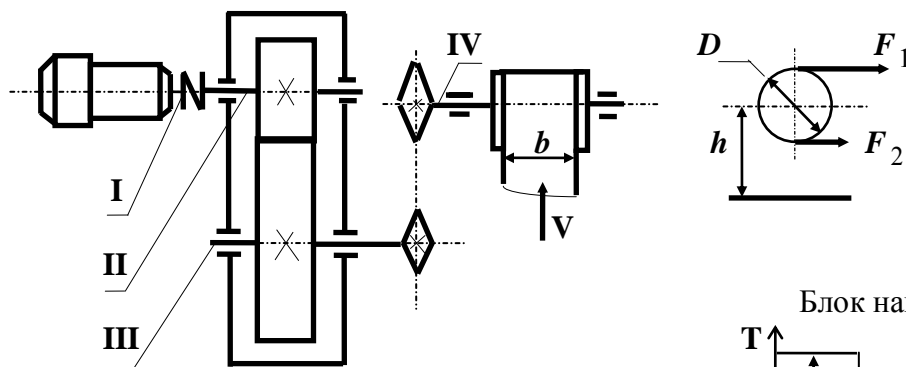


Рис. 7.1.

Натяжение ветвей ленты конвейера:

ведущей - $F_1 = 5,1 \text{ кН}$;

ведомой - $F_2 = 1,8 \text{ кН}$.

Скорость ленты - $V = 1,45 \text{ м/с}$.

Диаметр барабана - $D = 0,3 \text{ м}$.

Ширина ленты - $b = 0,6 \text{ м}$.

Ресурс работы редуктора $L_h = 14 \text{ тыс. часов}$.

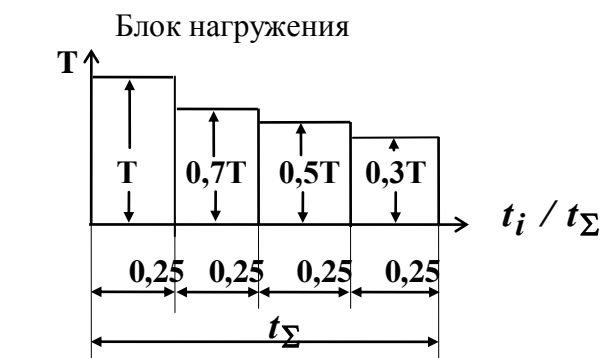


Рис. 7.2.

Примечание. Если конвейер цепной, то вместо диаметра барабана D заданы число зубьев приводной звездочки конвейера z и шаг цепи t . В этом случае находят делительный диаметр приводной звездочки конвейера по формуле $d_o = t / \sin(180^\circ / z)$, который используют далее так же, как диаметр барабана D .

7.1.2. Подбор электродвигателя

7.1.2.1. Мощность на приводном валу (валу IV) конвейера

$$P_{пр.в} = \frac{F_t \cdot V}{\eta_n} = \frac{(F_1 - F_2) \cdot V}{\eta_n} = \frac{(5,1 - 1,8) \cdot 1,45}{0,99} = 4,83 \text{ кВт},$$

где $\eta_n = 0,99$ - коэффициент полезного действия опор (на подшипниках качения) приводного вала конвейера (с.6).

Примечание. В дальнейшем при изложении материалов настоящего подраздела ссылки на источник [1] не приводятся.

7.1.2.2. Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{э.д.}^T = \frac{P_{пр.в}}{\eta_{общ}} = \frac{4,83}{0,884} = 5,46 \text{ кВт},$$

где $\eta_{общ.} = \eta_m \cdot \eta_{з.н.} \cdot \eta_{ц.н.} = 0,98 \cdot 0,97 \cdot 0,93 = 0,884$ - коэффициент полезного действия всего привода; $\eta_m = 0,98$, $\eta_{з.н.} = 0,97$, $\eta_{ц.н.} = 0,93$ - коэффициенты полезного действия муфты, зубчатой и цепной передач соответственно (с. 6, табл. 1).

7.1.2.3. Частота вращения приводного вала конвейера

$$n_{пр.в.} = \frac{60 \cdot V}{\pi \cdot D} = \frac{60 \cdot 1,45}{\pi \cdot 0,3} = 92,3 \text{ мин}^{-1}.$$

7.1.2.4. Требуемая частота вращения электродвигателя

$$n_{э.д.}^* = n_{пр.в.} \cdot u_{общ.}^* = 92,3 \cdot 10 = 923 \text{ мин}^{-1},$$

где $u_{общ.}^* = u_{з.н.}^* \cdot u_{ц.н.}^* = 5 \cdot 2 = 10$ - ориентировочное общее передаточное

число привода; $u_{з.н.}^* = (2...6,3) = 5$ - ориентировочное передаточное число зубчатой передачи; $u_{ц.н.}^* = 2$ - ориентировочное передаточное число цепной передачи (с. 10, табл. 4).

Примечание. Во избежание получения больших размеров ведомой звездочки цепной передачи целесообразно принимать $u_{ц.н.}^*$ в пределах $1,5...3$. Ориентировочно его величину можно найти по формуле $u_{ц.н.}^* \approx 8 \cdot D / \sqrt{F_t}$. Если задание содержит конический редуктор, то передаточное число конической передачи следует брать в пределах $u_{з.н.}^* = 3...5$. Если редуктор червячный, $u_{ц.н.} = 15...30$.

7.1.2.5. Выбор электродвигателя по каталогу

Выбираем асинхронный электродвигатель серии 4А, марки 132S6/965 с параметрами: $P_{э.д.} = 5,5 \text{ кВт}$; $n_{э.д.} = 965 \text{ мин}^{-1}$; $T_{max}/T_{ном} = 2,5$. Диаметр вала этого электродвигателя $d_{э.д.} = d_1 = 38 \text{ мм}$ (с. 7, табл. 2 и с.9, табл. 3).

Примечание. При выборе двигателя следует учитывать, что установленная, т.е. номинальная мощность электродвигателя $P_{э.д.}$, должна быть больше или равна требуемой $P_{э.д.}^T$ (допускаемая перегрузка асинхронных электродвигателей до $5...8\%$ при постоянной и до $10...12\%$ при переменной нагрузке (/5,с.5)), а действительная (синхронная) частота вращения электродвигателя как можно более близкой к ориентировочной требуемой $n_{э.д.}^*$. Это позволит не выйти из рекомендуемого диапазона передаточных чисел, входящих в привод.

Следует иметь в виду, что электродвигатели с синхронными частотами вращения (частотами вращения магнитного поля) 1000 и 1500 мин^{-1} предпочтительнее, чем с частотами 750 и 3000 мин^{-1} .

7.1.3. Разбивка общего передаточного числа привода по передачам

7.1.3.1. Точное общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ.}} = \frac{n_{\text{з.д.}}}{n_{\text{пр.в.}}} = \frac{965}{92,3} = 10,46.$$

7.1.3.2. Передаточное число редуктора

Принимаем стандартное значение передаточного числа редуктора $u_{\text{ред.}} = u_{\text{з.н.}} = 5$. Тогда передаточное число цепной передачи будет равно

$$u_{\text{ц.н.}} = \frac{u_{\text{общ.}}}{u_{\text{з.н.}}} = \frac{10,46}{5} = 2,09.$$

Примечание. Если предполагается серийное или крупносерийное производство редукторов или в перспективе возможна модернизация конвейера с использованием серийных редукторов, то полученные значения передаточных чисел зубчатых передач следует округлить до стандартных и уточнить передаточное число цепной передачи.

7.1.4. Подготовка исходных данных для расчета элементов привода

7.1.4.1. Частоты вращения валов привода

$$\begin{aligned} n_I &= n_{\text{з.д.}} = 965 \text{ мин}^{-1}, \\ n_{II} &= n_I = 965 \text{ мин}^{-1} \text{ (соединены через муфту)}, \\ n_{III} &= \frac{n_{II}}{u_{\text{з.н.}}} = \frac{965}{5} = 193 \text{ мин}^{-1}, \\ n_{IV} &= \frac{n_{III}}{u_{\text{ц.н.}}} = \frac{193}{2,09} = 92,3 \text{ мин}^{-1} = n_{\text{пр.в.}} - \text{проверка}. \end{aligned}$$

7.1.4.2. Мощность на валах привода (расчет по потребляемой мощности)

$$\begin{aligned} P_{IV} &= P_{\text{пр.в.}} = 4,83 \text{ кВт}, \quad P_{III} = \frac{P_{IV}}{\eta_{\text{ц.н.}}} = \frac{4,83}{0,93} = 5,19 \text{ кВт}, \\ P_{II} &= \frac{P_{III}}{\eta_{\text{з.н.}}} = \frac{5,19}{0,97} = 5,35 \text{ кВт}, \\ P_I &= \frac{P_{II}}{\eta_M} = \frac{5,35}{0,98} = 5,46 \text{ кВт} = P_{\text{з.д.}} - \text{проверка}. \end{aligned}$$

Примечание. Расчет мощностей на валах редуктора производят по потребляемой (требуемой) или установленной мощностям. Первый случай предпочтительней, поскольку позволяет получить меньшие габариты привода. Он применяется при известных технологических нагрузках (нагрузках на конвейер), если в приводе имеется предохранительное устройство, исключающее перегрузку, и если в будущем не предполагается модернизация конвейера с увеличением его производительности. В противном случае расчет ведут по установленной мощности.

7.1.4.3. Вращающиеся моменты на валах

$$T_I = 9550 \cdot \frac{P_I}{n_I} = 9550 \cdot \frac{5,46}{965} = 54,03 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{II} = T_I \cdot \eta_M = 54,03 \cdot 0,98 = 52,95 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{III} = T_{II} \cdot \eta_{з.н.} \cdot u_{з.н.} = 52,95 \cdot 0,97 \cdot 5,0 = 256,8 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

$$T_{IV} = T_{III} \cdot \eta_{з.н.} \cdot u_{ц.н.} = 256,8 \cdot 0,93 \cdot 2,09 = 501,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Результаты силового и кинематического расчета привода

Табл. 7.1.

Валы	Разм.	I	II	III	IV
Передачи		Муфта		Зубчатая	
КПД		0,98		0,97	
u		1		2,09	
n	мин^{-1}	965	965	193	92,3
P	кВт	5,46	5,35	5,19	4,83
T	Нм	54,03	52,95	256,8	501,1

7.2. Расчет цилиндрической косозубой зубчатой передачи [2]

Исходные данные для расчета берут в табл. 7.1:

$T_I = (T_{II}) = 52,95 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - вращающий момент на валу шестерни;

$T_2 = (T_{III}) = 256,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - вращающий момент на валу колеса;

$n_1 = (n_{II}) = 965 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения вала шестерни;

$n_2 = (n_{III}) = 193 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения вала колеса;

$u = (u_{з.н.}) = 5$ - передаточное число зубчатой передачи.

Примечание. В скобках даны обозначения, соответствующие подразделу 7.1.

7.2.1. Установление основных данных

7.2.1.1. В соответствии с рекомендациями п. 1.5. по табл. ([2], с.7) выбираем материал зубчатых колес и вид термообработки:

шестерня - **сталь 40X** со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до твердости **48...55 HRC_Э**;

колесо - **сталь 45**, улучшенная до твердости **235...265 HB** с пределом текучести

$\sigma_T = 540 \text{ МПа}$ (рис. 8).

Примечание. В дальнейшем при изложении материалов настоящего подраздела ссылки на источник [2] не приводятся.

Расчет будем вести по средней твердости: шестерни - **50 HRC_Э**, колеса - **250 HB₂**.

7.2.1.2. Степень точности по контакту по п. 1.6.

Ожидаемая окружная скорость

$$V \approx \frac{n_1 \cdot \sqrt[3]{T_I}}{2000} = \frac{965 \cdot \sqrt[3]{52,95}}{2000} = 1,81 \text{ м/с}.$$

Принимаем восьмую степень точности зубчатых колес редуктора.

7.2.1.3. Принимаем коэффициент ширины $\psi_d = 0,9$ в соответствии с п. 1.4., т.к. твердость колеса - **HB₂ < 350**.

7.2.1.4. Принимаем коэффициент внешней динамической нагрузки **$K_A = 1$** , поскольку блок нагружения задан с учетом внешней динамической нагрузки (п. 2.1.).

7.2.1.5. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, при $\psi_d = 0,9$, $H_{B2} < 350$ HB и схеме передач № 6, согласно рис. 4, равен $K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,05$.

Примечание. 1. Приняты следующие основные и дополнительные индексы для буквенных обозначений расчётных параметров: *F* - относящиеся к изгибной прочности; *H* - относящиеся к контактной прочности; 1 - относящиеся к шестерне; 2 - относящиеся к колесу.

2. Согласно ГОСТ 16530-70 под «шестерней» понимают - меньшее, под «колесом» - большее из двух колёс пары. В общем случае термин «колёса» относится к обоим элементам пары.

7.2.2. Коэффициенты режима (см. рис. 7.2.)

$$\begin{aligned}\mu_3 &= \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 = \\ &= 0,25 + 0,25 \cdot 0,7^3 + 0,25 \cdot 0,5^3 + 0,25 \cdot 0,3^3 = 0,374 ; \\ \mu_6 &= \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 = \\ &= 0,25 + 0,25 \cdot 0,7^6 + 0,25 \cdot 0,5^6 + 0,25 \cdot 0,3^6 = 0,283 ; \\ \mu_9 &= \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 = \\ &= 0,25 + 0,25 \cdot 0,7^9 + 0,25 \cdot 0,5^9 + 0,25 \cdot 0,3^9 = 0,26 .\end{aligned}$$

7.2.3. Допускаемые контактные напряжения при расчете на сопротивление усталости

7.2.3.1. Суммарные числа циклов по формуле (3б)

$$\begin{aligned}N_{\Sigma 1} &= 60 \cdot n_3 \cdot n_1 \cdot L_h = 60 \cdot 1 \cdot 965 \cdot 14000 = 8,11 \cdot 10^8 ; \\ N_{\Sigma 2} &= N_{\Sigma 1} / u = 8,11 \cdot 10^8 / 5 = 1,62 \cdot 10^8 .\end{aligned}$$

7.2.3.2. Эквивалентные числа циклов по формуле (6)

$$\begin{aligned}N_{HE1} &= N_{\Sigma 1} \cdot \mu_3 = 8,11 \cdot 10^8 \cdot 0,374 = 3,03 \cdot 10^8 ; \\ N_{HE2} &= N_{HE1} / u = (3,03 \cdot 10^8) / 5 = 6,06 \cdot 10^7 .\end{aligned}$$

7.2.3.3. Базовые числа циклов по формуле (9)

$$\begin{aligned}N_{HG1} &= 340 \cdot HRC_3^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 340 \cdot 50^{3,15} + 8 \cdot 10^6 = 8,44 \cdot 10^7 ; \\ N_{HG2} &= 30 \cdot HB^{2,4} = 30 \cdot 250^{2,4} = 1,71 \cdot 10^7 .\end{aligned}$$

7.2.3.4. Коэффициенты долговечности (п. 4.1.2.)

Поскольку $N_{HE1} > N_{HG1}$, а $N_{HE2} > N_{HG2}$, то

$$Z_{N1} = 20 \sqrt{\frac{N_{HG1}}{N_{HE1}}} = 20 \sqrt{\frac{8,44 \cdot 10^7}{3,03 \cdot 10^8}} = 0,938 > 0,75, \text{ а}$$

$$Z_{N2} = 20 \sqrt{\frac{N_{HG2}}{N_{HE2}}} = 20 \sqrt{\frac{1,71 \cdot 10^7}{6,06 \cdot 10^7}} = 0,939 > 0,75.$$

7.2.3.5. Пределы контактной выносливости (п. 4.1.1.)

$$\sigma_{Hlim1} = 17 \cdot HRC_3 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

7.2.3.6. Коэффициенты запаса (п. 4.1.2.): шестерни - $S_{H1} = 1,1$, колеса - $S_{H2} = 1,1$.

7.2.3.7. Допускаемые напряжения шестерни и колеса по формуле (7)

$$[\sigma]_{H1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot Z_{N1} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{S_{H1}} = \frac{1050 \cdot 0,938}{1,1} \cdot 1,0 = 895 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot Z_{N2} \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X}{S_{H2}} = \frac{570 \cdot 0,939}{1,1} \cdot 1,0 = 487 \text{ МПа},$$

где принято $Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = 1$, так как ожидаемая скорость в зацеплении $V \leq 10 \text{ м/с}$.

7.2.3.8. Расчетное допускаемое напряжение (п. 4.2.)

$$[\sigma]_H = 0,45 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) = 0,45 \cdot (895 + 487) = 622 \text{ МПа};$$

$$[\sigma]_H = 1,25 \cdot [\sigma]_{Hmin} = 1,25 \cdot 487 = 609 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем меньшее, т.е. $[\sigma]_H = 609 \text{ МПа}$.

7.2.4. Определение основных размеров

7.2.4.1. Начальный диаметр шестерни по формуле (14)

$$d_{w1} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\psi_d \cdot [\sigma]_H^2 \cdot u^2}} = 675 \cdot \sqrt[3]{\frac{256,8 \cdot 1,0 \cdot 1,05 \cdot (5+1)}{0,9 \cdot 609^2 \cdot 5^2}} =$$

$$= 39,07 \text{ мм}.$$

7.2.4.2. Расчетная ширина колеса по формуле (15)

$$b_w^{расч.} = \psi_d \cdot d_{w1} = 0,9 \cdot 39,07 = 35,16 \text{ мм}.$$

7.2.4.3. Межосевое расстояние по п. 6.2.1

$$a_w^{расч.} = \frac{d_{w1} \cdot (u+1)}{2} = \frac{39,07 \cdot (5+1)}{2} = 117,2 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное межосевое расстояние $a_w = 125$ мм. Поскольку расчетное межосевое расстояние отличается от стандартного, уточняем ширину колеса по формуле

$$b_w^{троб.} = b_w^{расч.} \cdot \left(\frac{a_w^{расч.}}{a_w} \right)^2 = 35,16 \cdot \left(\frac{117,2}{125} \right)^2 = 30,91 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину колеса $b_{w2} = 31$ мм, ширину шестерни $b_{w1} = b_{w2} + 5 = 31 + 5 = 36$ мм.

7.2.5. Определение геометрии зацепления

7.2.5.1. Модуль (п. 6.2.2.)

$$m \approx (0,01...0,02) \cdot a_w = (0,01...0,02) \cdot 125 = 1,25...2,5 \text{ мм.}$$

Согласно п. 1.1. в указанном диапазоне находятся модули: 1,25; 1,5; 1,75; 2,0; 2,25 и 2,5. Выбираем модули, соответствующие первому предпочтительному ряду: 1,5; 2,0 и 2,5.

Расчет ведем для трех вариантов. Ориентировочно принимаем $\beta_w = 12^\circ$.

Результаты сведем в таблицу.

Сводная таблица расчетных параметров.

Табл. 7.2.

Параметры, формулы, размерность	Значения параметров		
Модуль зуба m , мм	1,5	2,0	2,5
Число зубьев шестерни с округлением до целого числа $z_1 = \frac{2 \cdot a_w \cdot \cos \beta_w}{m \cdot (u + 1)}$	27	20	16
Число зубьев колеса с округлением до целого числа $z_2 = z_1 \cdot u$	135	100	80
Фактическое передаточное число $u = z_2 / z_1$	5	5	
Угол наклона зуба (с точностью до секунд или 4-го знака после запятой) $\beta_w = \arccos \cdot \frac{m \cdot (z_1 + z_2)}{2 \cdot a_w}$	13,5905°	16,2602°	16,2602°
Осевой шаг $P_x = \frac{\pi \cdot m}{\sin \beta_w}$, мм	20,05	22,44	28,05
Коэффициент осевого перекрытия $\epsilon_\beta = b_{w2} / P_x$	1,55	1,38	1,11

Примечание. Если число зубьев $z < 17$ (как в нашем случае при $m = 2,5$), то следует выполнить проверку на возможность подрезания зуба по формуле [8]

$$\begin{aligned} z_{min} &= 2 \cdot \cos \beta_w \cdot (\cos^2 \beta_w / \operatorname{tg}^2 \alpha + 1) = \\ &= 2 \cdot \cos 16,2602^\circ (\cos^2 16,2602^\circ / \operatorname{tg}^2 20^\circ + 1) = 15,28. \end{aligned}$$

Так как $z_{min} < 16$, подрезания зуба не будет.

Передаточные числа во всех вариантах одинаковы и равны заданному, а $\varepsilon_\beta > 1$, т.е. варианты примерно равнозначны. Выбираем $m = 1,5$ мм, так как в этом случае β_w меньше, чем при $m = 2$ и $m = 2,5$, следовательно осевая сила в зацеплении также будет меньше, а коэффициент осевого перекрытия ε_β наибольший. Это значит, что передача будет работать плавней.

7.2.5.2. Диаметры зубчатых колес

Начальные диаметры:

$$d_{w1} = \frac{m \cdot z_1}{\cos \beta_w} = \frac{1,5 \cdot 27}{\cos 13,5905^\circ} = 41,67 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{m \cdot z_2}{\cos \beta_w} = \frac{1,5 \cdot 135}{\cos 13,5905^\circ} = 208,33 \text{ мм}.$$

$$d_{w1} + d_{w2} = 41,67 + 208,33 = 250 = 2 \cdot a_w - \text{проверка.}$$

Диаметры выступов:

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m = 41,67 + 2 \cdot 1,5 = 44,67 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m = 208,33 + 2 \cdot 1,5 = 211,33 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин:

$$d_{f1} = d_{w1} - 2,5 \cdot m = 41,67 - 2,5 \cdot 1,5 = 37,92 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2,5 \cdot m = 208,33 - 2,5 \cdot 1,5 = 204,58 \text{ мм}.$$

7.2.5.3. Коэффициент торцового перекрытия по формуле (19)

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta_w = \\ &= \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{27} + \frac{1}{135} \right) \right] \cdot \cos 13,5905^\circ = 1,69. \end{aligned}$$

7.2.5.4. Суммарный коэффициент перекрытия по формуле (20)

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta = 1,69 + 1,55 = 3,24.$$

7.2.6. Скорость и силы в зацеплении (п. 6.3.)

7.2.6.1. Окружная скорость

$$V = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 41,67 \cdot 965}{60000} = 2,11 \text{ м/с}.$$

7.2.6.2. Окружная сила

$$F_t = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 256,8}{208,33} = 2465 \text{ Н}.$$

7.2.6.3. Радиальная сила

$$F_r = F_t \cdot \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta_w} = 2465 \cdot \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 13,5905^\circ} = 923 \text{ Н.}$$

7.2.6.4. Осевая сила

$$F_x = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_w = 2465 \cdot \operatorname{tg} 13,5905^\circ = 596 \text{ Н.}$$

7.2.7. Определение коэффициентов нагрузки

7.2.7.1. Коэффициент внешней динамической нагрузки. Принято $K_A = 1$ (см. п.

1.4.).

7.2.7.2. Коэффициенты, учитывающие динамическую нагрузку в зацеплении

$K_{HV} = 1,02$ при $V \approx 2 \text{ м/с}$, твердости одного из колес меньше **350 HB** и 8-й степени точности (табл. 2); $K_{FV} = 3 \cdot K_{HV} - 2 = 3 \cdot 1,02 - 2 = 1,06$ (табл. 3).

7.2.7.3. Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по

длине контактных линий при $\psi_d = \frac{b_{w2}}{d_{w1}} = \frac{31}{41,67} = 0,74$, равен

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1,03 \text{ (рис. 4).}$$

7.2.7.4. Уточнение коэффициентов, учитывающих неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев (п. 2.4.).

Суммарная погрешность основных шагов пары (табл. 5)

$$f_{pb\Sigma} = \sqrt{f_{pb1}^2 + f_{pb2}^2} = \sqrt{19^2 + 24^2} = 30,6.$$

Критерий допустимого повреждения активных поверхностей зубьев по контактным напряжениям

$$a_\alpha = 0,2 \text{ т.к. } HB_2 < 350 \text{ HB}$$

по изгибу

$$a_\alpha = 0,4$$

Коэффициент приработки

$$y_a = 0,5 \cdot (y_{a1} + y_{a2}) = 0,5 \cdot (2,9 + 6,74) = 4,82,$$

$$y_a = 0$$

где $y_{a1} = 160 \cdot f_{pb1} / \sigma_{Hlim1} = 160 \cdot 19 / 1050 = 2,9$ для

колес с объемной закалкой ТВЧ; $y_{a2} = 160 \cdot f_{pb2} / \sigma_{Hlim2} = 160 \cdot 24 / 570 = 6,74$ для улучшенных колес.

Фактор В

$$B = C_\gamma \cdot (a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma} - y_a) = 26,7 \cdot (0,2 \cdot 30,6 - 4,82) = 34,71;$$

$$B = c_\gamma \cdot a_\alpha \cdot f_{pb\Sigma} = 26,7 \cdot 0,4 \cdot 30,6 = 327;$$

где $C_\gamma \approx 0,5 \cdot (26,2 + 27,1) = 26,7$ - суммарная торцовая жесткость пары

зубьев по табл. 4 при $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta_w} = \frac{27}{\cos^3 13,5905^\circ} \approx 29$ и

$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_w} = \frac{135}{\cos^3 13,5905^\circ} \approx 147$, поскольку $\beta_w = 13,5905^\circ \sim$ среднее

значение рекомендуемого угла наклона зуба; z_{V1} и z_{V2} - приведенные числа зубьев шестерни и колеса.

Коэффициенты, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по парам зубьев, по формуле (2)

$$\begin{aligned} K_{Ha} &= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}} = \\ &= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (3,24 - 1)}{3,24}} \cdot \frac{34,71 \cdot 31}{2465 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,02} = 1,04; \\ K_{Fa} &= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (\varepsilon_\gamma - 1)}{\varepsilon_\gamma}} \cdot \frac{B \cdot b_{w2}}{F_t \cdot K_A \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}} = \\ &= 0,9 + 0,4 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot (3,24 - 1)}{3,24}} \cdot \frac{327 \cdot 31}{2465 \cdot 1 \cdot 1,03 \cdot 1,06} = 2,15. \end{aligned}$$

7.2.7.5. Коэффициент нагрузки по формулам (1) и (1,а)

$$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Ha} = 1 \cdot 1,02 \cdot 1,03 \cdot 1,04 = 1,09,$$

$$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa} = 1 \cdot 1,06 \cdot 1,03 \cdot 2,15 = 2,35.$$

7.2.8. Уточнение допускаемого контактного напряжения

7.2.8.1. Коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев. При

$$R_a = 1,25 \text{ и } Z_R = 1 \text{ (п. 4.1.4.)}$$

7.2.8.2. Коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости. При $V < 5 \text{ м/с}$ -

$$Z_V = 1 \text{ (п. 4.1.5.)}$$

7.2.8.3. Коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса. При $d_w \leq 700 \text{ мм}$ -

$$Z_X = 1 \text{ (рис.7.)}$$

Уточнения $[\sigma]_H$ не требуется, поскольку $Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X = 1$.

7.2.9. Определение допускаемого напряжения при расчете на сопротивление усталости при изгибе

7.2.9.1. Предел выносливости при изгибе по табл. 1: $\sigma_{Flim1}^0 = 480$ МПа для стали 40Х при сквозной закалке ТВЧ; $\sigma_{Flim2}^0 = 1,75 \cdot HB_2 = 1,75 \cdot 250 = 438$ МПа.

7.2.9.2. Коэффициент, учитывающий способ получения заготовки. При штампованной заготовке $Y_Z = 1$ (п. 5.1.1.2.).

7.2.9.3. Коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности по табл. 1. При шлифованной поверхности $Y_{g1} = 1$; $Y_{g2} = 1,1$.

7.2.9.4. Коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения. При отсутствии упрочнения $Y_d = 1$ (п. 5.1.1.4.).

7.2.9.5. Коэффициент, учитывающий влияние характера приложения нагрузки. При односторонней нагрузке $Y_A = 1$ (п. 5.1.1.5.).

7.2.9.6. Предел выносливости зубьев при изгибе по формуле (1)

$$\sigma_{Flim1} = \sigma_{Flim1}^0 \cdot Y_Z \cdot Y_{g1} \cdot Y_d \cdot Y_A = 480 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 480 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{Flim2} = \sigma_{Flim2}^0 \cdot Y_Z \cdot Y_{g2} \cdot Y_d \cdot Y_A = 438 \cdot 1 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1 = 482 \text{ МПа}.$$

7.2.9.7. Коэффициент запаса при изгибе по табл. 1 $S_{F1} = 1,7$; $S_{F2} = 1,7$.

7.2.9.8. Эквивалентные числа циклов при изгибе по формуле (6,а)

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_9 = 8,11 \cdot 10^8 \cdot 0,26 = 2,11 \cdot 10^8,$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_6 = 1,62 \cdot 10^8 \cdot 0,283 = 4,58 \cdot 10^7.$$

7.2.9.9. Коэффициент долговечности (п. 5.1.3.)

Так как $N_{FE1(2)} > 4 \cdot 10^6$, принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

7.2.9.10. Коэффициент, учитывающий градиент напряжений (п. 5.1.4.)

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 1,5 = 1,05.$$

7.2.9.11. Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности $Y_R = 1$ (п. 5.1.5.).

7.2.9.12. Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса (п. 5.1.6.)

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 41,67 = 1,045,$$

$$Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot d_{w2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 208,33 = 1,024.$$

7.2.9.13. Допускаемые напряжения по формуле (10)

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{Flim1} \cdot Y_{N1}}{S_{F1}} \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_{X1} = \frac{480 \cdot 1}{1,7} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,045 = 310 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot Y_{N2}}{S_{F2}} \cdot Y_{\delta} \cdot Y_R \cdot Y_{X2} = \frac{482 \cdot 1}{1,7} \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1,024 = 305 \text{ МПа.}$$

7.2.10. Расчетные коэффициенты

7.2.10.1. Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев. По рис. 10 при $\beta = 13,5905^\circ$, $x = 0$ - $Z_H = 2,44$.

7.2.10.2. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий

$$Z_{\varepsilon} = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_{\alpha}}} = \frac{1}{\sqrt{1,69}} = 0,769.$$

7.2.10.3. Коэффициенты, учитывающие форму зуба и концентрацию напряжений, по рис. 10 при $x = 0$, $z_{V1} = 29$ и $z_{V2} = 147$ - $Y_{FS1} = 3,82$ и $Y_{FS2} = 3,58$.

7.2.10.4. Коэффициент, учитывающий влияние угла наклона зуба (п. 8.1.1.)

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \frac{\beta_w}{120^\circ} = 1 - 1,55 \cdot \frac{13,5905^\circ}{120^\circ} = 0,824.$$

7.2.10.5. Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев (п. 8.1.1.)

$$Y_{\varepsilon} = 1/\varepsilon_{\alpha} = 1/1,69 = 0,592.$$

7.2.11. Проверка на сопротивление усталости

7.2.11.1. Проверка по контактным напряжениям, формула (21)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= 190 \cdot Z_H \cdot Z_{\varepsilon} \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u \pm 1)}{b_{w2} \cdot d_{w1} \cdot u}} = \\ &= 190 \cdot 2,44 \cdot 0,769 \cdot \sqrt{\frac{2465 \cdot 1,09 \cdot (5 + 1)}{31 \cdot 41,67 \cdot 5}} = \\ &= 563 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 609 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие прочности выполняется.

7.2.11.2. Проверка на изгиб по формуле (23)

$$\text{Поскольку } \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{FS1}} = \frac{310}{3,82} = 81,2 < \frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{FS2}} = \frac{305}{3,58} = 85,2, \text{ то проверку ведем}$$

по шестерне, как более слабой (п.8.1.2.). Для нее

$$\begin{aligned}\sigma_{F1} &= \frac{F_t \cdot K_F}{b_{w2} \cdot m} \cdot Y_{FS1} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon = \\ &= \frac{2465 \cdot 2,35}{36 \cdot 1,5} 3,82 \cdot 0,824 \cdot 0,592 = \\ &= 200 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 310 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Условие прочности выполняется.

7.2.12. Проверка на прочность при максимальных напряжениях

7.2.12.1. Допускаемые напряжения

Допускаемые контактные напряжения по табл. 1

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \cdot \sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1510 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 540 \text{ МПа}$ - предел текучести материала колеса (рис. 8).

Допускаемые напряжения изгиба по формуле (13)

$$[\sigma]_{F1max} = \frac{\sigma_{Fst1}}{S_{Fst1}} \cdot Y_{gst1} \cdot Y_{dst} \cdot Y_{X1} = \frac{2250}{1,75} \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,045 = 1478 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{Fst1} = 2250 \text{ МПа}$ - базовое предельное напряжение по табл. 1;
 $S_{Fst1} = 1,75/Y_{Z1} = 1,75/1 = 1,75$ - коэффициент запаса (п. 5.2.2.); $Y_{Z1} = 1$ - коэффициент, учитывающий вид заготовки (п. 5.1.1.2.); $Y_{gst1} = 1,1$ - коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зубьев, для шлифованных колес сквозной закалки с нагревом ТВЧ (п. 5.2.3.); $Y_{dst1} = 1$ - коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения, при шлифованной переходной поверхности зубьев (п. 5.2.4.).

7.2.12.2. Действительные напряжения

Действительные контактные напряжения по формуле (22)

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{max}}{T_{ном}}} = 563 \cdot \sqrt{2,5} = 890 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hmax} = 1510 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Действительные напряжения изгиба по формуле (24)

$$\sigma_{F1max} = \sigma_{F1} \cdot \frac{K_{AS}}{K_A} = 200 \cdot \frac{2,5}{1} = 500 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1max} = 1478 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

7.3. Расчет червячной передачи [3]

7.3.1 Исходные данные

Блок нагружения

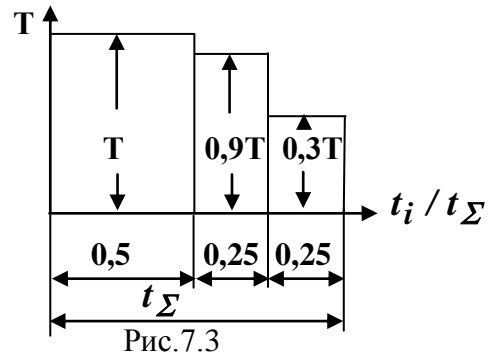
$T_2 = 475 \text{ Нм}$ - момент на валу червячного колеса;

$n_1 = 975 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения вала червяка;

$n_2 = 54 \text{ мин}^{-1}$ - частота вращения вала колеса;

$u = 18,1$ - передаточное число червячной передачи;

$L_h = 12 \text{ тыс. часов}$ – ресурс редуктора.



7.3.2. Установление основных данных

7.3.2.1. Число витков червяка при $u = 18,1$ принимаем - $z_1 = 2$ п. 1, ([3], с.5).

Примечание. В дальнейшем при изложении материалов настоящего подраздела ссылки на источник [3] не приводятся.

7.3.2.2. Число зубьев червячного колеса с округлением до целого числа по формуле (1)

$$z_2 = z_1 \cdot u = 2 \cdot 18,1 = 36.$$

7.3.2.3. Уточненное передаточное число по формуле (2)

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{36}{2} = 18.$$

7.3.2.4. Частота вращения вала червячного колеса по формуле (3)

$$n_2 = \frac{n_1}{u} = \frac{975}{18} = 54,2 \text{ мин}^{-1}.$$

7.3.2.5. Ориентировочная скорость скольжения в зацеплении по формуле (4)

$$V_{ск} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot n_1 \cdot \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 975 \cdot \sqrt[3]{475} = 3,4 \text{ м/с}.$$

7.3.2.6. Выбор профиля червяка и материалов червячной пары (п. 1.7.).

Принимаем архимедов червяк **ЗА** из стали **20** с цементацией и закалкой до твердости **56...63 HRC₉**, витки шлифованные и полированные. Учитывая, что $V_{ск} < 4 \text{ м/с}$, по таблице 1 принимаем в качестве материала червячного колеса безоловянную бронзу **БрА9ЖЗЛ** (отливка в кокиль) с характеристиками: $E_2 = (0,88...1,14) \cdot 10^5 \text{ МПа}$; $\nu_2 = 0,35$; $\sigma_{T2} = 196...343 \text{ МПа}$; $\sigma_{\sigma 2} = 490...588 \text{ МПа}$.

7.3.2.7. В соответствии с табл. 2 при $V_{ск} = 3,4 \text{ м/с}$ принимаем 8-ю степень

точности ($n_T = 8$).

7.3.2.8. Ориентировочный КПД передачи по формуле (5)

$$\eta = \frac{0,98}{1 + 0,25 \cdot f' \cdot u} = \frac{0,98}{1 + 0,25 \cdot 0,042 \cdot 18} = 0,824,$$

где $f' = \operatorname{tg} \varphi' = \operatorname{tg} 2,4^\circ = 0,042$ - приведенный коэффициент трения в

зацеплении; $\varphi' \approx (3,0 \dots 3,5) - 0,92 \cdot \ln V_{ск} = 3,5 - 0,92 \cdot \ln 3,4 = 2,4^\circ$ -
приведенный угол трения.

7.3.2.9. Мощность на валу червяка по формуле (7)

$$P_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{9550 \cdot \eta} = \frac{475 \cdot 54,2}{9550 \cdot 0,824} = 3,27 \text{ кВт}.$$

7.3.2.10. Коэффициент диаметра червяка (п. 1.10.)

$$q = 0,25 \cdot z_2 = 0,25 \cdot 36 = 9.$$

По ГОСТ 19672-74 принимаем $q = 8 > q_{min} = 0,212 \cdot z_2 = 0,212 \cdot 36 = 7,6$.

7.3.2.11. Коэффициент нагрузки по формуле (8)

$$K = K_\beta \cdot K_V = 1,06 \cdot 1,17 = 1,24,$$

$$\text{где } K_\beta = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - v_{cp}) = 1 + \left(\frac{36}{54} \right)^3 \cdot (1 - 0,8) = 1,06$$

коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта вследствие деформации червяка; $\theta = 9 \cdot (q - 4) \cdot (1 + 1/z_1) = 9 \cdot (8 - 4) \cdot (1 + 1/2) = 54$ -

коэффициент деформации червяка;

$$v_{cp} = \sum \frac{T_i}{T_{max}} \cdot \frac{t_i}{t_\Sigma} = 1 \cdot 0,5 + 0,9 \cdot 0,25 + 0,3 \cdot 0,25 = 0,8$$
 - средняя относительная

нагрузка; $K_V = 0,3 + 0,1 \cdot n_T + 0,02 \cdot V_{ск} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 3,4 = 1,17$ -

коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку.

7.3.3. Допускаемые контактные напряжения

Для безоловянной бронзы по формуле (20)

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V = 300 \cdot 0,711 = 213 \text{ МПа}, \text{ где } [\sigma]_{H0} = 300 \text{ МПа} -$$

исходное допускаемое напряжение материала червячного колеса при шлифованных и полированных червяках с твердостью $HRC_9 \geq 45$;

$$C'_V = 1 - 0,085 \cdot V_{ск} = 1 - 0,085 \cdot 3,4 = 0,711$$
 - коэффициент, учитывающий

влияние скорости скольжения на заедание.

7.3.4. Определение основных размеров

7.3.4.1. Межосевое расстояние по формуле (22)

$$a_w = 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot T_2}{[\sigma]_H^2}} = 625 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,24 \cdot 475}{213^2}} = 146,9 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$.

Примечание. Корпуса червячных редукторов конструируют двух исполнений: неразъемные (при $a_w \leq 160 \text{ мм}$) с двумя окнами на боковых стенках, через которые при сборке вводят в корпус комплект вала с червячным колесом, и разъемные (плоскость разъема располагают по оси вала червячного колеса).

7.3.4.2. Расчетный модуль по формуле (23)

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 140}{36 + 8} = 6,36 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 2144-76 принимаем $m = 6,3 \text{ мм}$.

7.3.4.3. Коэффициент смещения по формуле (25)

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (q + z_2) = \frac{140}{6,3} - 0,5 \cdot (8 + 36) = +0,222.$$

Коэффициент смещения находится в рекомендуемых пределах.

7.3.4.4. Геометрические параметры передачи по табл.5

Червяк.

Делительный диаметр $d_1 = m \cdot q = 6,3 \cdot 8 = 50,4 \text{ мм}$.

Диаметр вершин витков $d_{a1} = m \cdot (q + 2) = 6,3 \cdot (8 + 2) = 63 \text{ мм}$.

Диаметр впадин витков $d_{f1} = m \cdot (q - 2,4) = 6,3 \cdot (8 - 2,4) = 35,28 \text{ мм}$.

Начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot x) = 6,3 \cdot (8 + 2 \cdot 0,222) = 53,20 \text{ мм}.$$

Делительный угол подъема витка $\gamma = \arctg \frac{z_1}{q} = \arctg \frac{2}{8} = 14,04^\circ$.

Начальный угол подъема витка

$$\gamma_w = \arctg \frac{z_1}{q + 2 \cdot x} = \arctg \frac{2}{8 + 2 \cdot 0,222} = 13,32^\circ.$$

Угол профиля витка в нормальном сечении червяка на начальном цилиндре –

$$\alpha_{nw} = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos \gamma) = \arctg(\operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 14,04^\circ) = 19,45^\circ.$$

Длина нарезанной части червяка
 $b_1 \geq (c_1 + c_2 \cdot z_2) \cdot m = (11 + 0,1 \cdot 36) \cdot 6,3 = 92 \text{ мм}$, где $c_1 = 11$, $c_2 = 0,1$
 коэффициенты по табл. 7.

С учетом выхода шлифовального круга принимаем

$$b_1 = 92 + 3 \cdot m = 92 + 3 \cdot 6,3 = 115 \text{ мм}.$$

Червячное колесо.

Ширина зубчатого венца $b_2 \leq 0,75 \cdot d_{a1} = 0,75 \cdot 63 = 47 \text{ мм}$.

Условный угол обхвата

$$2 \cdot \delta = 2 \cdot \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = 2 \cdot \arcsin \frac{47}{63 - 0,5 \cdot 6,3} = 103^\circ.$$

Начальный и делительный диаметры

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 6,3 \cdot 36 = 226,80 \text{ мм}.$$

Диаметр вершин зубьев

$$\begin{aligned} d_{a2} &= d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = \\ &= 226,8 + 2 \cdot 6,3 \cdot (1 + 2 \cdot 0,222) = 242,20 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Диаметр впадин зубьев

$$\begin{aligned} d_{f2} &= d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = \\ &= 226,8 + 2 \cdot 6,3 \cdot (1,2 - 0,222) = 214,48 \text{ мм}. \end{aligned}$$

Наибольший диаметр $d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 242,2 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 250 \text{ мм}$.

Проверка $a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{53,20 + 226,80}{2} = 140 \text{ мм}$.

7.3.5. Окружные скорости и скорость скольжения определяются по формулам (26)...(28)

Окружная скорость на начальном цилиндре червяка

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60000} = \frac{\pi \cdot 53,2 \cdot 975}{60000} = 2,72 \text{ м/с}.$$

Примечание. Червяк под колесом – применяют при окружных скоростях на начальном цилиндре червяка до 4...5 м/с. При больших окружных скоростях применяют – червяк над колесом.

Окружная скорость на начальном цилиндре колеса

$$V_2 = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60000} = \frac{\pi \cdot 226,8 \cdot 54,2}{60000} = 0,64 \text{ м/с}.$$

Скорость скольжения $V_{ск} = \frac{V_1}{\cos \gamma_w} = \frac{2,72}{\cos 13,32^\circ} = 2,8 \text{ м/с}.$

7.3.6. Уточнение КПД передачи, крутящего момента и мощности на червяке

7.3.6.1. КПД червячного зацепления по формуле (29)

$$\eta_{зац} = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma_w + \varphi')} = \frac{tg13,32^\circ}{tg(13,32^\circ + 2,55^\circ)} = 0,833.$$

Здесь

$$\varphi' \approx (3,0...3,5) - 0,92 \cdot \ln V_{ск} = 3,5 - 0,92 \cdot \ln 2,8 = 2,55^\circ \text{ уточненный}$$

приведенный угол трения по формуле (6).

7.3.6.2. Общий КПД червячного редуктора по формуле (22)

$$\eta = \eta_{зац} \cdot \eta_p = 0,833 \cdot 0,98 = 0,816;$$

где $\eta_p = 0,98$ - КПД, учитывающий потери на разбрызгивание и перемешивание масла.

7.3.6.3. Крутящий момент на валу червяка по формуле (31)

$$T_1 = \frac{T_2}{u \cdot \eta} = \frac{475}{18 \cdot 0,816} = 32,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

7.3.6.4. Мощность на валу червяка по формуле (32)

$$P_1 = \frac{T_1 \cdot n_1}{9550} = \frac{32,3 \cdot 975}{9550} = 3,3 \text{ кВт}.$$

7.3.7. Силы в зацеплении

7.3.7.1. Окружная сила на колесе (осевая на червяке) по формуле (33)

$$F_{t2} = F_{x1} = \frac{2000 \cdot T_2}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 475}{226,8} = 4190 \text{ Н}.$$

7.3.7.2. Окружная сила на червяке (осевая на колесе) по формуле (32)

$$F_{t1} = F_{x2} = \frac{2000 \cdot T_1}{d_{w1}} = \frac{2000 \cdot 32,3}{53,2} = 1210 \text{ Н}.$$

7.3.7.3. Радиальная сила по формуле (35)

$$F_r = F_{t2} \cdot tg\alpha = 4190 \cdot tg20^\circ = 1525 \text{ Н}.$$

7.3.8. Проверочный расчет по контактным напряжениям

7.3.8.1. Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов, по формуле

(36)

$$\begin{aligned}
 Z_M &= \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{(1 - \nu_1^2) \cdot E_2 + (1 - \nu_2^2) \cdot E_1}} = \\
 &= \sqrt{\frac{1}{\pi} \cdot \frac{2 \cdot 2,06 \cdot 10^5 \cdot 1,2 \cdot 10^5}{(1 - 0,3^2) \cdot 1,0 \cdot 10^5 + (1 - 0,35^2) \cdot 2,06 \cdot 10^5}} = \\
 &= 219,7 \text{ МПа}^{0,5}.
 \end{aligned}$$

7.3.8.2. Коэффициент, учитывающий форму поверхностей, по формуле (37)

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 \gamma_w}{\sin 2 \cdot \alpha_{nw}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \cos^2 13,32^\circ}{\sin 2 \cdot 19,45^\circ}} = 1,74.$$

7.3.8.3. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, по формуле (39)

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_a \cdot K_\varepsilon}} = \sqrt{\frac{1}{1,84 \cdot 0,75}} = 0,85,$$

где $\varepsilon_a = 1,95 - \frac{3,9}{z_2} = 1,95 - \frac{3,9}{36} = 1,84$ - коэффициент торцового перекрытия;

$K_\varepsilon = 0,75$ - коэффициент изменения суммарной длины контактных линий.

7.3.8.4. Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата, по формуле (41)

$$Z_\delta = \sqrt{\frac{360^\circ}{2 \cdot \delta}} = \sqrt{\frac{360^\circ}{103^\circ}} = 1,87.$$

7.3.8.5. Уточнение коэффициента нагрузки

$$K = K_\beta \cdot K_V = 1,06 \cdot 1,16 = 1,23.$$

Здесь $K_\beta = 1,06$ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине линии контакта вследствие деформации червяка остался прежним, так как не изменились q и θ , а коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, стал равен $K_V = 0,3 + 0,1 \cdot n_T + 0,02 \cdot V_{ск} = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 2,8 = 1,16$, поскольку изменилась скорость скольжения.

7.3.8.6. Уточнение допускаемого контактного напряжения по формуле (20)

$$[\sigma]_H = [\sigma]_{H0} \cdot C'_V = 300 \cdot 0,762 = 229 \text{ МПа},$$

где $C'_V = 1 - 0,085 \cdot V_{ск} = 1 - 0,085 \cdot 2,8 = 0,762$ - уточненный коэффициент, учитывающий влияние скорости скольжения.

7.3.8.7. Действительные контактные напряжения по формуле (42)

$$\begin{aligned}\sigma_H &= Z_M \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot Z_\delta \cdot \frac{25,2}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T_2}{d_{wI}}} = \\ &= 219,7 \cdot 1,74 \cdot 0,85 \cdot 1,87 \cdot \frac{25,2}{226,8} \cdot \sqrt{\frac{1,23 \cdot 475}{53,2}} = \\ &= 224 \text{ МПа} < [\sigma]_H = 229 \text{ МПа} .\end{aligned}$$

7.3.8.8. Проверка на статическую прочность

$$\sigma_{H\text{ник}} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} = 224 \cdot \sqrt{2,5} = 354 \text{ МПа} < [\sigma]_{H\text{ст}} = 540 \text{ МПа} ,$$

где $[\sigma]_{H\text{ст}} = 2 \cdot \sigma_{T2} = 2 \cdot 270 = 540 \text{ МПа}$ – предельно допустимое контактное напряжение по табл. 9.

Условия прочности 9.7. и 9.8. выполняются. Материал колеса оставляем прежний.

7.3.9. Проверочный расчет зубьев колеса на прочность при изгибе

7.3.9.1. Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, по формуле (43)

$$Y_\varepsilon = \frac{\cos \gamma_w}{\varepsilon_\alpha \cdot K_\varepsilon} = \frac{\cos 13,32^\circ}{1,84 \cdot 0,75} = 0,705 .$$

7.3.9.2. Коэффициент, учитывающий условный угол обхвата, по формуле (44)

$$Y_\delta = \frac{360^\circ}{2 \cdot \delta} = \frac{360^\circ}{103^\circ} = 3,50 .$$

7.3.9.3. Коэффициент, учитывающий наклон зуба колеса, по формуле (45)

$$Y_\gamma = 1 - \frac{\gamma}{140^\circ} = 1 - \frac{14,04^\circ}{140^\circ} = 0,90 .$$

7.3.9.4. Коэффициент формы зуба по рис. 3

$$\text{При } x = +0,222 \text{ и } z_V = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{36}{\cos^3 14,04^\circ} = 39 \text{ коэффициент формы}$$

зуба будет $Y_F = 1,8$.

7.3.9.5. Условный базовый предел изгибной выносливости зубьев колеса для бронз при непереворсивной нагрузке (п.3.6.1)

$$\sigma_{F0} = 0,14 \cdot \sigma_{\sigma 2} + 0,44 \cdot \sigma_{T2} = 0,14 \cdot 540 + 0,44 \cdot 270 = 194 \text{ МПа} .$$

7.3.9.6. Коэффициент режима по формуле (49)

$$\mu_9 = \sum \frac{t_i}{t_\Sigma} \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 = 0,5 + 0,25 \cdot 0,9^9 + 0,25 \cdot 0,3^9 = 0,597 .$$

7.3.9.7. Эквивалентное число циклов

$$N_{FE2} = 60 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_9 = 60 \cdot 54,2 \cdot 12000 \cdot 0,597 = 2,33 \cdot 10^7 .$$

7.3.9.8. Коэффициент долговечности (п.3.6.1)

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE2}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{2,33 \cdot 10^7}} = 0,705 > 0,54 ,$$

где $N_{F0} = 10^6$ - база испытаний.

7.3.9.9. Допускаемое напряжение изгиба по формуле (50)

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F0}}{s_F} \cdot K_{FL} = \frac{194}{1,75} \cdot 0,705 = 78,2 \text{ МПа} ,$$

где $s_F = 1,75$ - коэффициент безопасности (п. 3.6.2.).

7.3.9.10 Напряжения изгиба в зубьях по формуле (51)

$$\begin{aligned} \sigma_F &= Y_\varepsilon \cdot Y_\delta \cdot Y_\gamma \cdot Y_F \cdot \frac{F_{t2} \cdot K}{\pi \cdot d_{w1} \cdot m} = 0,705 \cdot 3,5 \cdot 0,9 \cdot 1,8 \cdot \frac{4190 \cdot 1,23}{\pi \cdot 53,2 \cdot 6,3} = \\ &= 19,6 \text{ МПа} < [\sigma]_{F0} = 78,2 \text{ МПа} . \end{aligned}$$

7.3.9.11. Проверочный расчет зубьев колеса на статическую прочность при изгибе по формуле (52)

$$\sigma_{Fnuk} = \sigma_F \cdot \frac{T_{max}}{T_{ном}} = 19,6 \cdot 2,5 = 49 \text{ МПа} < [\sigma]_{Hcm} = 540 \text{ МПа} .$$

Здесь $[\sigma]_{Hcm} = 0,8 \cdot \sigma_{T2} = 0,8 \cdot 270 = 216 \text{ МПа}$ - предельное допустимое напряжение изгиба по табл.9.

Условие прочности при изгибе по пункту 7.3.9.11. выполняется. Материал колеса оставляем прежний.

7.3.10. Тепловой расчет

Температура масла при установившемся режиме (п. 5.1.)

$$\begin{aligned} t_{уст} &= t_0 + \frac{1000 \cdot P_1 \cdot (1 - \eta)}{k \cdot A \cdot (1 + \psi)} = 20^\circ + \frac{1000 \cdot 3,3 \cdot (1 - 0,816)}{15 \cdot 0,53 \cdot (1 + 0,3)} = \\ &= 78,8^\circ < [t] = 80^\circ , \end{aligned}$$

где $t_0 = 20^\circ$ - температура окружающей среды; $k = 15 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{градус})$ -

коэффициент теплопередачи; $A \approx 20 \cdot a_w^2 = 20 \cdot 0,14^2 = 0,39 \text{ м}^2$ - свободная

поверхность охлаждения корпуса редуктора (с учетом оребрения

$A = 0,39 \cdot 1,3 = 0,53 \text{ м}^2$); $\psi = 0,3$ - коэффициент, учитывающий тепло отвод в фундаментную плиту или раму машины.

Температурный режим удовлетворительный.

7.4. Разработка эскизного проекта одноступенчатого редуктора (проектирование валов, зубчатых колес, червяков и червячных колес, подшипниковых узлов и конструирование редуктора) [4-6]

После определения межосевых расстояний, размеров колес и червяков приступают к разработке конструкции редуктора. Первым этапом конструирования является разработка эскизного проекта. При эскизном проектировании определяют расположение деталей передач, расстояния между ними, ориентировочные диаметры тихоходного и быстроходного валов, выбирают типы подшипников и схемы их установки. После чего становится возможным выполнение расчета валов и проверка пригодности стандартных подшипников качения.

7.4.1. Проектирование валов

Расчет вала совмещают с его конструированием и проводят в несколько этапов: приближенное определение исходного диаметра вала; конструирование вала; уточненный расчет вала.

На этапе приближенного определения исходного диаметра вала известен лишь крутящий момент, численно равный передаваемому на вал вращающему моменту, определенному при силовом и кинетическом расчете привода. Величину изгибающего момента определяют после разработки конструкции вала по результатам выполнения эскизного проекта редуктора. Поэтому рассматриваемый этап расчета вала выполняют для определения диаметров его выходного конца, посадочных поверхностей под ступицу колеса и подшипники. При этом диаметр d выходного конца вала рассчитывают из условия прочности на кручение

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T}{\pi \cdot [\tau]_K}}, \text{ мм}$$

где T - крутящий момент, $\text{Н} \cdot \text{м}$; $[\tau]_K$ - допускаемое напряжение при кручении, $[\tau]_K = 10...20 \text{ МПа}$. При этом меньшее значение $[\tau]_K$ - для быстроходных валов, большее - для тихоходных.

Полученный по формуле диаметр относят к наименьшему сечению вала на участке, передающем вращающий момент: для быстроходных (входных) и тихоходных (выходных) валов это место посадки на консолях полумуфт, шкивов, звездочек.

Если рассматриваемый выходной конец вала соединяется с валом электродвигателя муфтой, то полученное значение d корректируют по условию:

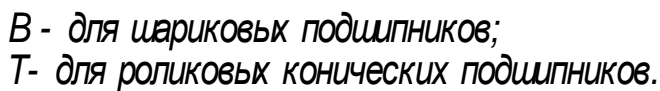
$$d = (0,8...1,2) \cdot d_{\text{э}},$$

где $d_{\text{э}}$ - диаметр вала электродвигателя.

Выходные концы валов могут быть цилиндрическими и коническими. Стандарт устанавливает размеры концов валов, см. табл.3.2 ([4], с.9).

Конические концы валов применяют преимущественно для сменных деталей и конструкций, подлежащих частой разборке.

Для облегчения монтажа подшипников, колес, шкивов, звездочек и других деталей, а также из технологических соображений (разные чистота и вид механической обработки), применяют ступенчатую конструкцию вала.

$$B \text{ или } T \quad L_1 \quad = 15^* d_7$$


раски подшипника качения принимают из

$$d_{\text{avg}} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N d_i$$

Зубчатые колеса с соотношением $\frac{d_k}{d_k} < 2$ выполняют вместе с валом, получая

Червяки обычно выполняют стальными и заодно целое с валом (получая конструкцию в виде вала-червяка), при этом желательно, чтобы диаметр вала перед нарезной частью удовлетворял свободному выходу инструмента при нарезании червяка. Расстояние между подшипниками на валах червячного редуктора определяется согласно рекомендациям, изложенных в п.п.7.4.6.2.; окончательное расстояние устанавливают при конструировании редуктора.



стенки редуктора определяют по зависимости ([5], с.27): $a = \sqrt[3]{L} + 4$, в мм, где L в мм - наибольшее расстояние, измеренное в диаметральной направлении между наружными поверхностями зубчатых цилиндрических колес или червячного колеса и червяка

колесами, см. п.п.7.2.5.2.); $L = a_w + \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{dM2}}{2}$ - для редуктора с червячной передачей, см. п.п.7.3.4.4.).

При известной длине ступицы колеса, если она выступает по обе стороны колеса и ее длина больше ширины шестерни b_{w1} , принимают $L_1 = l_{cm2} + 2 \cdot a$. Если $l_{cm2} \leq b_{w1}$, то $L_1 = b_{w1} + 2 \cdot a$.

При проектировании тихоходного вала необходимо определиться с типом соединения вал-ступица для передачи вращающего момента. Если в качестве такого будет принято шпоночное соединение, то величину l_{cm2} необходимо согласовать с длиной шпонки l из условия $l_{cm2} = l + (6...10) \text{ мм}$ ([4], с.38). Если для передачи вращающего момента между валом и ступицей колеса будет выбрано соединение с натягом, то $l_{cm2} = l$, где l длина соединения с натягом, задаваемая при расчете соединения ([4], с.34).

7.4.2. Конструирование зубчатых колес

При разработке конструкции зубчатых колес учитывают их геометрические размеры (d_a , d_f , b_w), используемые материалы, способы изготовления заготовок и объём выпуска изделий.

Зубчатые цилиндрические колеса малых диаметров ($d_a \leq 150 \text{ мм}$) выполняют обычно коваными. Их изготавливают насадными плоскими или с выступающей ступицей, как показано на рис.7.6. В одноступенчатых редукторах колеса выполняют со ступицей, выступающей в обе стороны.

При диаметре $150 \text{ мм} < d_a \leq 500 \text{ мм}$ колеса выполняют коваными или штампованными.

На рис.7.7. приведены конструкции штампованных и кованных колес, а в табл.7.3. размеры их основных конструктивных элементов.

Размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес

с внешним зацеплением.

Табл.7.3

№	Размеры конструктивного элемента	Обозначение	Расчетные значения
1	Толщина обода	δ_0	$(2,5...3) \cdot m$
2	Толщина диска	l_c	$(0,2...0,3) \cdot b_w$
3	Диаметр ступицы	d_{cm}	$(1,6...1,7) \cdot d_k$
4	Длина ступицы	l_{cm}	$(0,8...1,5) \cdot d_k$
5	Угол штамповочного уклона	γ	7°
6	Радиус закругления	R	Не менее 5 мм
7	Диаметр отверстия	d_0	$15...25 \text{ мм}$
8	Диаметр окружности расположения центров отверстий	D_0	$0,5 \cdot (D_B + d_{cm})$

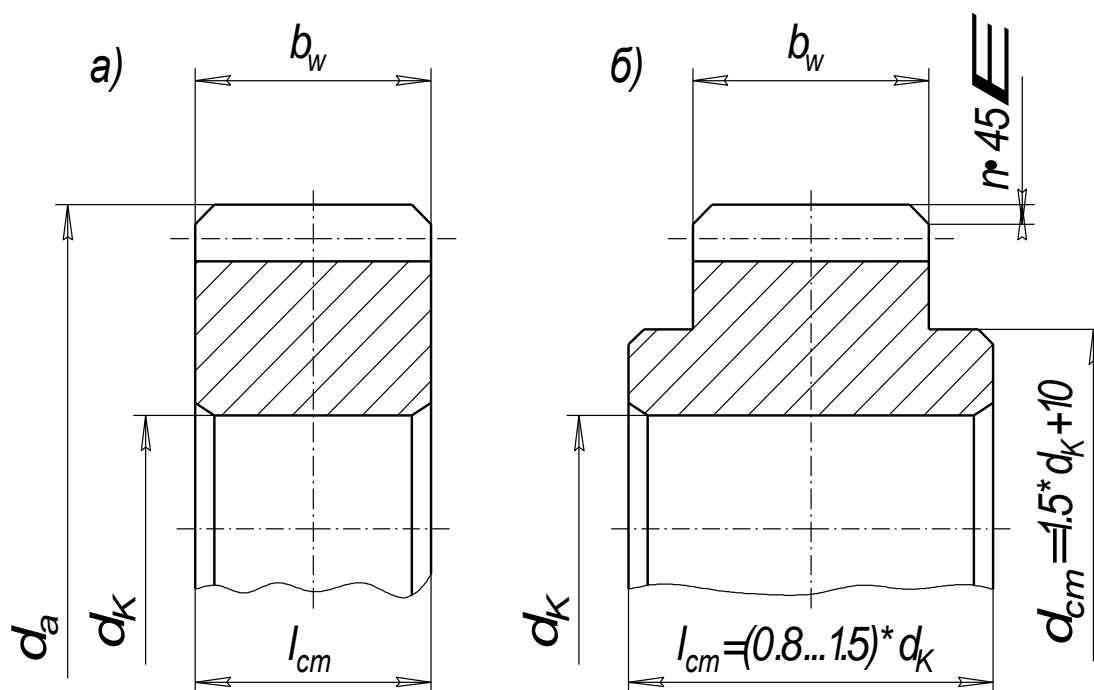


Рис. 7.6. Цилиндрические зубчатые кованные колёса при $d_a \leq 150 \text{ мм}$:
а – плоское; б – с выступающей ступицей

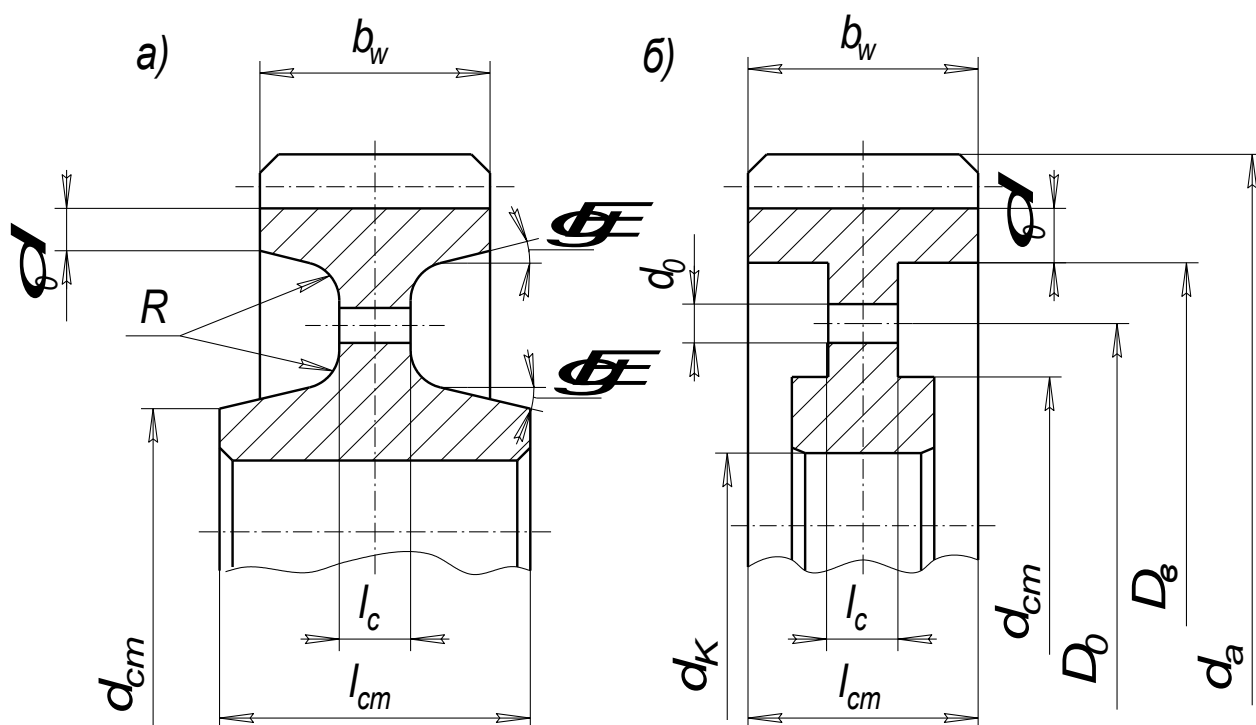


Рис. 7.7. Цилиндрические зубчатые колёса при $150 \text{ мм} < d_a \leq 500 \text{ мм}$:
а – штампованные; б – кованные

Штампованные конструкции отличаются от кованных наличием уклонов под углом γ , необходимых для свободного удаления колеса-заготовки из штампа. Диск между ободом и ступицей колеса размещают по середине зубчатого венца, чтобы уменьшить влияние деформаций от коробления в процессе термообработки колеса.

Размеры фаски на зубчатом венце принимают в зависимости от модуля ([7], с.461)

$$n = 0,5 \cdot m.$$

Зубчатые колеса диаметром от **500** до **1000 мм** выполняют литыми из стали или чугуна. Конструкция литого колеса и размеры его конструктивных элементов рассмотрены в книге ([7], с.468).

7.4.3. Конструкции червяков и червячных колес

На рис.7.8 приведены возможные конструкции червяков. Червяки обычно выполняют в виде цельных конструкций, причем диаметр d_{f1} впадин витков червяка должен быть больше диаметра расположенной рядом шейки d_0 (рис.7.8,а), что необходимо для выхода инструмента при нарезании червяка. Если выше указанное условие выполнить затруднительно, предусматривают проточки для выхода инструмента с диаметром $d_0 \leq d_{f1}$ (рис.7.8,б). Однако это приводит к уменьшению прочности и жёсткости вала.

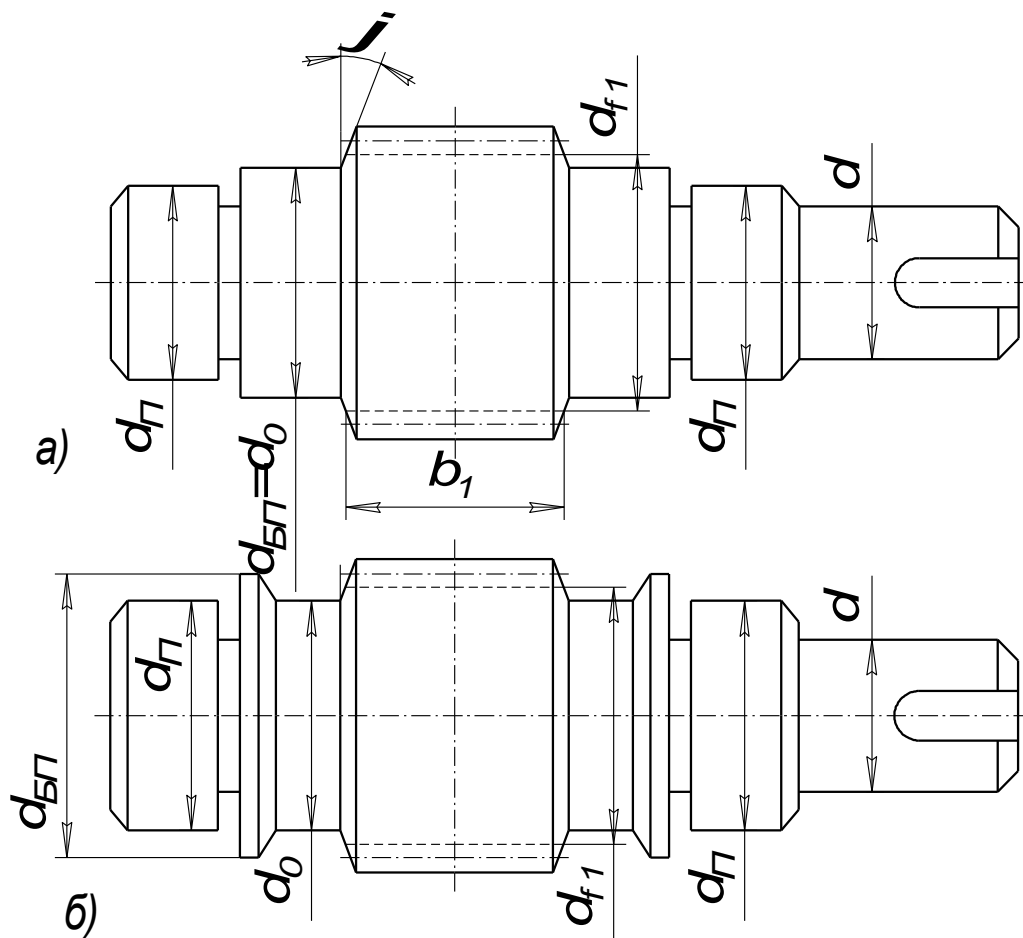


Рис. 7.8. Конструкции червяков: а - без проточек; б - с проточкой диаметром d_0

С целью упрощения снятия заусенцев на заходных частях нарезной части червяка выполняют фаски под углом $\varphi = 15...30^\circ$.

На рис.7.9 приведены конструкции червячных колес. В малогабаритных редукторах с межосевым расстоянием $d_w \leq 40 \text{ мм}$ применяют бронзовые или латунные цельные сплошные конструкции. При $d_w \geq 40 \text{ мм}$ червячные колеса изготавливают в виде составных конструкций, соединяя бронзовый зубчатый венец с чугуном или стальным центром колеса запрессовкой, заформовкой и резьбовыми деталями.

При единичном и мелкосерийном производстве (годовой объём выпуска $< 50 \text{ шт.}$) и небольших размерах колес ($d_{ам2} \leq 400 \text{ мм}$) зубчатые венцы соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 7.9,а). При постоянном направлении вращения колеса на наружной поверхности центра предусматривают буртик, на который направляют осевую силу.

Для предохранения от осевого смещения, возможного вследствие уменьшения натяга из-за разного линейного расширения материалов, венец дополнительно закрепляют винтами. После сборки выступающие головки винтов срезают. Необходимое число винтов (Z) определяют из условия прочности на смятие бронзы при заданном крутящем моменте на колесе T_2 :

$$Z \geq \frac{4 \cdot T_2}{d_b \cdot l \cdot D_0 \cdot [\sigma]_{см}},$$

где $[\sigma]_{см} = 0,3 \cdot \sigma_T$ - допускаемое напряжение смятия для бронзы ([8], с.66).

При размерах колес $d_{ам2} \geq 400 \text{ мм}$ крепление венца к центру осуществляют болтами, установленными без зазора (рис.7.9,б).

При серийном производстве (годовой объём выпуска $> 100 \text{ шт.}$) экономически выгоднее применять наплавленный венец (рис.7.9,в). Подробно о червячных колесах с наплавленным венцом в книге ([5],с.53).

В таблице 7.4 приведены размеры конструктивных элементов колес. Используемая для определения некоторых из них величина m (модуля) определена в подразделе 7.3.

Размеры конструктивных элементов червячных колес.

Табл.7.4

№	Размеры конструктивного элемента	Обозначение	Расчетные значения
1	Диаметр ступицы	$d_{см}$	$(1,6...1,8) \cdot d_k$
2	Длина ступицы	$l_{см2}$	$(1...1,8) \cdot d_k$
3	Толщина диска	C	$(0,2...0,3) \cdot b_2$
4	Толщина обода венца	S	$\approx 2,5 \cdot m$
5	Толщина буртика	h	$0,15 \cdot b_2$
6	Высота буртика	t	$0,8 \cdot h$
7	Толщина обода центра	S_0	$(1,2...1,3) \cdot S$
8	Диаметр	d	$\approx (0,4...0,5) \cdot b_2$
9	Фаска	f	$0,5 \cdot m$

В процессе эскизного проектирования червячного колеса необходимо определиться с типом соединения вал-ступица, в зависимости от чего уточнить величину l_{cm2} (п.п.7.4.1).

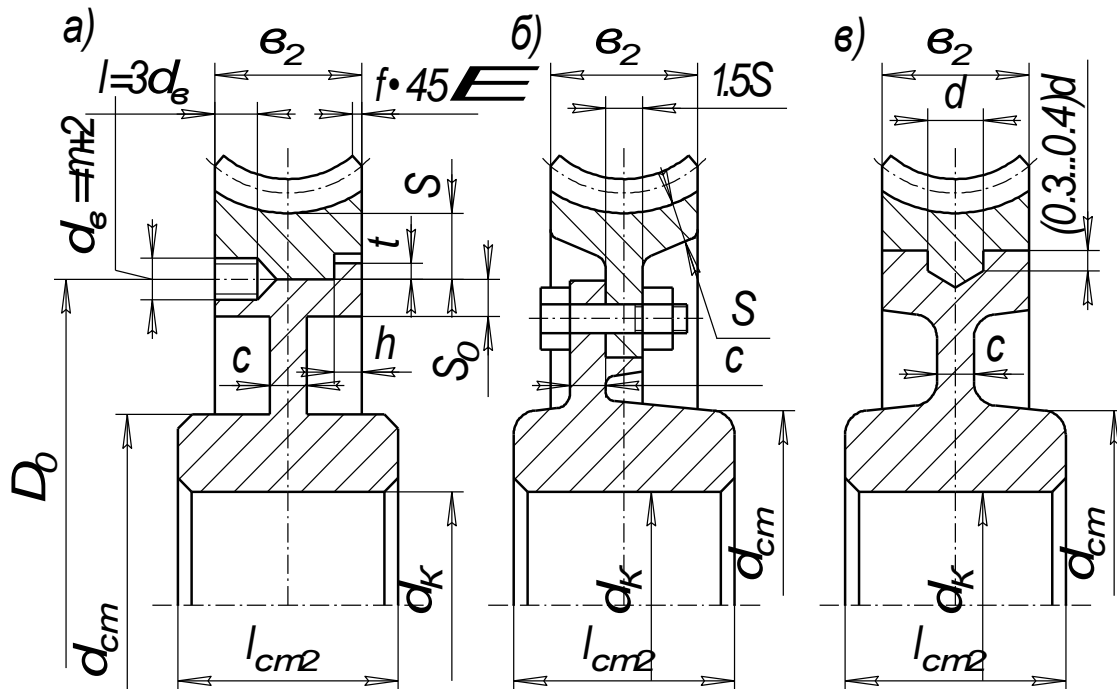


Рис. 7.9. Конструкции составных червячных колёс, образованных соединением зубчатого венца с центром: а – посадкой с натягом; б – болтами, поставленными без зазора; в – заформовкой (наплавленный венец)

7.4.4. Выбор типа и размеров подшипников качения

При проектировании машин подшипники качения не конструируют, а подбирают из числа стандартных. Прежде, чем приступить к подбору подшипников, необходимо определить его тип в зависимости от вида передач. В табл.7.5 приведены рекомендации по выбору подшипников качения в качестве опор валов отдельных передач.

Использование подшипников качения в зависимости от типа передач.

Табл.7.5

№	Тип передачи	Тип подшипников качения
1	Прямозубая и косозубая ($\beta_w \leq 9^\circ$) цилиндрическая	Шариковые радиальные (ГОСТ 8338-75)
2	Косозубая ($\beta_w > 9^\circ$) цилиндрическая	Роликовые конические (ГОСТ 833-79) Шариковые радиально-упорные (ГОСТ 831-75) *
3	Червячная: 1. ведомый вал 2. ведущей вал	Роликовые конические Роликовые конические; шариковые радиально-упорные

* при частоте вращения вала более 1500 мин^{-1} .

При выборе типа подшипника в первую очередь принимают во внимание значение и направление нагрузки на опоре, размеры посадочных мест вала и корпуса, жесткость подшипника, способ смазывания, удобство сборки и разборки и, наконец, его стоимость. Прежде всего целесообразно рассмотреть возможность применения радиальных однорядных

подшипников, как наиболее простых по конструкции и дешевых. При действии на опору радиальной F_r и значительной осевой F_a сил ($F_a > 0,25 \cdot F_r$) выбирают радиально упорные шариковые и роликовые конические подшипники. Широкое применение конических подшипников объясняется наличием съемного наружного кольца, обеспечивающего удобство при сборке и разборке. Кроме того, если отнести стоимость подшипников к их базовой динамической грузоподъемности, то самая низкая относительная стоимость будет у конического подшипника ([12], с.131).

Размеры подшипников определяют по значению d_n , пользуясь стандартными параметрами, приведенными в каталогах, табл.24.10...24.19.([5], с.380...390). Первоначально принимают подшипники легкой серии. На первом этапе проведения эскизной компоновки необходимо выписать геометрические размеры подшипников d , D , B , T и т.д.

7.4.5. Выбор схемы установки подшипников качения

Для обеспечения нормальной работы подшипников качения необходимо правильное закрепление их на валах и в корпусе. При этом необходимо исключить возможность заклинивания тел качения при действии осевой нагрузки, теплового удлинения валов и погрешностей изготовления. В связи с этим валы в редукторах могут иметь плавающие (с возможностью осевого смещения) и фиксированные (без возможности осевого смещения) опоры.

На рис.7.10 приведены основные схемы установки подшипников качения.

Наиболее проста конструктивно схема установки подшипников «враспор» (рис.7.10,а) которую широко применяют при относительно коротких валах ($l \leq (6...8) \cdot d_n$). По схеме «враспор» осевое фиксирование вала осуществляется в двух опорах. Для исключения защемления вала в опорах из-за температурных деформаций предусматривают осевой зазор в пределах $a_1 = 0,2...0,5 \text{ мм}$. В рассмотренном случае опоры выполнены с использованием радиальных шарикоподшипников.

Схема «враспор» используется в одноступенчатых редукторах для валов с радиальными и радиально-упорными шариковыми и роликовыми подшипниками.

При установке подшипников вала по схеме «врастяжку» (рис.7.10,б), в отличие от схемы «враспор», с увеличением температурного удлинения вала осевой зазор в подшипниках увеличивается. Эту схему применяют при расстоянии между подшипниками $l = (8...10) \cdot d_n$. Меньшие значения относятся к роликовым, большие к шариковым радиальным и радиально-упорным подшипникам. Более длинные валы устанавливать по рассматриваемой схеме не рекомендуется, так как вследствие температурных деформаций вала могут появиться большие осевые зазоры, недопустимые для радиально-упорных подшипников.

В остальных двух схемах, приведенных на рис.7.10, осевое фиксирование вала осуществляется в одной опоре, а другую выполняют плавающей, которая не ограничивает осевых перемещений вала и может воспринимать только радиальную нагрузку. Поэтому в плавающей опоре устанавливают только шариковый или роликовый радиальные подшипники. Такие схемы установки подшипников применяют при $l = (10...12) \cdot d_n$, например, в цилиндрических зубчатых передачах (рис.7.10,в) и в червячных передачах для вала-червяка (рис.7.10,г). В исполнении, приведенном на (рис.7.10,г), повышается жесткость вала за счет комбинированной установки в фиксирующей опоре двух радиально-упорных подшипников.

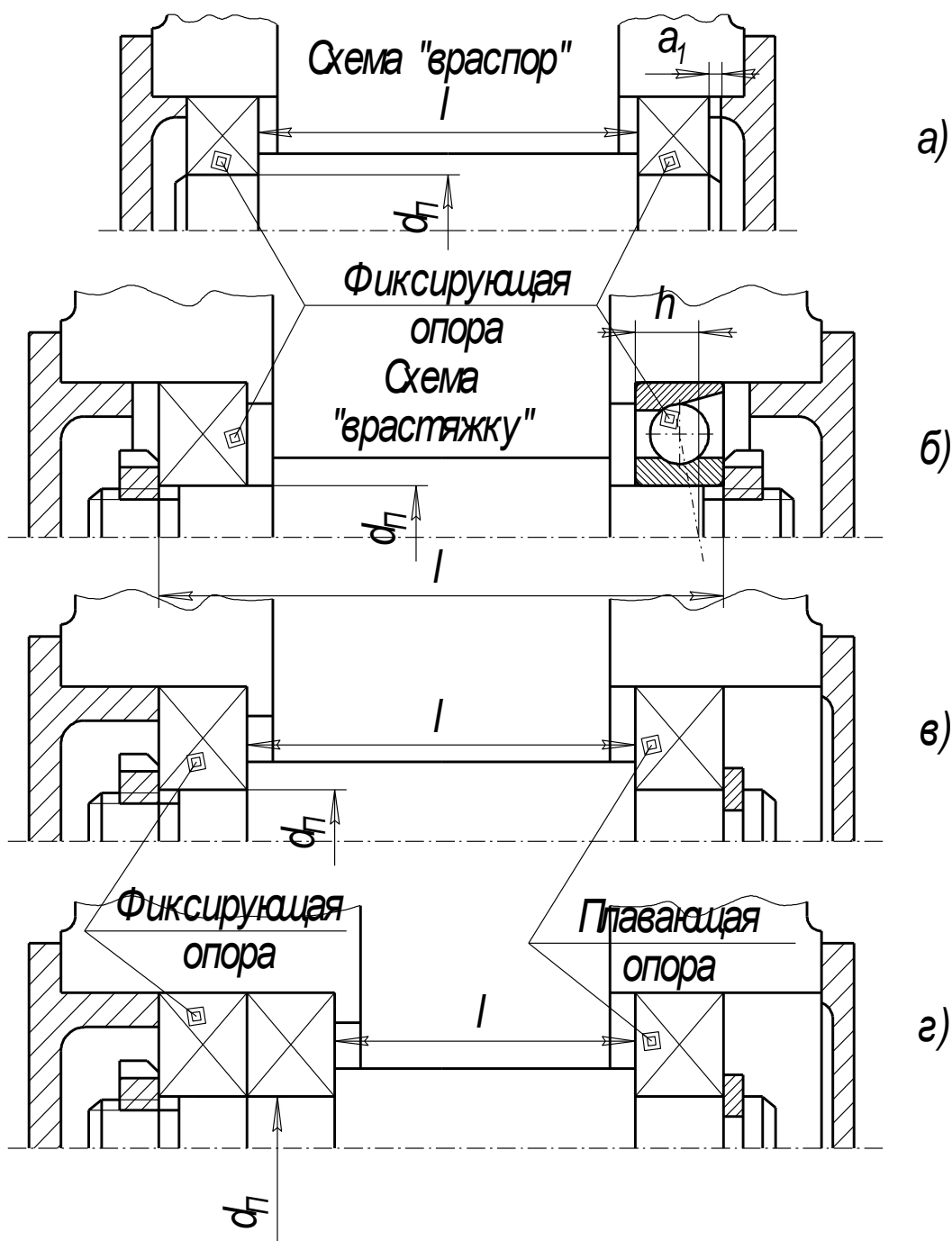


Рис. 7.10. Схемы установки подшипников

При выборе фиксирующей и плавающей опор учитывают следующие рекомендации ([5], с.30):

- подшипники обеих опор должны быть нагружены по возможности равномерно, по этому если опоры нагружены кроме радиальной еще и осевой силой, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженной большей радиальной силой;
- при действии на опоры вала только радиальных нагрузок в качестве плавающей выбирают менее нагруженную опору;
- если выходной конец вала соединяется с другим валом муфтой, в качестве фиксирующей принимают опору вблизи этого конца вала.

Примеры конструктивного оформления подшипниковых узлов по схемам, приведенным на рис.7.10, предоставлены в книге ([5], с.92...100).

7.4.6. Эскизная компоновка редуктора

По результатам выполненных расчетов и полученным геометрическим параметрам деталей передач, а также с некоторым предвидением конструктивных решений выполняют первый этап эскизной компоновки редуктора. Первый этап компоновки проводят для определения взаимного положения зубчатых колес или червячного колеса и червяка относительно друг друга. Второй этап эскизной компоновки служит продолжением первого этапа и сводится к конструированию валов, на которых должны быть установлены колеса передач, опоры и другие детали и сборочные единицы, с определением их положения относительно корпуса редуктора. С выполнением второго этапа создаются условия для последующего определения реакций в опорах, расчета валов и проверки долговечности подшипников.

7.4.6.1. Зубчатый одноступенчатый цилиндрический редуктор

Компоновочный чертеж одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами выполняют в двух проекциях на миллиметровой бумаге формата **A1** карандашом в контурных линиях в масштабе **1:1** в следующей последовательности.

1. Намечают расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колес.

2. Проводят оси проекций и осевые линии валов. При этом, для вычерчивания вида сверху, примерно на расстоянии одной трети длинной стороны формата листа от короткой стороны (где расположена основная надпись) и параллельно последней проводят горизонтальную ось проекций, затем две перпендикулярные ей линии – оси валов на расстоянии a_w .

3. Вычерчивают редукторную пару в соответствии с геометрическими параметрами (d_{a1} , d_{a2} , d_{f1} , d_{f2} , b_{w1} , b_{w2}). Штрих пунктирной тонкой линией показывают положение начальных цилиндров шестерни и колеса (их диаметры соответственно d_{w1} , d_{w2}). На этом завершается первый этап эскизного проектирования.

4. Очерчивают контур внутренней поверхности стенки корпуса редуктора. Принимают зазор между торцом шестерни и внутренней поверхностью стенки корпуса редуктора равным a . При этом определяется величина L_1 (рис.7.4. или рис.7.5.), см.п.п.7.4.1. Принимают зазор от окружностей вершин зубьев колес до контура внутренней поверхности стенки корпуса редуктора равным a . Если наружный диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала больше диаметра вершин зубьев шестерни, то принимают расстояние между наружным кольцом подшипника и контуром внутренней поверхности стенки корпуса равным a . Расстояние b_0 между контуром дна корпуса и поверхностью колес для всех типов редукторов принимают $b_0 \geq 4 \cdot a$.

5. Вычерчивают ступени вала на соответствующих осях по размерам d_k , $d_{он}$, d_n и d . Схематично изображают подшипники быстроходного и тихоходного валов (см.рис.7.4 и 7.5) с учетом схемы установки подшипников (см.п.п.7.4.5). При этом, в случае применения пластичной смазки подшипников, для предотвращения вытекания ее внутрь корпуса и вымывания жидким маслом, смазывающим зацепление, устанавливают

мазеудерживающие кольца. Для их установки предусматривают размер $\Delta = 10...12 \text{ мм}$ – расстояние между внутренней поверхностью стенки корпуса редуктора и торцевой плоскостью подшипника. Если подшипник смазывается тем же маслом, что и зацепление, то размер $\Delta = 1...2 \text{ мм}$.

6. Измеряют или рассчитывают расстояния l_B и l_T (см. рис. 7.11.) между точками приложения к валам радиальных реакции, которые располагаются симметрично относительно горизонтальной осевой линии. Положение этих точек определяется размером h (см. рис. 7.7,б) от клейменого торца наружного кольца подшипника ([4], с.47):

- для однорядных радиально-упорных шарикоподшипников

$$h = 0,5 \cdot B + 0,25 \cdot (D + d) \cdot \operatorname{tga};$$

- для однорядных роликовых конических подшипников

$$h = 0,5 \cdot T + 0,167 \cdot (D + d) \cdot e;$$

- для однорядных шариковых радиальных и роликовых радиальных с короткими цилиндрическими роликами подшипников

$$h = 0,5 \cdot B,$$

где B, d, α, T, D, e – параметры подшипников.

7. Определяют точки приложения консольных сил ([9], с.119):

- консольную нагрузку от открытых ременной и цепной передач (F_k) принимают приложенной к середине выходного конца вала на расстояние l_{on} от точки приложения радиальной реакции смежного подшипника (см. рис. 7.11);

- консольная сила от муфты (F_m) приложена между полумуфтами, поэтому можно принять, что в полумуфте точка приложения силы F_m находится в торцевой плоскости выходного конца соответствующего вала на расстоянии l_m от точки приложения радиальной реакции смежного подшипника (см. рис. 7.11).

На этом завершается второй этап эскизного проектирования.

Ниже приводится пример определения параметров, используемых при выполнении эскизного проекта одноступенчатого редуктора с цилиндрической косозубой зубчатой передачей, рассчитанной в подразделе 7.2.

Для выполнения первого этапа эскизного проекта выписываем из п.п. 7.2.4.3 и п.п. 7.2.5.2 следующие геометрические параметры зубчатой передачи:

$$d_{a1} = 44,67 \text{ мм}, \quad d_{a2} = 211,33 \text{ мм}, \quad d_{f1} = 37,92 \text{ мм},$$

$$d_{f2} = 204,58 \text{ мм}, \quad b_{w1} = 36 \text{ мм}, \quad b_{w2} = 31 \text{ мм}, \quad a_w = 125 \text{ мм}.$$

Перечисленные параметры используются для вычерчивания зубчатой передачи (см. рис. 7.11). Штрих пунктирной тонкой линией показывают положение начальных цилиндров шестерни и колеса (их диаметры соответственно $d_{w1} = 41,67 \text{ мм}$, $d_{w2} = 208,33 \text{ мм}$).

Для выполнения второго этапа эскизного проекта определяются следующие параметры.

Зазор между торцом шестерни и внутренней поверхностью стенки корпуса редуктора (рис. 7.11)

$$a = \sqrt[3]{L} + 4 = \sqrt[3]{a_w + \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{a2}}{2}} + 4 =$$

$$= \sqrt[3]{125 + \frac{44,67}{2} + \frac{211,33}{2}} + 4 = 11 \text{ мм}.$$

Расстояние между внутренней поверхностью дна корпуса и поверхностью колес $b_0 \geq 4 \cdot a$.

Принимаем $b_0 = 4 \cdot 11 = 44 \text{ мм}$.

Диаметральные размеры.

Диаметр выходного конца (концевого участка) быстроходного вала:

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_{II}}{\pi \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 52,950}{3,14 \cdot 10}} = 30 \text{ мм}.$$

Выходной конец быстроходного вала соединяется с валом электродвигателя муфтой.

Поэтому полученное значение d_2 корректируют по условию $d_2 = (0,8...1,2) \cdot d_3 = 30 \text{ мм}$.

Принимаем $d_2 = 32 \text{ мм}$, см. табл.3.1 ([4],с.6).

Выходной конец быстроходного вала выполняется цилиндрическим с основными размерами $d_2 = 32 \text{ мм}$, $l_{2 \text{ цил.}} = 58 \text{ мм}$ (диаметр и длина выходного цилиндрического конца вала соответственно), табл.3.2 ([4],с.9).

Диаметры ступеней быстроходного вала для установки подшипников $d_{n2} \geq d_2 + 2 \cdot t_{\text{цил.}}$, где $t_{\text{цил.}} = 3,5 \text{ мм}$, см. табл.3.17 ([4],с.24).
 $d_{n2} \geq 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм}$.

Принимаем $d_{n2} = 40 \text{ мм}$.

Для рассматриваемой цилиндрической косозубой зубчатой передачи

$$\beta_w = 13,5905^\circ.$$

В соответствии с рекомендациями п.7.4.4 в качестве опор быстроходного вала выбираются роликподшипники конические однорядные (типоразмер 7280, легкой серии) с геометрическими параметрами $d = 40 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $T = 20 \text{ мм}$, $r = 2 \text{ мм}$, $\alpha = 12...16^\circ$. Коэффициент осевого нагружения $e = 0,38$. Подшипники устанавливаются по схеме «враспор».

Диаметры быстроходного вала с учетом высоты упорных заплечиков для подшипников $d_{\text{он}2} \geq d_{n2} + 3 \cdot r = 40 + 3 \cdot 2 = 46 \text{ мм}$ (см. рис. 7.4.).

Принимаем $d_{\text{он}2} = 48 \text{ мм}$, табл.3.1 ([4],с.6).

Диаметр выходного конца

тихоходного вала

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_{III}}{\pi \cdot [\tau]_K}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 256,800}{3,14 \cdot 20}} = 40,2 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_3 = 40 \text{ мм}$, $l_{3 \text{ цил.}} = 82 \text{ мм}$, табл.3.2 ([4],с.9).

Диаметры ступеней тихоходного вала для установки подшипников $d_{n3} \geq d_3 + 2 \cdot t_{\text{цил.}}$, где $t_{\text{цил.}} = 3,5 \text{ мм}$, см. табл.3.17 ([4],с.24).

$$d_{n3} \geq 40 + 2 \cdot 3,5 = 47 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{n3} = 50 \text{ мм}$.

В соответствии с рекомендациями п.7.4.4. в качестве опор тихоходного вала выбираются роликоподшипники конические однорядные легкой серии (типоразмер 7210) с геометрическими параметрами $d = 50 \text{ мм}$, $D = 90 \text{ мм}$, $T = 22 \text{ мм}$, $r = 2 \text{ мм}$, $\alpha = 12...16^\circ$. Коэффициент осевого нагружения $e = 0,37$. Подшипники устанавливаются по схеме «враспор».

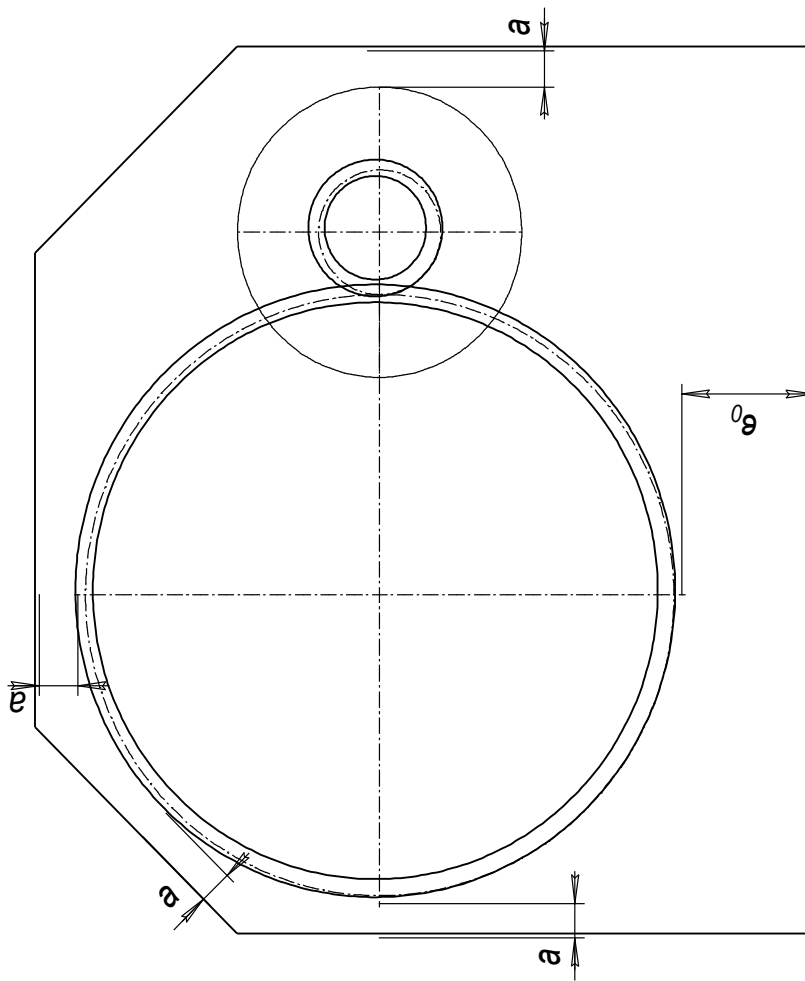
В случае использования в качестве конструкции тихоходного вала варианта для которого выполняется $d_{к3} = d_{бн3}$ (рис.7.5), диаметры тихоходного вала с учетом высоты упорных заплечиков для подшипников $d_{бн3} \geq d_{n3} + 3 \cdot r = 50 + 3 \cdot 2 = 56 \text{ мм}$.

Принимаем $d_{бн3} = d_{к3} = 56 \text{ мм}$, табл.3.1 ([4],с.6).

При использовании в качестве конструкции тихоходного вала варианта для которого выполняется условие $d_{бн3} \neq d_{к3}$ (рис.7.11), диаметральные размеры будут следующими: $d_3 = 40 \text{ мм}$; $d_{n3} = 50 \text{ мм}$; принимаем диаметр вала под зубчатым колесом $d_{к3} = 53 \text{ мм}$, см. табл.3.1 ([4],с.6); $d_{бн3} = d_{к3} + 3 \cdot f_1 = 53 + 3 \cdot 2 = 59 \text{ мм}$ из условия необходимой величины заплечиков для упора зубчатого колеса ([4],с. 24 – 29) и $d_{бн3} = d_{n3} + 2 \cdot t_n = 50 + 2 \cdot 3 = 56 \text{ мм}$ из условия необходимой величины заплечиков для упора подшипника ([4],с.14); окончательно принимаем $d_{бн3} = 60 \text{ мм}$, табл.3.1 ([4],с.6).

Линейные размеры.

Для варианта вала $d_{к3} = d_{бн3}$ уточняется длина ступицы зубчатого колеса ($l_{см2}$) из расчета соединения с натягом ([4],с.34). При использовании варианта вала $d_{бн3} \neq d_{к3}$ длина ступицы зубчатого колеса определяется с учетом длины (l) призматической шпонки ([4],с.38) при передаче вращающего момента $T_{III} = 257 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (п.п.7.1.4.3). Рабочая длина шпонки (l_p) определяется из выражения



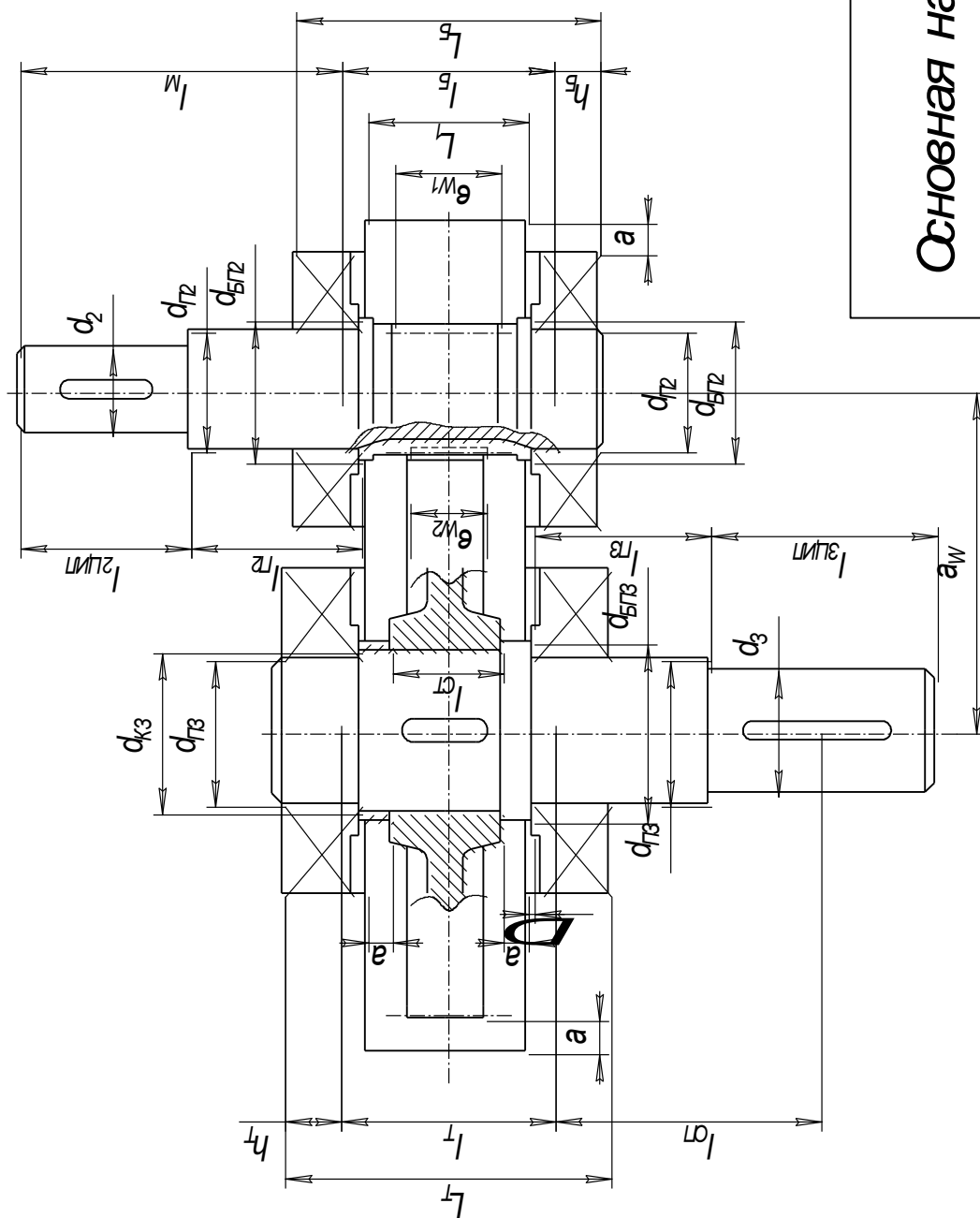


Рис. 7.11. Пример эскизной компоновки цилиндрического одноступенчатого редуктора

$$l_p = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{d_{k3} \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{cm}} = \frac{2 \cdot 257 \cdot 10^3}{53 \cdot (10 - 6) \cdot 150} = 16 \text{ мм.}$$

Размеры $h = 10 \text{ мм}$, $t_1 = 6 \text{ мм}$, $b = 16 \text{ мм}$ принимаются по табл. 5.3 ([10], с.52). Длина шпонки $l = l_p + b = 16 + 16 = 32 \text{ мм}$.

Принимаем $l = 32 \text{ мм}$, табл.24.32 ([5], с.405). Длина ступицы колеса $l_{cm2} = l + (6...10) \text{ мм} = 32 + 8 = 40 \text{ мм}$.

Расстояние между внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора (в рассматриваемом случае $l_{cm2} > b_{w1}$).

$$L_1 = l_{cm2} + 2 \cdot a = 40 + 2 \cdot 11 = 62 \text{ мм.}$$

Для случая $l_{cm2} < b_{w1}$ величина $L_1 = b_{w1} + 2 \cdot a$.

Расстояние между клейменными торцами наружных колец подшипников быстроходного вала (рис.7.11.)

$$L_B = L_1 + 2 \cdot \Delta + 2 \cdot T = 62 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 20 = 106 \text{ мм, где } \Delta = 2 \text{ мм.}$$

Расстояние от клейменных торцов наружных колец подшипников быстроходного вала до точек приложения к валу радиальных реакций

$$h_B = 0,5 \cdot T + 0,167 \cdot (D + d) \cdot e = 0,5 \cdot 20 + 0,167 \cdot (80 + 40) \cdot 0,38 = 17 \text{ мм}$$

Расстояние между точками приложения к быстроходному валу радиальных реакций

$$l_B = L_B - 2 \cdot h_B = 106 - 2 \cdot 17 = 72 \text{ мм.}$$

Длина второй ступени быстроходного вала $l_{n2} = 1,5 \cdot d_{n2} = 1,5 \cdot 40 = 60 \text{ мм}$.

Длина выходного цилиндрического конца быстроходного вала (длина первой ступени)

$$l_{2 \text{ цил.}} = 58 \text{ мм.}$$

Расстояние от точки приложения консольной силы от муфты (F_m) до точки приложения радиальной реакции смежного подшипника

$$l_m = l_{2 \text{ цил.}} + [l_{n2} - (T - h_B)] = 58 + [60 - (20 - 17)] = 115 \text{ мм.}$$

Расстояние между клейменными торцами наружных колец подшипников тихоходного вала (рис.7.11.)

$$L_T = L_1 + 2 \cdot \Delta + 2 \cdot T = 62 + 2 \cdot 2 + 2 \cdot 22 = 110 \text{ мм.}$$

Расстояние от клейменных торцов наружных колец подшипников тихоходного вала до точек приложения к валу радиальных реакций

$$h_B = 0,5 \cdot B + 0,167 \cdot (D + d) \cdot e = 0,5 \cdot 22 + 0,167 \cdot (90 + 50) \cdot 0,37 = 20 \text{ мм}$$

Расстояние между точками приложения к тихоходному валу радиальных реакций

$$l_T = L_T - 2 \cdot h_T = 110 - 2 \cdot 20 = 70 \text{ мм.}$$

Длина второй ступени тихоходного вала $l_{n3} = 1,25 \cdot d_{n3} = 1,25 \cdot 50 = 63 \text{ мм}$.

Длина выходного цилиндрического конца тихоходного вала (длина первой ступени)

$$l_{3 \text{ цил.}} = 82 \text{ мм}.$$

Расстояние от точки приложения консольной силы от открытой цепной передачи (F_k) до точки приложения радиальной реакции смежного подшипника

$$l_{on} = 0,5 \cdot l_{3 \text{ цил.}} + [l_{n3} - (T - h_T)] = 41 + [63 - (22 - 20)] = 102 \text{ мм}.$$

Примечание. Расстояния l_{on} и l_m могут быть уточнены после конструкторской проработки крышек подшипников, полумуфты и ведущей звездочки цепной передачи.

7.4.6.2. Червячный одноступенчатый редуктор

Компоновочный чертеж червячного одноступенчатого редуктора выполняется в двух проекциях на миллиметровой бумаге формата **A1** карандашом в контурных линиях в масштабе **1:1** в следующей последовательности.

1. Намечают расположение проекций компоновки в соответствии с кинематической схемой привода и наибольшими размерами колес. При этом принимают во внимание тип червячного редуктора: с верхним или нижним расположением червяка.

2. Проводят осевые линии валов и оси проекций. Осевые линии валов скрещиваются под углом 90° и на межосевом расстоянии d_w друг от друга. Затем проводят две вертикальные осевые линии: одну для главного вида, вторую для вида сбоку (рис.7.12.).

3. Вычерчивают в двух проекциях червяк и червячное колесо в соответствии с их геометрическими параметрами ($d_{a1}, d_{a2}, d_{f1}, d_{f2}, d_1, d_{w1}, d_2, d_{w2}, d_{am2}, b_1, b_2, 2 \cdot \delta$). На этом завершается первый этап эскизного проектирования.

4. Очерчивают контур внутренней поверхности стенки корпуса редуктора, принимая зазор между контуром и отверстием под подшипниковый узел с диаметром наружного кольца подшипника D , и червячным колесом равным a (см. п. 7.4.1. и рис. 7.12). Расстояние $b_0 \geq 4 \cdot a$ (рис.7.12).

5. Вычерчивают на соответствующих осях ступени валов по их диаметральному и линейным размерам. Диаметры выходных концов вала-червяка (быстроходного вала) и вала червячного колеса (тихоходного вала) рассчитывают из условия прочности на кручение (см.п.п.7.4.1). Длины выходных концов валов устанавливают согласно стандарта, см.табл.3.2 ([4],с.9), или используют следующие соотношения: $l = (0,8...1,5) \cdot d$ - под звездочку цепной передачи; $l = (1,2...1,5) \cdot d$ - под шкив; $l = (1,0...1,5) \cdot d$ - под муфту ([9],с.108), здесь l и d длина и диаметр выходного цилиндрического конца вала соответственно. Диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник $d_n \geq d + 2 \cdot t_{\text{цил.}}$ или $d_n \geq d + 2 \cdot t_{\text{кон.}}$ (см.п.п.7.4.1), длина этой ступени для вала червяка $l_n \approx 1,5 \cdot d_n$, для вала червячного колеса $l_n \approx 1,25 \cdot d_n$. Диаметры d_n должны быть согласованы с диаметрами внутренних колец подшипников качения.

6. Вычерчивают подшипники вала-червяка, располагая их симметрично относительно среднего сечения червяка таким образом, чтобы расстояния между точками

приложения к валу радиальных реакций $l_B = (0,8...1,0) \cdot d_2$. В этом случае положение подшипников на валу назначается с учетом схемы их установки и размера h , который определяет расстояние между точками приложения к валу радиальных реакций и клейменым торцом наружной обоймы соответствующего подшипника (см.п.п.7.4.6.1).

Положение подшипников вала червяка может быть определено их построением через дугу радиусом $R = 0,5 \cdot d_{am2} + a$, отверстие под подшипниковый узел с диаметром наружного кольца подшипника D , и размер $S = (0,1...0,2) \cdot D$, см.рис.7.12. В этом случае положение точек приложения к валу радиальных реакций относительно клейменого торца наружного кольца подшипника также определяется с использованием расстояния h .

7. Симметрично располагают подшипники вала червячного колеса относительно его среднего сечения, определив расстояние между их внутренними торцами $l_T = l_{cm2} + 2 \cdot a$, где l_{cm2} - длина ступицы червячного колеса, которая должна быть согласована с длиной шпонки ([4],с.38) или определена из расчета соединения с натягом ([4],с.34). Изложенное выше относится к случаю, когда $l_{cm2} > D$.

Если $l_{cm2} < D$, то расстояние между внутренними торцами подшипников вала червячного колеса определяется по формуле $l_T = D + 2 \cdot a$, см. рис.7.12.

8. Определяют точки приложения консольных сил (см.п.п.7.4.6.1). На этом завершается второй этап эскизного проектирования.

Ниже приводится пример определения параметров, используемых при выполнении эскизного проекта червячного одноступенчатого редуктора, червячная передача которого рассчитана в подразделе 7.3.

Для выполнения первого этапа эскизного проекта выписываем из п.п.7.3.4.1 следующие геометрические параметры: $a_w = 140 \text{ мм}$, $d_1 = 50,4 \text{ мм}$, $d_{a1} = 63 \text{ мм}$, $d_{f1} = 34,28 \text{ мм}$, $d_{w1} = 53,20 \text{ мм}$, $b_1 = 115 \text{ мм}$, $d_2 = d_{w2} = 226,80 \text{ мм}$, $d_{a2} = 242,20 \text{ мм}$, $d_{f2} = 214,48 \text{ мм}$, $d_{am2} = 250 \text{ мм}$, $b_{w2} = 42 \text{ мм}$, $2 \cdot \delta = 103^\circ$. Перечисленные параметры используются для вычерчивания червячной передачи (см. рис.7.12).

Для выполнения второго этапа эскизного проекта определяют следующие параметры.

Зазор между контуром внутренней поверхности стенки корпуса редуктора и венцом червячного колеса, и отверстием под подшипниковый узел с диаметром наружного кольца подшипника D (рис.7.12)

$$a = \sqrt[3]{L} + 4 = \sqrt[3]{a_w + \frac{d_{a1}}{2} + \frac{d_{am2}}{2}} + 4 = \sqrt[3]{140 + \frac{63}{2} + \frac{250}{2}} + 4 = 11 \text{ мм}.$$

Расстояние между внутренней поверхностью дна корпуса и поверхностью колес $b_0 \geq 4 \cdot a$.

Принимаем $b_0 = 4 \cdot 11 = 44 \text{ мм}$.

Диаметральные размеры.

Диаметр выходного конца (концевого участка) быстроходного вала (вала-червяка)

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_{II}}{\pi \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 32,300}{3,14 \cdot 10}} = 26 \text{ мм},$$

где $T_{II} = T_I$ (см. п. п. 7.3.6.3).

Принимаем $d_2 = 25 \text{ мм}$, см. табл. 3.1 ([4], с. 6) и табл. 3.2 ([4], с. 9).

Выходной конец вала червяка выполняется цилиндрическим с основными размерами $d_2 = 25 \text{ мм}$, $l_{2 \text{ цил.}} = 42 \text{ мм}$ (соответственно диаметр и длина выходного цилиндрического конца вала), табл. 3.2 ([4], с. 9).

Диаметры ступеней вала червяка для установки подшипников $d_{n2} \geq d_2 + 2 \cdot t_{\text{цил.}}$, где $t_{\text{цил.}} = 3,5 \text{ мм}$, см. табл. 3.17 ([4], с. 24).

$$d_{n2} \geq 25 + 2 \cdot 3,5 = 32 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{n2} = 35 \text{ мм}$.

Для рассматриваемой червячной передачи $a_w = 140 \text{ мм}$ в соответствии с рекомендациями п. 7.4.4 в качестве опор вала червяка выбираются роликоподшипники конические однорядные средней серии – 7307 с геометрическими параметрами $d = 35 \text{ мм}$, $D = 80 \text{ мм}$, $T = 23 \text{ мм}$, $b = 21 \text{ мм}$, $e = 0,32$, $\alpha = 12...16^\circ$, $r = 2,5 \text{ мм}$. Подшипники устанавливаются по схеме «враспор».

Диаметры вала червяка с учетом высоты упорных заплечиков для подшипников

$$d_{\text{он}2} \geq d_{n2} + 3 \cdot r = 35 + 3 \cdot 2,5 = 42,5 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{\text{он}2} = 45 \text{ мм}$, табл. 3.1 ([4], с. 6).

Диаметр проточки $d_0 \leq d_{f1} = 35,28 \text{ мм}$.

Принимаем $d_0 = 34 \text{ мм}$, табл. 3.1 ([4], с. 6).

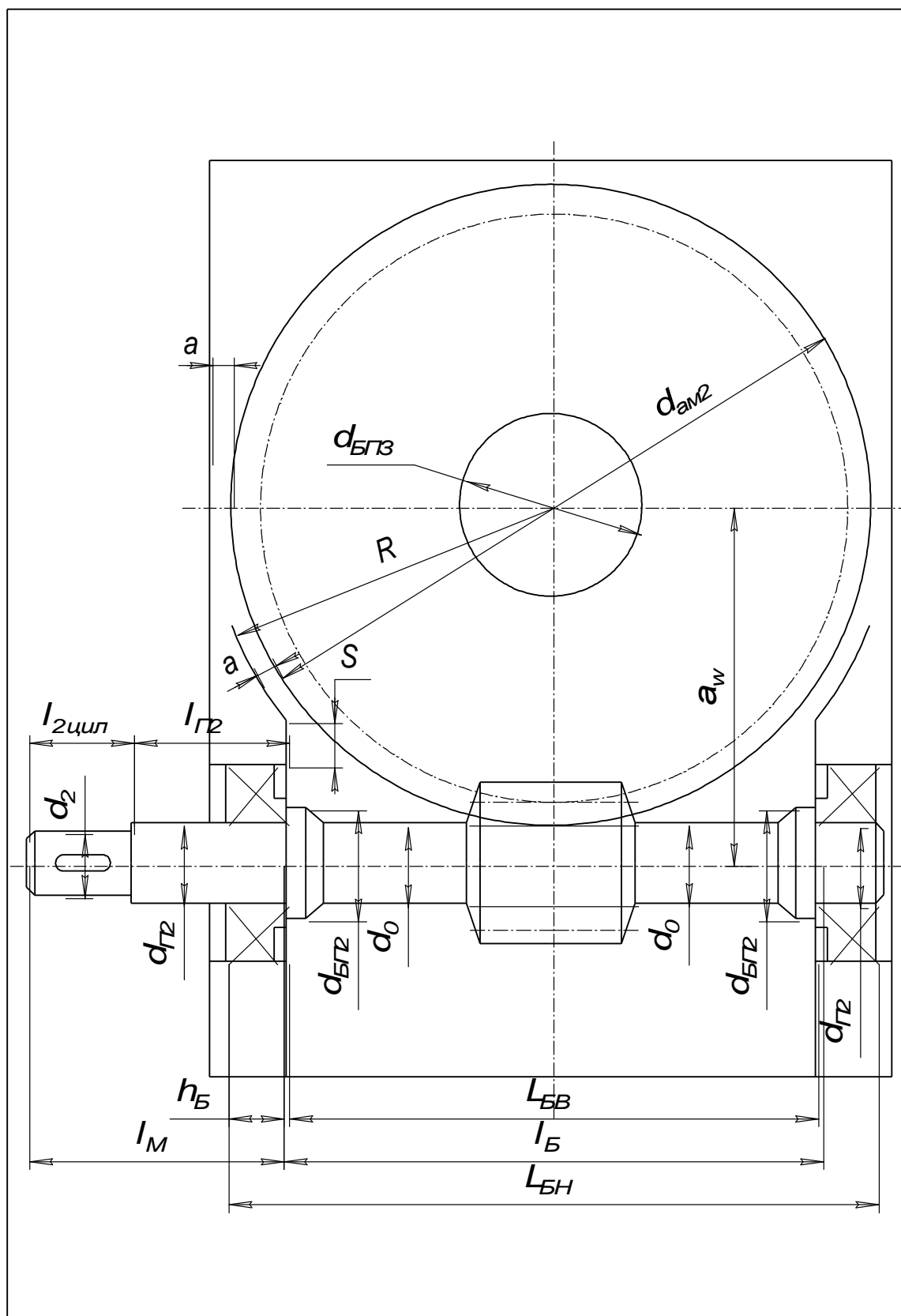
Диаметр выходного конца (концевого участка) вала червячного колеса (тихоходного вала)

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot T_{III}}{\pi \cdot [\tau]_k}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 10^3 \cdot 475,000}{3,14 \cdot 20}} = 49 \text{ мм}.$$

где $T_{III} = T_2$ (см. п. 7.3.1).

Принимаем $d_3 = 50 \text{ мм}$, табл. 3.1 ([4], с. 6) и табл. 3.2 ([4], с. 9).

Выходной конец вала червячного колеса выполняется цилиндрическим с основными размерами $d_3 = 50 \text{ мм}$ и $l_{3 \text{ цил.}} = 82 \text{ мм}$ (соответственно диаметр и длина цилиндрического конца вала).



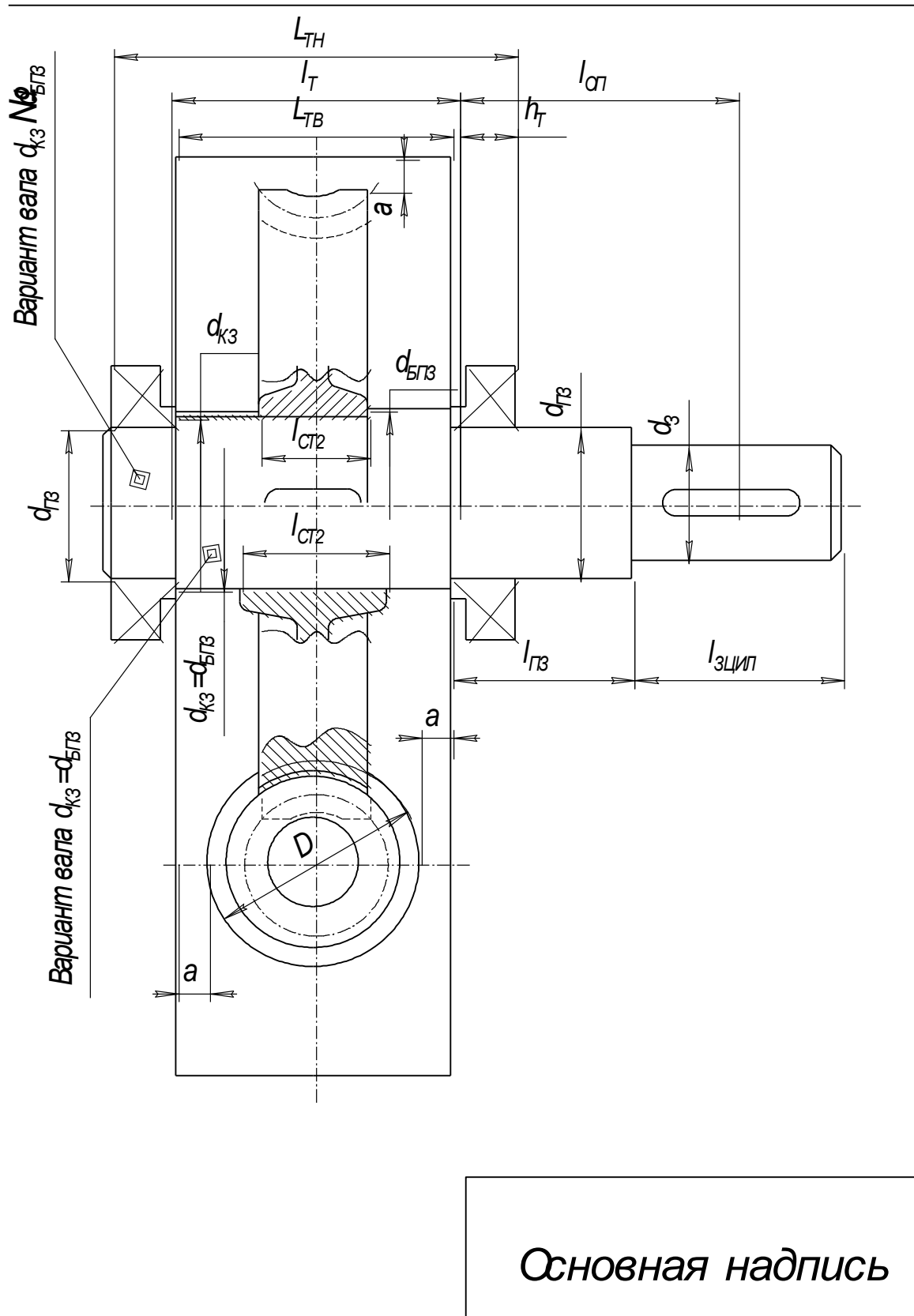


Рис. 7.12. Пример эскизной компоновки червячного одноступенчатого редуктора

Диаметры ступеней вала червячного колеса для установки подшипников $d_{n3} \geq d_3 + 2 \cdot t_{цил.}$, где $t_{цил.} = 4 \text{ мм}$, см. табл.3.17 ([4],с.24).
 $d_{n3} \geq 50 + 2 \cdot 4 = 58 \text{ мм}$.

Принимаем $d_{n3} = 60 \text{ мм}$.

В соответствии с рекомендациями п.7.4.4 в качестве опор вала выбираются роликподшипники конические однорядные легкой серии 7212 с геометрическими параметрами $d = 60 \text{ мм}$, $D = 110 \text{ мм}$, $T = 24 \text{ мм}$, $\alpha = 12...16^\circ$, $r = 2,5 \text{ мм}$. Подшипники устанавливаются по схеме «враспор». Коэффициент осевого нагружения $e = 0,35$.

В случае использования в качестве конструкции вала червячного колеса варианта $d_{к3} = d_{бн3}$, диаметры вала с учетом высоты упорных заплечиков для подшипников $d_{бн3} \geq d_{n3} + 3 \cdot r = 60 + 3 \cdot 2,5 = 67,5 \text{ мм}$.

Принимаем $d_{бн3} = d_{к3} = 71 \text{ мм}$, табл.3.1 ([4],с.6).

При использовании в качестве конструкции вала червячного колеса варианта $d_{бн3} \neq d_{к3}$ (рис.7.12), $d_3 = 50 \text{ мм}$, $d_{n3} = 60 \text{ мм}$, принимаем диаметр вала под червячным колесом $d_{к3} = 63 \text{ мм}$, см. табл.3.1 ([4],с.6),
 $d_{бн3} = d_{к3} + 3 \cdot f_1 = 63 + 3 \cdot 2 = 69 \text{ мм}$ из условия необходимой величины заплечиков для упора зубчатого колеса ([4],с.24-29) и
 $d_{бн3} = d_{n3} + 2 \cdot t_n = 63 + 2 \cdot 4 = 71 \text{ мм}$ из условия необходимой величины заплечиков для упора подшипника ([4],с.14), окончательно принимаем $d_{бн3} = 71 \text{ мм}$, табл.3.1 ([4],с.6).

Линейные размеры.

Расстояние между точками приложения к валу червяку радиальных реакций (при установке подшипников «враспор»)

$$l_B = (0,8...1,0) \cdot d_2 = 226 \cdot 1 = 226 \text{ мм}.$$

Расстояния от клейменных торцов наружных колец подшипников быстроходного вала до точек приложения к валу радиальных реакций

$$h_B = 0,5 \cdot T + 0,167 \cdot (D + d) \cdot e = 0,5 \cdot 23 + 0,167 \cdot (80 + 35) \cdot 0,32 = 18 \text{ мм}.$$

Расстояние между клейменными торцами наружных колец подшипников быстроходного вала

$$L_{БН} = l_B + 2 \cdot h_B = 226 + 2 \cdot 18 = 262 \text{ мм}.$$

Расстояние между внутренними торцевыми поверхностями подшипниковых гнёзд для установки подшипников быстроходного вала L_B (расстояние между смежными торцами внутренних колец подшипников быстроходного вала – $L_{БВ}$)

$$L_B = L_{BV} = L_{BH} - 2 \cdot T = 262 - 2 \cdot 23 = 216 \text{ мм.}$$

Длина выходного цилиндрического конца быстроходного вала (длина первой ступени)

$$l_{2 \text{ цил.}} = 42 \text{ мм.}$$

Длина второй ступени быстроходного вала

$$l_{n2} = 1,5 \cdot d_{n2} = 1,5 \cdot 35 = 52 \text{ мм.}$$

Расстояние от точки приложения консольной силы от муфты (F_M) до точки приложения радиальной реакции смежного подшипника

$$l_M = l_{2 \text{ цил.}} + [l_{n2} - (T - h_B)] = 42 + [52 - (23 - 18)] = 89 \text{ мм.}$$

Для варианта вала $d_{к3} = d_{бн3}$ уточняется длина ступицы червячного колеса $l_{см2}$ (для составных червячных колес длина ступицы центра рис.7.9 и рис.7.12) из расчета соединения с натягом ([4], с.34). При использовании варианта вала $d_{бн3} \neq d_{к3}$ длина ступицы зубчатого колеса определяется с учетом длины (l) призматической шпонки при передаче вращающего момента $T_{III} = T_2 = 475 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (п.7.3.1). Рабочая длина шпонки (l_p) определяется из выражения

$$l_p = \frac{2 \cdot T_{III} \cdot 10^3}{d_{к3} \cdot (h - t_I) \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 475 \cdot 10^3}{63 \cdot (11 - 7) \cdot 150} = 25 \text{ мм.}$$

Размеры $h = 11 \text{ мм}$, $t_I = 7 \text{ мм}$ и $b = 18 \text{ мм}$ принимаются по табл. 5.3([10], с.52). Длина шпонки $l = l_p + b = 25 + 18 = 43 \text{ мм}$. Принимаем $l = 45 \text{ мм}$, табл.24.32 ([5], с.405).

Длина ступицы колеса (центра)

$$l_{см2} = l + (6...10) \text{ мм} = 43 + 7 = 50 \text{ мм.}$$

Для рассматриваемого случая $l_{см2} < D$, поэтому расстояние между внутренними поверхностями стенок корпуса редуктора L_T (расстояние между смежными торцами внутренних колец подшипников тихоходного вала L_{TB}) определяется по формуле

$L_T = L_{TB} = D + 2 \cdot a = 80 + 2 \cdot 11 = 102 \text{ мм}$, где D – наружный диаметр подшипников быстроходного вала.

Расстояние между клейменными торцами наружных колец подшипников тихоходного вала

$$L_{TH} = L_{TB} + 2 \cdot T = 102 + 2 \cdot 24 = 150 \text{ мм.}$$

Расстояние от клеймённых торцов наружных колец подшипников тихоходного вала до точек приложения к валу радиальных реакций

$$h_T = 0,5 \cdot T + 0,167 \cdot (D + d) \cdot e = 0,5 \cdot 24 + 0,167 \cdot (110 + 60) \cdot 0,35 = 22 \text{ мм}.$$

Расстояние между точками приложения к тихоходному валу радиальных реакций

$$l_T = L_{TH} - 2 \cdot h_T = 150 - 2 \cdot 22 = 106 \text{ мм}.$$

Длина выходного цилиндрического конца тихоходного вала (длина первой ступени)

$$l_{3 \text{ цил.}} = 82 \text{ мм}.$$

Длина второй ступени тихоходного вала: $l_{n3} = 1,25 \cdot d_{n3} = 1,25 \cdot 60 = 75 \text{ мм}.$

Расстояние от точки приложения консольной силы от открытой цепной передачи (F_k) до точки приложения радиальной реакции смежного подшипника

$$l_{on} = 0,5 \cdot l_{3 \text{ цил.}} + [l_{n3} - (T - h_T)] = 41 + [75 - (24 - 22)] = 114 \text{ мм}.$$

Примечание. Расстояния l_{on} и l_m могут быть уточнены после конструкторской проработки крышек подшипников, полумуфты и ведущей звездочки цепной передачи.

7.5. Пример расчета тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами [4,5,10]

7.5.1. Исходные данные для расчета

Кинематическая схема редуктора и блок нагружения представлены на рис.7.1. и рис.7.2.

Частота вращения вала $n_{III} = 193 \text{ мин}^{-1}$, вращающий момент на валу $T_{III} = 257 \text{ Нм}$, начальный диаметр колеса $d_{w2} = 208 \text{ мм}$. Силы в зацеплении: $F_{t2} = 2465 \text{ Н}$, $F_{r2} = 923 \text{ Н}$, $F_{x2} = 596 \text{ Н}$. Вал выполнен из стали 5 с характеристиками, см. табл.2.1 ([4], с.5), $\sigma_b = 520 \text{ МПа}$, $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$, $\tau_T = 150 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 220 \text{ МПа}$, $\tau_{-1} = 130 \text{ МПа}$, $\psi_\sigma = \psi_\tau = 0$. Тихоходный вал соединяется цепной передачей с приводным валом рабочей машины, давление на вал от натяжения цепной передачи $F_k = 4500 \text{ Н}$ (определяется при расчете цепной передачи), расположение цепной передачи горизонтальное, привод нереверсивный. Ресурс работы $L_h = 14000 \text{ часов}$.

Диаметральные размеры (см. на рис.7.11 и рис.7.13 сборку тихоходного вала): $d_3 = 40 \text{ мм}$, $d_{n3} = 50 \text{ мм}$, $d_{к3} = 53 \text{ мм}$, $d_{бн3} = 60 \text{ мм}$, см.п.п.7.4.6.1.

Линейные размеры: $l_T = 70 \text{ мм}$, $l_{cm2} = 40 \text{ мм}$, $l_{on} = 102 \text{ мм}$, см.п.п.7.4.6.1.

7.5.2. Проверочный расчет вала на статическую прочность

Определение реакций опор (рис.7.13).

Горизонтальная плоскость. $\Sigma M_B = 0$; $\Sigma M_A = 0$.

$$X_A = \frac{F_k \cdot l_{on} + F_{r2} \cdot 0.5 \cdot l_T + F_{X2} \cdot 0.5 \cdot d_{w2}}{l_T} =$$

$$= \frac{4500 \cdot 102 + 923 \cdot 35 + 526 \cdot 104}{70} = 7800 \text{ Н},$$

$$X_B = \frac{F_k \cdot (l_{on} + l_T) + F_{X2} \cdot 0.5 \cdot d_{w2} - F_{r2} \cdot 0.5 \cdot l_T}{l_T} =$$

$$= \frac{4500 \cdot (102 + 70) + 526 \cdot 104 - 923 \cdot 35}{70} = 11377 \text{ Н}.$$

Проверка: $X_A + F_k = F_{r2} + X_B$; $7800 + 4500 = 923 + 11377$.

Вертикальная плоскость. $\Sigma M_B = 0$; $\Sigma M_A = 0$.

$$Y_A = F_{t2} \cdot 0.5 \cdot l_T / l_T = 2465 \cdot 0.5 = 1232 \text{ Н}.$$

$$Y_B = F_{t2} \cdot 0.5 \cdot l_T / l_T = 2465 \cdot 0.5 = 1233 \text{ Н}.$$

Проверка: $F_{t2} = Y_A + Y_B$; $2465 = 1232 + 1233$.

Определение полной радиальной реакции опоры A

$$F_{rA} = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{7800^2 + 1232^2} = 7896 \text{ Н}.$$

Определение полной радиальной реакции опоры B

$$F_{rB} = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{11377^2 + 1233^2} = 11443 \text{ Н}.$$

Установление опасных сечений:

Предположительно наиболее опасными будут сечения $I-I$ и $II-II$ (рис.7.13).

Сечение $I-I$

$$M_{Y(I-I)} = F_k \cdot [l_{on} + (T - h_T)] - X_B \cdot (T - h_T) =$$

$$= 4500 \cdot [102 + (22 - 20)] - 11377 \cdot (22 - 20) = 445246 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{X(I-I)} = Y_B \cdot (T - h_T) = 1233 \cdot (22 - 20) = 2466 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении $I-I$

$$M_{(I-I)} = \sqrt{M_{y(I-I)}^2 + M_{x(I-I)}^2} = \sqrt{445246^2 + 2466^2} = 445252 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Из табл.5.3 ([4], с.52) для сечения $I-I$ ($d_{n3} = 50 \text{ мм}$) определяем

$$W = 10650 \text{ мм}^3, W_P = 22900 \text{ мм}^3.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{u(I-I)} = \frac{M_{(I-I)}}{W} = \frac{445252}{10650} = 41,8 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения

$$\tau_{K(I-I)} = \frac{M_{(I-I)}}{W_P} = \frac{257000}{22900} = 11,2 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\Sigma(I-I)} = \sqrt{\sigma_{u(I-I)}^2 + 3 \cdot \tau_{K(I-I)}^2} = \sqrt{41,8^2 + 3 \cdot 11,2^2} = 46 \text{ МПа}.$$

Сечение II-II

$$\begin{aligned} M_{Y(II-II)} &= F_k \cdot (l_{on} + 0,5 \cdot l_T - 0,5 \cdot l_{cm2}) - X_B \cdot (0,5 \cdot l_T - 0,5 \cdot l_{cm2}) = \\ &= 4500 \cdot (102 + 35 - 20) - 11377 \cdot (35 - 20) = 355845 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

$$M_{X(II-II)} = Y_B \cdot (0,5 \cdot l_T - 0,5 \cdot l_{cm2}) = 1233 \cdot (35 - 20) = 18495 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Суммарный изгибающий момент в сечении II-II

$$\begin{aligned} M_{(II-II)} &= \sqrt{M_{y(II-II)}^2 + M_{x(II-II)}^2} = \sqrt{355846^2 + 18495^2} = \\ &= 356325 \text{ Н} \cdot \text{мм}. \end{aligned}$$

Из табл.5.3 ([4], с.52) для сечения II-II ($d_{n3} = 53 \text{ мм}$) определяем

$$W = 12903 \text{ мм}^3, W_P = 27533 \text{ мм}^3.$$

Напряжение изгиба

$$\sigma_{u(II-II)} = \frac{M_{(II-II)}}{W} = \frac{356325}{12903} = 27,6 \text{ МПа}.$$

Напряжение кручения

$$\tau_{K(II-II)} = \frac{M_{(II-II)}}{W_P} = \frac{257000}{27533} = 9,33 \text{ МПа}.$$

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_{\Sigma(II-II)} = \sqrt{\sigma_{u(II-II)}^2 + 3 \cdot \tau_{K(II-II)}^2} = \sqrt{27,6^2 + 3 \cdot 9,33^2} = 29,1 \text{ МПа}.$$

Проверку ведем по сечению I-I, т.к. $\sigma_{\Sigma(I-I)} > \sigma_{\Sigma(II-II)}$.

Запасы прочности по пределу текучести по касательным и нормальным напряжениям при коэффициенте перегрузки $k = 2,5$ (см.п.п.7.1.2.5)

$$n_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{k \cdot \sigma_{u(I-I)}} = \frac{280}{2,5 \cdot 41,8} = 2,6,$$

$$n_{T\tau} = \frac{\tau_T}{k \cdot \tau_{k(I-I)}} = \frac{150}{2,5 \cdot 11,2} = 5,35.$$

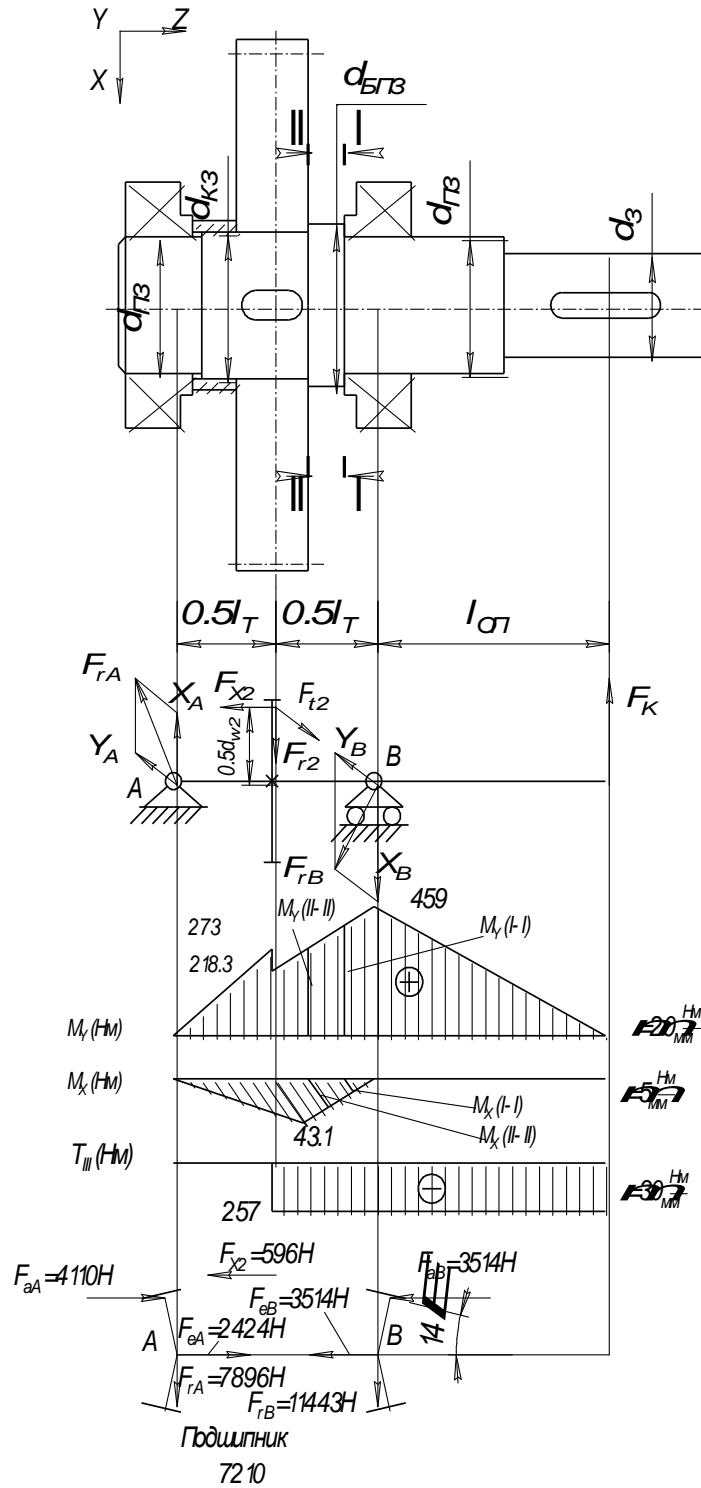


Рис. 7.13. Пример расчётной схемы тихоходного вала цилиндрического одноступенчатого редуктора

При совместном действии изгиба и кручения коэффициент запаса прочности по пределу текучести

$$n_T = \frac{n_{T\sigma} \cdot n_{T\tau}}{\sqrt{n_{T\sigma}^2 + n_{T\tau}^2}} = \frac{2,6 \cdot 5,35}{\sqrt{2,6^2 + 5,35^2}} = 2,34.$$

При отношении $\sigma_T / \sigma_B = 280/520 = 0,54$ по табл.5.6 ([4],с.56)

$[n]_T = 2$, следовательно, $n_T > [n]_T$, т.е. статическая прочность обеспечена.

7.5.3. Проверочный расчет вала на сопротивление усталости

В опасном сечении **I-I** два концентратора напряжений, устанавливаем наиболее опасный.

Посадка с натягом (соединение внутреннего кольца подшипника с шейкой вала).

По табл.10.9 ([5],с.147) при $\sigma_{\sigma} = 520 \text{ МПа}$, интерполируя справочные данные, имеем

$$\frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} = 3,11, \frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} = 2,285.$$

Галтель.

По табл.3.7 ([4],с.14) при $r = 2 \text{ мм}$ (параметр подшипника) радиус галтели

$$r_1 = 1 \text{ мм}. \text{ Тогда } \frac{d_{БПЗ} - d_{ПЗ}}{2 \cdot r_1} = \frac{t_{П}}{r_1} = \frac{3}{1} = 3 \text{ и } \frac{r_1}{d_{ПЗ}} = \frac{1}{50} = 0,02.$$

Интерполируя справочные данные по табл.5.7 ([4],с.58) определяем $k_{\sigma} = 1,965$ и $k_{\tau} = 1,61$. По табл.5.10 ([4],с.59) определяем $k_{d\sigma} = 0,794$ и $k_{d\tau} = 0,734$.

$$\text{Следовательно } \frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} = \frac{1,965}{0,794} = 2,47; \frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} = \frac{1,61}{0,734} = 2,19.$$

Сравнение полученных отношений показывает, что наибольшая концентрация напряжений обусловлена напрессовкой подшипника на вал.

По табл.4.6 ([4],с.42) при 6 квалитете $R_a = 0,8 \text{ мкм}$. По графику рис.5.2 ([4],с.59) определяем $k_{F\sigma} = k_{F\tau} = 0,98$. Вал без упрочнения, поэтому $k_v = 1$.

Определяем коэффициенты снижения предела выносливости вала по формулам

$$k_{\sigma D} = \left(\frac{k_{\sigma}}{k_{d\sigma}} + \frac{1}{k_{F\sigma}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_v} = (3,11 + 1,02 - 1) \cdot \frac{1}{1} = 3,13;$$

$$k_{\tau D} = \left(\frac{k_{\tau}}{k_{d\tau}} + \frac{1}{k_{F\tau}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{k_v} = (2,285 + 1,02 - 1) \cdot \frac{1}{1} = 2,305.$$

Амплитудное значение напряжения изгиба $\sigma_a = \sigma_{u(I-I)} = 41,8 \text{ МПа}$;

среднее напряжение $\sigma_m = 0$. Для неперевёрнутых валов

$$\tau_a = \tau_m = 0,5 \cdot \tau_{k(I-I)} = 0,5 \cdot 11,2 = 5,6 \text{ МПа}.$$

Суммарное число циклов нагружения

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot n_{III} \cdot L_h = 60 \cdot 193 \cdot 14000 = 1,62 \cdot 10^8.$$

Коэффициент режима нагружения

$$\mu_6 = \frac{\sum n_i \cdot t_i \cdot \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^6}{\sum n_i \cdot t_i} =$$

$$= \frac{0,25 \cdot 1^6 + 0,25 \cdot 0,7^6 + 0,25 \cdot 0,5^6 + 0,25 \cdot 0,3^6}{1} = 0,283.$$

Приведенное число циклов нагружения

$$N_E = N_{\Sigma} \cdot \mu_6 = 1,62 \cdot 10^8 \cdot 0,283 = 4,58 \cdot 10^7.$$

Коэффициент долговечности при $m = 6$ для посадок с натягом

$$k_{\delta} = \sqrt[6]{\frac{N_E}{N_{\delta}}} = \sqrt[6]{\frac{4,58 \cdot 10^7}{10^7}} = 1,289.$$

Учитывая ограничения $0,6 \leq k_{\delta} \leq 1$, принимаем $k_{\delta} = 1$.

Приведенные амплитудные значения напряжений

$$\sigma_{aE} = \sigma_a \cdot k_{\delta} = 41,8 \cdot 1 = 41,8 \text{ МПа};$$

$$\tau_{aE} = \tau_a \cdot k_{\delta} = 5,6 \cdot 1 = 5,6 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по пределу выносливости по напряжениям изгиба и кручения

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma D} \cdot \sigma_{aE} + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} = \frac{220}{3,13 \cdot 41,8 + 0} = 1,59;$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau D} \cdot \tau_{aE} + \psi_{\tau} \cdot \tau_m} = \frac{130}{2,305 \cdot 5,6 + 0} = 10.$$

Общий коэффициент запаса

$$n = \frac{n_{\sigma} \cdot n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{1,59 \cdot 10}{\sqrt{1,59^2 + 10^2}} = 1,57 > [n] = 1,5 \text{ для средних условий.}$$

7.6. Примеры подбора стандартных подшипников качения [5,11]

7.6.1. Пример проверки пригодности конических роликоподшипников тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами

Исходные данные

Проверить пригодность подшипников тихоходного вала (рис.7.13) одноступенчатого косозубого редуктора, работающего на режимах, определяемых блоком нагружения (рис.7.2). Осевая сила в зацеплении $F_{x2} = 596 \text{ Н}$, полные радиальные реакции в опорах (подшипниках) $F_{rA} = 7896 \text{ Н}$, $F_{rB} = 11443 \text{ Н}$. Характеристики роликоподшипников конических легкой серии (типоразмер 7210): $C_r = 52,9 \text{ кН}$, $X = 0,4$; $e = 0,37$; $Y = 1,60$ табл.24.16 ([5], с.387); $V = 1$, $k_\sigma = 1,1$, $k_T = 1$ ([5], с.82). Требуемая долговечность подшипников $L_h = 14000 \text{ часов}$. Подшипники установлены по схеме «враспор». Угловая скорость вала

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 193}{30} = 20,2 \text{ с}^{-1}.$$

Определим осевые составляющие от действия радиальных реакций в опорах (рис.7.13)

$$F_{eA} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 7896 = 2424 \text{ Н},$$

$$F_{eB} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 11443 = 3514 \text{ Н}.$$

Определяем осевые силы (F_a), действующие на подшипники

$$\Sigma F_A = F_{eB} + F_{x2} - F_{eA} = 3514 + 596 - 2424 = 1686 \text{ Н} > 0,$$

$$F_{aA} = F_{x2} + F_{eB} = 596 + 3514 = 4110 \text{ Н};$$

$$\Sigma F_B = F_{eA} - F_{x2} - F_{eB} = 2424 - 596 - 3514 = -1686 \text{ Н} < 0,$$

$$F_{aB} = F_{eB} = 3514 \text{ Н}.$$

Определяем отношения

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{4110}{1 \cdot 7896} = 0,52; \quad \frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{3514}{1 \cdot 11443} = 0,307.$$

По соотношению $\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} > e$ и $\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} < e$ выбираем соответствующие

формулы для определения эквивалентной динамической радиальной нагрузки (F_r)

$$F_{rA} = (X \cdot V \cdot F_{rA} + Y \cdot F_{aA}) \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 7896 + 1,6 \cdot 4110) \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,72 = 7709 \text{ Н},$$

$$F_{rB} = V \cdot R_{rB} \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H = 1 \cdot 11443 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,72 = 9062 \text{ Н},$$

где $k_H = \sqrt[3]{\mu_3} = \sqrt[3]{0,374} = 0,72$. Здесь μ_3 - коэффициент режима см.п.7.2.

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника по большему значению эквивалентной динамической радиальной нагрузки

$$C_{mp} = F_{rB} \cdot \sqrt[3,33]{573 \cdot \omega_{III} \cdot \frac{L_h}{10^6}} = 9062 \cdot \sqrt[3,33]{573 \cdot 20,2 \cdot \frac{14000}{10^6}} =$$

$$= 41700 \text{ Н} < C_r = 52900 \text{ Н}.$$

Базовая динамическая грузоподъемность превышает требуемую – роликподшипник пригоден.

7.6.2. Пример проверки пригодности шариковых радиальных однорядных подшипников тихоходного вала одноступенчатого редуктора с цилиндрическими зубчатыми колесами.

Исходные данные

Проверить пригодность подшипников тихоходного вала (рис.7.13) одноступенчатого косозубого редуктора, работающего на режимах, определяемых блоком нагружения (рис.7.2.). Угловая скорость вала: $\omega_{III} = 20,2 \text{ с}^{-1}$. Осевая сила в зацеплении $F_{x2} = 596 \text{ Н}$, полные радиальные реакции в опорах (подшипниках) $F_{rA} = 7896 \text{ Н}$, $F_{rB} = 11443 \text{ Н}$. Характеристики шарикоподшипников радиальных однорядных легкой серии (типоразмер 208): $C_r = 25,6 \text{ кН}$, $C_{or} = 18,1 \text{ кН}$ табл.24.10.([5],с.380), $V = 1$, $k_{\delta} = 1,1$, $k_T = 1$ ([5],с.82). Требуемая долговечность подшипников $L_h = 14000 \text{ часов}$. Подшипники установлены по схеме «враспор».

Так как подшипники радиальные, то осевые составляющие $F_e = 0$. Из условия равновесия вала $F_{aA} = F_{x2} = 596 \text{ Н}$, $F_{aB} = 0$.

Используя отношение $\frac{F_{aA}}{C_{or}} = \frac{596}{18100} = 0,033$ из табл.7.1 ([5],с.81) выписываем

$$X = 0,56; e = 0,22; Y = 1,94.$$

Отношение $\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{596}{1 \cdot 7896} = 0,075$, что меньше $e = 0,22$. Окончательно

принимая $X = 1$, $Y = 0$. Следовательно, эквивалентная динамическая радиальная

нагрузка для опоры A определяется по формуле $F_{rA} = V \cdot R_{rA} \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H$, с другой стороны подшипник опоры B более нагружен, чем опора A , поэтому дальнейший расчет производится для подшипника опоры B .

Определяем эквивалентную динамическую радиальную нагрузку для опоры B

$$F_{rB} = V \cdot R_{rB} \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H = 1 \cdot 11443 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,72 = 9062 \text{ Н},$$

где $k_H = \sqrt[3]{\mu_3} = \sqrt[3]{0,374} = 0,72$. Здесь μ_3 - коэффициент режима см.п.7.2.2.

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника

$$C_{mp} = F_{rB} \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \omega_{III} \cdot \frac{L_h}{10^6}} = 9062 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 20,2 \cdot \frac{14000}{10^6}} = \\ = 49700 \text{ Н} > C_r = 25600 \text{ Н}.$$

Требуемая динамическая грузоподъемность намного превышает базовую – подшипник не пригоден.

7.6.3. Пример проверки пригодности роликовых конических однорядных подшипников тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора.

Исходные данные

Проверить пригодность подшипников тихоходного вала червячного одноступенчатого редуктора, работающего на режимах, определяемых блоком нагружения (рис.7.3.). Осевая сила в зацеплении $F_{x2} = 1210 \text{ Н}$, полные радиальные реакции в опорах (подшипниках) $F_{rA} = 4120 \text{ Н}$, $F_{rB} = 6190 \text{ Н}$. Характеристики роликоподшипников конических одноступенчатых легкой серии (типоразмер 7212): $C_r = 72,2 \text{ кН}$; $X = 0,4$; $e = 0,35$; $Y = 1,71$ табл. 24.16 ([5], с.387); $V = 1$; $k_{\delta} = 1,1$; $k_T = 1$ ([5], с.83). Требуемая долговечность подшипников $L_h = 12000 \text{ часов}$. Подшипники установлены по схеме "враспор". Угловая скорость вала

$$\omega_{III} = \frac{\pi \cdot n_{III}}{30} = \frac{3,14 \cdot 54}{30} = 5,65 \text{ с}^{-1}.$$

Определим осевые составляющие от действия радиальных реакций в опорах

$$F_{eA} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rA} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 4120 = 1196 \text{ Н},$$

$$F_{eB} = 0,83 \cdot e \cdot F_{rB} = 0,83 \cdot 0,35 \cdot 6190 = 1798 \text{ Н}.$$

Определяем осевые силы (F_a), действующие на подшипники

$$\Sigma F_A = F_{eB} - F_{x2} - F_{eA} = 1798 - 1210 - 1196 = -608 \text{ Н} < 0,$$

$$F_{aA} = F_{eA} = 1196 \text{ Н};$$

$$\Sigma F_B = F_{eA} + F_{x2} - F_{eB} = 1196 + 1210 - 1798 = 608 \text{ Н} > 0,$$

$$F_{aB} = F_{x2} + F_{eA} = 1210 + 1196 = 2406 \text{ Н}.$$

Определяем отношения

$$\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} = \frac{1196}{1 \cdot 4120} = 0,29; \quad \frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} = \frac{2406}{1 \cdot 6190} = 0,388.$$

По соотношениям $\frac{F_{aA}}{V \cdot F_{rA}} < e$ и $\frac{F_{aB}}{V \cdot F_{rB}} > e$ выбираем соответствующие

формулы для определения эквивалентной динамической радиальной нагрузки (F_r)

$$F_{rA} = V \cdot R_{rA} \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H = 1 \cdot 4120 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,422 = 1912 \text{ Н},$$

$$F_{rB} = (X \cdot V \cdot F_{rB} + Y \cdot F_{aB}) \cdot k_{\delta} \cdot k_T \cdot k_H = \\ = (0,4 \cdot 1 \cdot 6190 + 1,71 \cdot 2406) \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 0,422 = 2780 \text{ Н}.$$

где $k_H = \sqrt[3]{\mu_3} = \sqrt[3]{0,75} = 0,422$. Здесь μ_3 - коэффициент режима, см. п. 7.2.2., и определяется с учетом блока нагружения, см. рис. 7.3.

Определяем требуемую динамическую грузоподъемность подшипника по большому значению эквивалентной динамической радиальной нагрузки

$$C_{mp} = F_{rB} \cdot \sqrt[3]{573 \cdot \omega_{III} \cdot \frac{L_h}{10^6}} = 2780 \cdot \sqrt[3]{573 \cdot 5,65 \cdot \frac{12000}{10^6}} = \\ = 8340 \text{ Н} < C_r = 72200 \text{ Н}.$$

Требуемая динамическая грузоподъемность намного меньше базовой – подшипник пригоден. Большой запас по динамической грузоподъемности ставит вопрос об уменьшении габаритов подшипников. К его решению необходимо вернуться после выполнения уточненного расчета тихоходного вала на статическую прочность и сопротивление усталости, когда диаметральный размеры могут быть уменьшены по сравнению с размерами, полученными в результате приближенного определения исходного диаметра вала.

Заключение.

На основании результатов, полученных в эскизном проекте, выполняется разработка технического проекта редуктора, предусмотренного заданием на выполнение курсовой работы.

Технический проект выполняется с целью выявления окончательных технических решений, дающих полное представление о конструкции деталей и отдельных сборочных единиц редуктора, а также для оценки их соответствия требованиям технического задания, технологичности конструкций деталей и узлов, степени сложности их изготовления, удобства эксплуатации и т.п.

В техническом проекте разрабатываются варианты конструкции зубчатой (червячной) передачи редуктора, элементов корпуса, подшипниковых узлов, валов.

Здесь же проводятся расчеты, подтверждающие прочность и долговечность окончательно принятых конструкций валов, шпоночных соединений и соединений с натягом, стяжных винтов подшипниковых узлов.

В техническом проекте согласовываются габаритные, установочные и присоединительные размеры редуктора и привода в целом, решается ряд эксплуатационных вопросов, связанных смазыванием редукторной зубчатой (червячной) пары и подшипниковых узлов.

В заключение этой стадии проектирования выполняется конструктивная компоновка редуктора (общий вид), которая может являться графическим продолжением и развитием выполненного на миллиметровой бумаге эскизного проекта.

Список использованных источников

1. Чихачёва О.А., Рябов В.А. Общий расчет привода. Методические указания к курсовому проектированию для студентов всех машиностроительных специальностей. М.: МАМИ, 1998г.
2. Пронин Б.А., Баловнев Н.П. Расчет зубчатых передач на прочность. М.: МАМИ, 1997г.
3. Пустынцев Е.Н. Расчет червячных передач. М.: МАМИ, 1987г.
4. Шмелев А.Н. Конструирование и расчет валов редукторов. М.: МАМИ, 1996г.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных спец.вузов. М.: Высшая школа, 1985г. – 416с.
6. Зайцева Т.Г., Халеев В.Н. Проектирование валов, зубчатых и червячных колес, подшипниковых узлов и конструирование редуктора. Методические указания к курсовому проектированию по курсу «Прикладная механика» для студентов немеханических специальностей вечерней и дневной форм обучения. Липецк: Липецкий политехнический институт. 1991г.
7. Заплетохин В.А. Конструирование деталей механических устройств. Справочник. - Л.: Машиностроение. 1990г. – 669с.
8. Чернавский С.А., Боков К.Н., Чернин И.М и др. Курсовое проектирование деталей машин. М: Машиностроение, 1988г. – 416с.
9. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. М: Высшая школа, 1991г. – 432с.
10. Шмелев А.Н. Расчет и конструирование прямых валов и осей. М.: МАМИ, 1987г.
11. Пустынцев Е.Н. Подбор стандартных подшипников качения. М.: МАМИ, 1987г.
12. Чернилевский Д.В. Основы проектирования машин. Учебное пособие для студентов вузов. М.: 1998-472с.,