**МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ
РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ**

КАЗАНСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АРХИТЕКТУРНО-
СТРОИТЕЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

А.Г. Мудров, Р.Л. Сахапов

РАЗРАБОТКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебное пособие

Допущено УМО вузов РФ по образованию в области транспортных машин и транспортно-технологических комплексов в качестве учебного пособия для студентов вузов, обучающихся по направлению подготовки бакалавров «Наземные транспортно-технологические комплексы» (профиль подготовки: «Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование»)

Казань
2015

УДК 621.8 (075)
ББК 34.42
М91

Мудров А.Г., Сахапов Р.Л.

М91 Разработка курсового проекта по деталям машин и основам конструирования: Учебное пособие / А.Г. Мудров, Р.Л. Сахапов. – Казань: Изд-во Казанск. гос. архитект.-строит. ун-та, 2015. – 167 с.

ISBN 978-5-7829-0490-6

Печатается по решению Редакционно-издательского совета Казанского государственного архитектурно-строительного университета

В учебном пособии дана методика разработки сборочного чертежа редуктора с открытой передачей и привода, включающего электродвигатель, муфту, редуктор с открытой передачей и раму. Приведены правила оформления пояснительной записки, спецификаций, иллюстраций (ГОСТ 2.105-95 и ГОСТ 2.106-96) и ссылок на литературные источники.

Рецензенты:
Доцент кафедры машиноведения и инженерной графики Казанского национального исследовательского технического университета им. А.Н. Туполева (КАИ)
А.Д. Лустин

Доктор технических наук, профессор кафедры механизации животноводства Казанского государственного аграрного университета
А.И. Рудаков

УДК 621.8 (075)
ББК 34.42

© Казанский государственный архитектурно-строительный университет, 2015

ISBN 978-5-7829-0490-6

© Мудров А.Г., Сахапов Р.Л., 2015

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ 5
1 КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ 6
1.1 Стадии разработки конструкций 6
2 ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ 9
2.1 Кинематический расчет привода 10
2.2 Выбор материалов зубчатых колес, определение допускаемых напряжений 16
3 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 21
3.1 Геометрия и кинематика прямозубой передачи 21
3.2 Расчет закрытой прямозубой передачи 24
3.2.1 Последовательность расчета закрытой прямозубой передачи 27
3.3 Расчет косозубой закрытой передачи 29
3.3.1 Особенности косозубой передачи 29
3.3.2 Расчет косозубой цилиндрической передачи 32
3.4 Расчет по контактным напряжениям по ГОСТ 21354-87 35
3.5 Расчет открытых прямозубых передач 36
3.5.1 Последовательность расчета открытой прямозубой передачи 39
3.5.2 Расчет косозубой передачи на изгиб 41
3.6 Расчет прямозубых и косозубых передач по изгибным напряжениям по ГОСТ 21354-87 42
4 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ 43
4.1 Последовательность расчета конической передачи по контактной прочности 45
4.2 Проверка зубьев конической передачи на изгиб 47
5 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ 47
5.1 Общие сведения о червячных передачах 47
5.2 Расчет червячной передачи на контактную прочность 55
5.3 Последовательность расчета червячной передачи 57
6 РАСЧЕТ ВАЛОВ 61
6.1 Выбор расчетной схемы. 62
6.2 Выбор материала вала 62
6.3 Определение действующих сил в зацеплении 63
6.4 Определение диаметра вала из условий прочности 63
6.4.1 Ориентировочный расчет валов 63
6.4.2 Определение длины вала (первая компоновка) 64
6.4.3 Расчет вала на изгиб с кручением 64
6.5 Конструктивная разработка вала 68
6.6 Уточненный расчет вала 69
6.6.1 Определение действительного коэффициента запаса усталостной прочности 69

6.6.2 Проверка валов на жесткость 71
6.6.3 Проверка валов на критическую частоту вращения 73
7 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ 75
7.1 Общие сведения о подшипниках 75
7.2 Расчет подшипников по динамической грузоподъемности 78
7.2.1 Выбор типа подшипников 78
7.2.2 Определение эквивалентных нагрузок на опорах вала и ресурса работы 81
7.2.3 Посадки подшипников качения 85
8 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА 87
9 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ И ЛИТЫХ РАМ 90
10 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ СБОРОЧНЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ 92
11 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ 106
11.1 Оформление текста 114
11.2 Оформление формул 116
11.3 Оформление иллюстраций 120
11.4 Оформление таблиц 122
12 О СПЕЦИФИКАЦИЯХ 124
13 ОФОРМЛЕНИЕ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ 138
РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА 144
ПРИЛОЖЕНИЯ 147
Таблица А1 – Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636 – 69) . 147
Таблица А2 – Важнейшие производные единицы СИ пространства и времени 148
Таблица А3 – Основные технические характеристики электродвигателей 149
Таблица А4 – Габаритные и присоединительные размеры электродвигателей для серий АИР, А, 5А, АИ, 4А, 4АМ, 5АМ (монтаж 1081) 151
ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (ВАРИАНТ 1) 152
ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (ВАРИАНТ 2) 157
ВОПРОСЫ для самопроверки к курсовому проекту по деталям машин и основам конструирования 164

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Детали машин и основы конструирования» относится к общетехническим дисциплинам и изучает методы расчета и конструирования деталей и сборочных единиц общего назначения, которые выполняют одну и ту же функцию в машинах и устройствах разного назначения.

К ним относятся следующие группы: ***механические передачи*** – трением (фрикционные – непосредственным контактом, гибкой связью – ременные передачи) и зацеплением (непосредственным контактом: цилиндрические зубчатые передачи (прямозубые и косозубые), конические, червячные, волновые, винтовые; зацеплением гибкой связью – цепные передачи); ***соединения***: разъемные (разборные) и неразъемные. Разъемные: резьбовые (болтовые, винтовые, шпилечные), шлицевые, шпоночные, штифтовые, клеммовые, профильные. Неразъемные: сварные, заклепочные, паяные, клеевые и с гарантированным натягом; ***детали, обеспечивающие вращательное движение***: валы, оси, подшипники (качения, скольжения); ***муфты для соединения валов; пружины и рессоры; смазочные устройства; корпусные детали.***

В соответствии с учебным планом студенты Автодорожного факультета Института транспортных сооружений должны выполнить курсовой проект по деталям машин и основам конструирования.

Одна из задач проекта – закрепление и углубление знаний, полученных при изучении теоретического курса, на лабораторных и практических занятиях по деталям машин и основам конструирования, а также умение использовать знания других, ранее изученных, общетехнических дисциплин, атласов, справочников.

Другая большая задача – приобретение навыков конструирования на примере расчета привода, включающего электродвигатель, муфту, редуктор, рабочий орган, раму.

Курсовой проект по основам конструирования является первой самостоятельной расчетно-конструкторской работой студентов, каждый из которых на конкретном примере полностью производит расчет элементов редуктора, рамы, подбор электродвигателя, разрабатывает конструкторские документы: чертежи, пояснительную записку, спецификацию.

При выполнении проекта студенты приобретают навыки пользования справочной литературой, ГОСТами, таблицами, компьютерными программами, навыки по конструированию и выполнению рабочих чертежей различных деталей механических передач.

Пособие составлено с использованием общепринятых методик расчета и в соответствии с ГОСТ 21354-87.

1 КОНСТРУКТОРСКАЯ ДОКУМЕНТАЦИЯ

1.1 Стадии разработки конструкций

Конструирование устройств различного назначения, в том числе и приводного механизма задания курсового проекта по деталям машин, относится к творческому процессу, который может быть успешным лишь при наличии четкой методики конструирования. Такая методика изложена в ГОСТ 2.103-68 «Единая система конструкторской документации», «Стадии разработки».

Начальная стадия – разработка, согласование и утверждение технического задания, которое устанавливает основное назначение, технические характеристики, показатели качества и технико-экономические требования, предъявляемые к разрабатываемому изделию.

Техническое задание на курсовой проект по деталям машин и основам конструирования разрабатывается кафедрой и утверждается методической комиссией института Транспортных сооружений. Индивидуальное техническое задание на курсовой проект выдается каждому студенту руководителем-консультантом и включает один из различных вариантов приводов какой-то исполнительной машины (устройства) строительного назначения.

Студент должен ознакомиться с заданием, осознать требования задания и мысленно представить и наметить ход ее реализации, выяснить неясные вопросы у консультанта-преподавателя, записать объем и сроки выполнения по каждому из разделов задания, дни консультаций и другие вопросы проектирования. Короче – на этом этапе проектирования нужна ясность и понимание всей последующей работы и конечная цель творческого процесса.

Необходимо напомнить, что в соответствии с ГОСТ 2.103-68 разработка конструкторской документации изделий всех отраслей промышленности состоит из следующих стадий: **техническое предложение, эскизный проект, технический проект, рабочая конструкторская документация.** Отметим кратко о содержании каждой стадии разработки.

Здесь следует указать на то, что обязательность выполнения стадий и этапов разработки конструкторской документации устанавливается техническим заданием на разработку.

Техническое предложение выполняется в соответствии с ГОСТ 2.118-73 и разрабатывается в случае, если это ***предусмотрено техническим заданием***.

Техническое предложение – это совокупность конструкторских документов, которые должны содержать технические и технико-экономические обоснования целесообразности разработки документации

изделия на основании анализа технического задания заказчика и различных вариантов возможных решений изделий, сравнительной оценки решений с учетом конструктивных и эксплуатационных особенностей разрабатываемого и существующих изделий и патентные исследования.

Таким образом, в техническом предложении на основании технического задания заказчика, предлагаются варианты возможных решений с достаточно глубокой проработкой для сравнительной оценки: на патентную чистоту, конкурентоспособности, требования техники безопасности и производственной санитарии, надежности, экономическим, эстетическим, эргономическим показателям, технологичности, стандартизации и унификации.

Поскольку предлагаются несколько вариантов реализации технического задания, то они должны включать необходимые доказательные документы, в том числе пояснительную записку, выполняемую в соответствии с ГОСТ 2.106-96 – Текстовые документы, и чертеж общего вида в соответствии с ГОСТ 2.118-73 (***Документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия***).

Материалы технического предложения представляются заказчику для согласования и утверждения, затем для последующей конструкторской разработки.

В курсовом проекте по деталям машин студенту выдается задание на разработку конкретного приводного устройства, поэтому положения и содержание технического предложения здесь рассматриваются частично и упрощенно, а возможно в другой стадии разработки.

Эскизный проект разрабатывают, если это предусмотрено техническим заданием или протоколом рассмотрения технического предложения с заказчиком.

Эскизный проект – совокупность конструкторских документов, которые должны содержать принципиальные конструктивные решения, дающие общее представление об устройстве и принципе работы изделия, а также данные, определяющие назначение, основные параметры и габаритные размеры разрабатываемого изделия. Объем работ регламентируется ГОСТ 2.119-73.

При разработке эскизного проекта выполняется следующий перечень работ:

– разработка конструкторских вариантов возможных решений, с учетом вариантов проработки решений технического предложения или вновь открывшихся вариантов;

– разработка и обоснование решений, обеспечивающих надежность, технологичность, требования эргономики и технической эстетики,

правильность выбора средств и методов контроля (испытаний, анализа, измерений), вопросы упаковки и транспортирования изделий;

– изготовление и испытания макетов с целью проверки принципов работы изделия и (или) его составных частей;

– оценку изделия по показателям стандартизации и унификации;

– проверку соответствия вариантов требованиям техники безопасности и производственной санитарии;

– проверку вариантов на патентную чистоту и конкурентоспособность, оформление заявок на изобретение.

В качестве документов разрабатывается чертеж общего вида и пояснительная записка.

Эскизный проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки технического проекта или рабочей конструкторской документации.

Технический проект – совокупность конструкторских документов, которые должны содержать ***окончательные технические решения***, дающие полное представление об устройстве разрабатываемого изделия, и исходные данные для разработки рабочей документации.

Технический проект после согласования и утверждения в установленном порядке служит основанием для разработки рабочей конструкторской документации.

Объем работ технического проекта изложен в ГОСТ 2.120-73.

Чертеж общего вида выполняют по ГОСТ 2.119-73, основные пункты которого изложены в предыдущей стадии – в содержании эскизного проекта. Кроме того, на чертеже общего вида при необходимости приводят:

– указания о выбранных посадках деталей (наносятся размеры и предельные отклонения сопрягаемых поверхностей по ГОСТ 2.307-68);

– технические требования к изделию, например, о применении определенных покрытий, способов пропитки обмоток, методов сварки и др., обеспечивающих необходимое качество изделий (эти требования должны учитываться при последующей разработке рабочей документации);

– технические характеристики изделия, которые необходимы для последующей разработки чертежей.

В приложении ГОСТ 2.120-73 приведен рекомендуемый перечень работ, выполняемых при разработке технического проекта – 19 пунктов.

Как видно из кратких характеристик требований стадий разработки – техническое предложение, эскизный и технический проекты относятся к первичной проектной документации, на основе которой разрабатывается рабочая конструкторская документация – сборочный чертеж и чертежи деталей.

Итак, следует обратить внимание, что ***первичным документом разработки изделий является*** **чертеж общего** ***вида со всеми проработками вариантов, анализом, согласованием с заказчиком и другими видами работ и на базе чертежа общего вида создается*** **сборочный чертеж и чертежи деталей.**

Необходимо отметить и то, что указанные в ***ГОСТ 2.103-68*** стадии разработки (***техническое предложение, эскизный и технический проекты***) относятся в большей части к сложным изделиям, которые можно в равной мере разрабатывать в различных вариантах, из которых следует выбрать оптимальный вариант, отвечающий передовым и прогрессивным показателям мирового уровня.

В тех случаях, когда заказчик просит разработать изделие, не отличающееся большой сложностью и не требующей мировой новизны и конкурентоспособности, достаточно провести эскизное проектирование. В этом случае прорабатываются внутренние возможности вариации параметров, поиск оптимального сочетания значений параметров изделия, условий прочности, жесткости, долговечности и других показателей, согласовывается предлагаемое решение с заказчиком и на основе протокола утверждения разрабатывается рабочая конструкторская документация, т.е. сборочный чертеж и чертежи деталей.

Что касается курсового проекта по деталям машин и основам конструирования, то в общих чертах он должен разрабатываться на основе вышеуказанных положений ГОСТов. Однако с учетом простоты проектируемого изделия проектная часть (техническое предложение, эскизный и технический проекты) упрощается и в соответствии с заданием кафедры носит название – эскизное проектирование, содержание которого в краткой форме излагается ниже.

2 ЭСКИЗНОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

Каждому студенту выдается бланк с индивидуальным заданием, например, «Привод транспортера», «Привод насоса», «Привод конвейера» и т.п. В состав привода входят: электродвигатель, муфта, редуктор, открытая зубчатая передача, рама. Может быть вариант с клиноременной передачей от двигателя к редуктору, далее редуктор и рама или вариант с цепной передачей после редуктора.

Предложена схема редуктора, на которой показаны типы и ступени зубчатых передач. Даны параметры выходного звена: окружная сила, окружная скорость, диаметр звездочки или колеса. В других вариантах заданий задана мощность электродвигателя, частота вращения его вала и частота вращения выходного звена. Нагрузка может быть постоянной или

переменной в виде циклограммы. Срок службы обычно принимается по ресурсу проектируемого устройства (10000…15000 часов работы).

В краткой форме изложим последовательность этапов проектирования.

2.1 Кинематический расчет привода

При заданных параметрах выходного звена (окружная сила и скорость барабана, звездочки или колеса, диаметр звездочки или колеса) определяется номинальная мощность (кВт) на приводной звездочке (барабане) по формуле [7]:

$$N = \frac{Fv}{1000}, \tag{2.1}$$

где F – окружная сила, Н;

v – окружная скорость звездочки, м/с.

Требуемая мощность электродвигателя определится с учетом потерь в передаточных механизмах от приводного звена к двигателю и будет равна:

$$N_{дв} = \frac{N}{\eta_o}, \tag{2.2}$$

где η_o – общий коэффициент полезного действия привода (КПД).

Общий коэффициент полезного действия определяется произведением отдельных КПД ступеней передач, т.е.

$$\eta_o = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4,$$

где η_1 – КПД одной закрытой цилиндрической зубчатой передачи (если будет две или три передачи, то необходимо η_1 возводить в квадрат или в куб);

η_2 – КПД открытой цилиндрической зубчатой передачи или открытой конической зубчатой передачи, или ременной, цепной передач;

η_3 – КПД одной пары подшипников качения (возводить в степень по числу пар подшипников);

η_4 – КПД червячной передачи (ориентировочно принимается по числу заходов червяка).

Значения КПД для различных типов передач и подшипников приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Значения КПД для практических расчетов

Тип передачи и подшипников	КПД	
	для закрытой передачи	для открытой передачи
Цилиндрическая зубчатая передача	0,96…0,98	0,93…0,95
Коническая зубчатая передача	0,95…0,97	0,92…0,94
Цепная передача	0,95...0,97	0,90…0,93
Фрикционная передача	0,90…0,96	0,70…0,88
Ременная передача	–	0,95…0,96
Червячная передача при числе заходов червяка:		
z_1=1	0,70…0,75	0,50…0,60
z_1=2	0,75…0,80	0,60…0,70
z_1=4	0,85…0,90	–
Одна пара подшипников качения	0,99…0,995	
Одна пара подшипников скольжения	0,98…0,99	

Затем подбирается электродвигатель мощностью равной или несколько больше расчетной (приложение, таблица А3). Для приводных устройств используют трехфазные асинхронные двигатели различных типов, желательно выбрать три или четыре типа двигателей с разной синхронной частотой вращения вала (3000, 1500, 1000, 750, 600 мин.$^{-1}$).

Определяется частота (мин.$^{-1}$) вращения ведомого вала привода по формуле [2]:

$$n = \frac{60v}{\pi D_{зв}}, \tag{2.3}$$

где v – окружная скорость звездочки (колеса), м/с;

$D_{зв}$ – диаметр звездочки (колеса), м.

Поскольку теперь известны частоты вращения вала электродвигателя и выходного вала, определяется передаточное отношение привода для каждого типа электродвигателя по формуле:

$$u_o = \frac{n_{дв}}{n}. \tag{2.4}$$

Далее общее передаточное отношение разбивается по ступеням различных передач, входящих в привод. При разбивке пользуются рекомендациями таблицы 2, необходимо по возможности обеспечить минимальные размеры передач и в целом – редуктора.

Какой выбрать электродвигатель из возможных вариантов (их три или четыре)?

В таблице 2 рекомендуемых значений передаточных отношений для отдельных передач приведены их минимальные и максимальные значения. Определяются общие значения при минимальных и максимальных передаточных отношениях (чисел) для заданных ступеней передач [12].

Таблица 2 – Рекомендуемые значения передаточных отношений передач

Тип передачи	Рекомендуемое передаточное отношение	
	среднее	наибольшее
Закрытая цилиндрическая зубчатая передача	3…6	10
Открытая зубчатая передача	3…7	6
Закрытая коническая зубчатая передача	2…3	6
Плоскоременная передача	2…5	6
Плоскоременная передача с натяжным роликом	2…6	8
Цепная передача	2…6	8
Клиноременная передача	2…5	7
Закрытая червячная передача	10…40	80
Открытая червячная передача	10…60	120

Для обеспечения заданной частоты вращения ведомого звена, полученное значение передаточного отношения привода должно удовлетворять неравенству

$$U_{min\ o} \leq U_o \leq U_{max\ o}, \qquad (2.5)$$

где $U_{min\ o}$ и $U_{max\ o}$ – наименьшее и наибольшее общее передаточное отношение для заданной схемы привода, подсчитанные по наименьшим и наибольшим рекомендуемым значениям передаточных отношений передач;

U_o – необходимое передаточное отношение привода, зависящее от выбранного типоразмера электродвигателя.

Если неравенство удовлетворяется для нескольких типоразмеров электродвигателей, то для общего машиностроения при мощности электродвигателей N≤15 кВт рекомендуется выбирать электродвигатель с синхронной частотой вращения n=1500 мин$^{-1}$.

Если задана открытая передача на выходе, то сначала назначают передаточное отношение $\mathbf{u_в}$ этой передачи, руководствуясь рекомендациями таблицы 2 или других справочников, затем определяют передаточное отношение редуктора как

$$u_p = \frac{u_o}{u_B} \ . \qquad (2.6)$$

Далее необходимо провести разбивку передаточного отношения редуктора по ступеням, поскольку от этого зависят рациональность конструкции корпуса и удобство компоновки деталей передач, условия смазки и габариты.

Часть рекомендаций по разбивке передаточных отношений двухступенчатых редукторов (в курсовом проекте в большей части разрабатываются именно такие редукторы) между их ступенями приведена в таблице 3.

После распределения общего передаточного отношения по ступеням определяются частоты вращения всех валов привода и крутящие моменты на каждом валу. Моменты следует определять с учетом потерь мощности в передачах и подшипниках.

Частоты вращения валов редуктора определяются по значениям передаточных отношений типов и ступеней передач делением частоты вращения вала предыдущего на передаточное отношение данной ступени, если определять со стороны двигателя, по типу

$$n_2 = n_1 / U_{1\text{-}2}, \qquad (2.7)$$

где n_1 – частота вращения первого вала (например, вала электродвигателя), мин.$^{-1}$;

$U_{1\text{-}2}$ – передаточное отношение первой ступени (от первого вала до второго).

Таблица 3 – Рекомендации по разбивке ступеней редуктора

Тип редуктора	Распределение по ступеням
1. Цилиндрический редуктор по развернутой схеме 2. Двухступенчатый соосный редуктор 3. Цилиндрический редуктор с раздвоенной быстроходной ступенью	$\frac{U_Б}{U_Т} = 1,35$
Коническо-цилиндрический редуктор	$U_К \le 3,5$ и $U_Ц = \frac{U_{РЕД}}{U_К}$
Червячно-зубчатый редуктор	$U_{зуб}$=2,0…2,5; $U_{чер}$= $U_{ред}$/ $U_{зуб}$
Зубчато-червячный редуктор	$U_{зуб}$=2,0…2,5; $U_{чер}$= $U_{ред}$/ $U_{зуб}$

Таким образом, последовательно по ступеням определяют частоты вращения всех валов, включая и частоту вращения выходного вала привода (открытой передачи, звездочки, барабана и т.д.).

При этом разница между полученным и заданным значениями частоты вращения выходного вала привода не должна превышать 3%.

Можно определять частоты вращения валов и с частоты вращения выходного вала привода. Тогда частота вращения $n_р$ выходного вала редуктора определится произведением частоты вращения $n_{вых}$ выходного вала привода и передаточного отношения $U_{отк}$ открытой передачи

$$n_р = n_{вых}\, U_{отк}. \qquad (2.8)$$

Частота вращения промежуточного вала, соответственно, равна произведению частоты вращения $n_р$ выходного вала редуктора и передаточного отношения $U_т$ тихоходной ступени редуктора, т.е.

$$n_{пр} = n_р\, U_т. \qquad (2.9)$$

Частота вращения быстроходного вала редуктора определится по аналогии, т.е. $n_б = n_{пр}\ U_б$.

Найденная частота вращения $n_б$ будет равна частоте вращения вала электродвигателя и по этой частоте можно подбирать электродвигатель, имеющий ближайшую к $n_б$ асинхронную частоту вращения его вала.

Значение крутящих моментов начинают определять **с выходного вала привода,** но можно и с вала электродвигателя (***только при условии равенства расчетной и выбранной мощности электродвигателя***).

Так, крутящий момент ($T_{вых}$, Н·мм) на выходном валу привода равен [11]

$$T_{вых} = 0{,}5\, F_t \cdot D_{зв}/\eta_п, \qquad (2.10)$$

где F_t – окружное усилие на звездочке (колесе), Н;

$D_{зв}$ – диаметр звездочки (колеса), мм;

$\eta_п$ – КПД подшипниковой пары вала.

Крутящий момент $T_р$ на выходном валу редуктора определится

$$T_р = T_{вых} / U_{отк}\eta_{отк}\, \eta_п, \qquad (2.11)$$

где $U_{отк}$ – передаточное отношение открытой передачи;

$\eta_{отк}$ – КПД открытой зубчатой передачи;

$\eta_п$ – КПД подшипниковой пары выходного вала.

Таким же образом определяются крутящие моменты следующих валов.

Можно определять крутящие моменты, начиная с вала электродвигателя, ***при условии равенства расчетной мощности и мощности выбранного электродвигателя*** (при мощности электродвигателя больше или меньше расчетной начинать определять моменты от двигателя нельзя).

Крутящий момент (Н·м) на валу электродвигателя определится, исходя из формулы мощности, т.е.

$$T_э = \frac{1000\,N}{\omega}\ , \qquad (2.12)$$

где N – мощность электродвигателя, кВт;

ω – угловая скорость вала электродвигателя, рад/с.

Можно определять крутящий момент (Н·м) на валу электродвигателя через частоту вращения вала по формуле:

$$T_э = \frac{9550N}{n_э}, \qquad (2.13)$$

где N – мощность электродвигателя, кВт;

$n_э$ – частота вращения вала электродвигателя, мин$^{-1}$.

При соединении муфтой вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора, крутящий момент (Н·м) на быстроходном валу определится произведением крутящего момента $T_э$ на КПД ($\eta_м$) муфты, т.е.

$$T_б = T_э\, \eta_м .$$

Крутящий момент (Н·м) на промежуточном валу редуктора равен [16]

$$T_{пр} = T_б\, U_б\, \eta_{зп}\, \eta_{пп}, \qquad (2.14)$$

где $U_б$ – передаточное отношение (число) быстроходной передачи;

$\eta_{зп}$ – КПД зубчатой передачи;

$\eta_{пп}$ – КПД подшипниковых опор.

Крутящий момент (Н·м) на тихоходном (выходном) валу редуктора определяется по аналогии с предыдущим

$$T_т = T_{пр}\, U_т\, \eta_{зп}\, \eta_{пп}, \qquad (2.15)$$

где $T_{пр}$ – крутящий момент на промежуточном валу, Н·м;

$U_т$ – передаточное отношение (число) тихоходной передачи;

$\eta_{зп}$ – КПД тихоходной зубчатой передачи;

$\eta_{пп}$ – КПД подшипниковых опор.

И если с выходным валом редуктора соединена открытая передача (зубчатая, цепная), то крутящий момент $T_в$ (Н·м) на выходном валу привода будет равен

$$T_в = T_т\, U_{оп}\, \eta_{зп}\, \eta_{пп}, \qquad (2.16)$$

где $U_{оп}$ – передаточное отношение открытой передачи;

$\eta_{зп}$ – КПД открытой передачи;

$\eta_{пп}$ – КПД подшипниковых опор.

Итак, в результате первого этапа расчета определяются передаточные отношения ступеней, крутящие моменты и частоты вращения на каждом валу передачи, которые необходимо свести в таблицу для удобства пользования, поскольку эти данные будут необходимы для последующего расчета.

Номер вала	Частота вращения вала, мин.$^{-1}$	Моменты на валах, Н·м	Моменты на валах, Н·мм

2.2 Выбор материалов зубчатых колес, определение допускаемых напряжений

Целью этого подраздела является выбор материала для зубчатых передач, вида термообработки и определение допускаемых контактных и изгибных напряжений (необходимо запомнить эту последовательность: ***материал → термообработка → допускаемые контактные и изгибные напряжения***).

По твердости рабочих поверхностей и связанной с ней технологией резания и окончательной отделки зубьев различают две группы стальных колес: ***нарезаемые после*** окончательной термообработки (**HB<350)** и ***нарезаемые до*** окончательной термообработки (**HB>350)**.

Колеса с **HB<350** хорошо прирабатываются и не поддаются хрупкому разрушению. Для лучшей приработки зубьев твердость зубьев шестерни рекомендуется принимать больше твердости зубьев колеса – $\mathbf{HB_ш=HB_к + (25…50)}$. Колеса широко применяются в мало- и средне-нагруженных передачах, а также в передачах с большим диаметром колес, термическая обработка которых затруднена.

При **HB>350** выше – твердость, износостойкость и сопротивляемость заеданию, однако такие зубья плохо прирабатываются и нуждаются в высокой точности изготовления. Кроме того, их механическая обработка затруднена и ***поэтому зубья нарезают до термической обработки***, которая вызывает коробление зубьев. Для исправления формы зубьев применяют отделочные операции: шлифовку, притирку, обкатку и т.д.

В таблице 4 приведены механические свойства сталей с **HB<350** при нормализации и термоулучшении [10].

Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости **HB<350** приведены в таблице 5.

Рекомендуемые сочетания марок сталей для шестерни и колеса при твердости **HB>350** приведены в таблице 6.

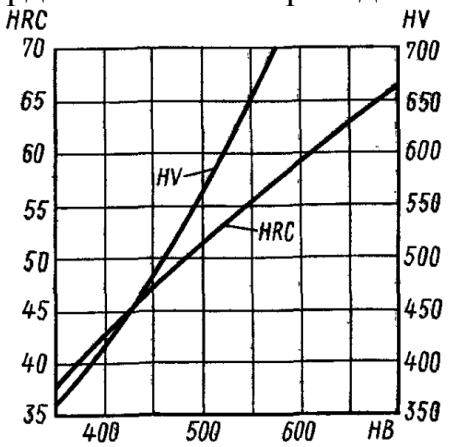


Рисунок 1 – Зависимость между HRC, HB и HV

В некоторых случаях в характеристике сталей не приведены значения предела прочности $\sigma_в$, которое можно определить по значению твердости HB по зависимости $\sigma_в$=K·HB (здесь K – коэффициент, значения которого приведены в таблице 7. На рисунке 1 представлена зависимость между числом твердости по Бринеллю, Роквеллу, Виккерсу (соответственно, вдавливание шарика, конуса и четырехгранной пирамиды).

Таблица 4 – Механические свойства сталей при НВ<350

Марка стали		Предел прочности $\sigma_в$, Н/мм^2	Предел текучести $\sigma_т$, Н/мм^2	Твердость НВ
Нормализованные	35	460–520	230–270	135–153
	40	500–560	250–280	147–165
	45	540–600	270–300	159–176
	50	580–620	290–320	171–182
	55	620–660	310–330	182–194
	40Х	700–1000	450–800	200–294
	30ХГСА	800–1000	650–850	235–294
Термоулучшенные	45	780	440	223
	50Г	740	410	211
	30ХГСА	1020	840	291
	35Х	740	490	211
	35СГ	930	690	266
	40Х	930	690	266
	40ХН	930	690	266
	40ХНМА	1080	900	309
	50Г2	790	440	226

Таблица 5 – Сочетание марок сталей для шестерни и колеса при НВ<350

Марка стали			
Шестерни	Колеса	Шестерни	Колеса
45	35, 35Л, 40Л	35Х, 40Х	50, 55, 40Л
50	40	30ХГСА	35Х, 40Х
55	45	40ХН	35Х, 40Х
50Г	40, 45, 35Л		

Таблица 6 – Сочетание марок сталей зубчатой пары при НВ>350

Марка стали	
Шестерни	Колеса
45, 50	40
55, 55Г	40, 50
35Х, 40Г	50, 55
40ХН	35Х, 40Х
15Х, 20Х	15Х, 20Х

В обозначениях сталей буквы обозначают следующие легирующие элементы: Г – марганец, Х – хром, Н – никель, С – кремний, М – молибден, Ф – ванадий, В – вольфрам, Т – титан, Ю – алюминий, А – азот, если А стоит в конце марки – это обозначает высококачественную сталь, Л – сталь в отливках.

Сведения о материалах сталей, их характеристики можно получить в различных справочниках [9; 10; 11; 12; 16].

Таблица 7 – Значение коэффициента К

Группа сталей	Коэффициент К
Термически обработанные легированные стали с НВ=250…400	3,3
Термически обработанные углеродистые стали с НВ<250	3,4
Среднеуглеродистые стали в прокатанном, нормализованном и отожженном состояниях	3,5
Малоуглеродистые стали после прокатки, нормализации и отжига	3,6

Для выбранных материалов **определяют допускаемые контактные и изгибные напряжения,** с которыми будут сравниваться действующие контактные и изгибные напряжения при расчетах зубчатых передач.

Допускаемые контактные напряжения на прочность определяются по формуле [1; 11]:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H\,\mathrm{limb}}}{s_H} K_{HL} \quad , \qquad (2.17)$$

где σ_{Hlimb} – базовый предел выносливости поверхностей зубьев по контактным напряжениям для пульсирующего (11-го) цикла, Н/мм^2, значения которого приведены в таблице 8;

S_H – коэффициент безопасности, который принимает значения: S_H=1,1 – для случая нормализации, улучшения и объемной закалки; S_H=1,2 – для случая поверхностной закалки, цементации и азотирования;

K_{HL} – коэффициент долговечности, зависящий от характера нагрузки и от числа циклов нагружения зубьев.

Таблица 8 – Значения предела выносливости

Термообработка или химико-термическое упрочнение	Твердость	σ_{Hlimb}, Н/мм^2
Нормализация или улучшение	НВ≤350	2НВ+70
Объемная закалка	HRC=38…50	18HRC+150
Поверхностная закалка	HRC=40…56	17HRC+200
Цементация	HRC=54…64	23HRC
Азотирование	HRC=55…75	20HRC

Коэффициент долговечности ***при постоянной нагрузке*** определяется по формуле:

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_H}} \quad , \qquad (2.18)$$

где N_{HO} – базовое число циклов опытного образца, при котором наступает предел выносливости, определяемый выражением (2.17). Число циклов определяется $\mathbf{N_{HO}=30 \cdot HB^{2,4}}$ (здесь HB – твердость материала по Бринеллю) или по таблице 9;

N_H – число циклов нагружения зубьев за весь срок эксплуатации, определяется формулой $\mathbf{N_H=60 \cdot n \cdot t}$ (здесь n – частота вращения шестерни или колеса, мин.$^{-1}$; t – длительность работы передачи в часах (задается в пределах 10000…20000 часов).

Таблица 9 – Базовое число циклов, N_{HO}

Твердость поверхностей зубьев *HB*	До 200	250	300	350	400	450	500	550	600
N_{HO}, млн циклов	10	17,0	26,4	38,3	52,7	70	90	113	140

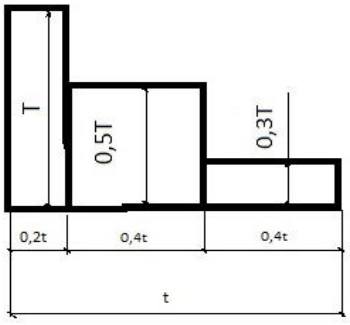


Рисунок 1а – Циклограмма переменной нагрузки

При переменной нагрузке, заданной циклограммой (рисунок 1а) подсчитывается некоторое эквивалентное число циклов нагружения зубьев по формуле:

$$N_{HE} = \frac{60}{T_{\max}^3} \sum T_i^3 n_i t_i \, , \qquad (2.19)$$

и коэффициент долговечности определится

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \, . \qquad (2.20)$$

На рисунке 1а переменная нагрузка условно рассматривается как ступенчато-переменная и расчет эквивалентного числа циклов нагружения определится значением:

$$N_{HE} = \frac{60}{T^3} \left[T^3 \cdot n(0,2t) + (0,5T)^3 \cdot n(0,4t) + (0,3T)^3 \cdot n(0,4t) \right] =$$

$$= 60n \cdot t\ (0,2+0,05+0,0108) = \mathbf{60n \cdot t \cdot 0,2608}.$$

Как видно из приведенного примера, эквивалентное число циклов нагружения в 3,8 раза меньше того числа, которое получилось бы при постоянной нагрузке, т.е. ресурс работы передачи при переменной нагрузке существенно уменьшается, это необходимо помнить и иметь в виду.

Допускаемые изгибные напряжения при расчете зубчатой открытой передачи на изгиб определяются по формуле [1]:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{F\,\mathrm{limb}}}{s_F} K_{FC} K_{FL}\ , \qquad (2.21)$$

где σ_{Flimb} – базовый предел выносливости поверхностей зубьев по изгибным напряжениям для пульсирующего (11-го) цикла, Н/мм^2, значения которого приведены в таблице 10;

K_{FC} – коэффициент, учитывающий влияние двухстороннего приложения нагрузки. При односторонней нагрузке K_{FC}=1,0; при двухсторонней нагрузке K_{FC}=0,7…0,8 (большее значение при HB>350);

K_{FL} – коэффициент долговечности;

S_F – коэффициент безопасности, рекомендуется S_F=1,7…2,2 (2,2 – для литых заготовок).

Таблица 10 – Значения базового предела выносливости

Термообработка или химико-термическое упрочнение	Твердость	σ_{Flimb}, Н/мм^2
Нормализация или улучшение	HB≤350	1,8HB
Объемная закалка	HRC=45…55	600
Поверхностная закалка	HRC=48…58	600…700
Цементация	HRC=56…62	750…850
Азотирование	HRC=55…75	300+12HRC

Коэффициент долговечности K_{FL} определяется [1]:

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \text{ – при HB<350,} \quad K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_F}} \text{ – при HB>350,}$$

где N_{FO} – базовое число циклов опытного образца, для всех сталей $\mathbf{N_{FO}=4\cdot10^6}$;

N_F – число циклов нагружения зубьев шестерни и колеса.

При ***постоянной*** нагрузке $\mathbf{N_F=60\cdot n\cdot t}$.

При ***переменной*** нагрузке подсчитывается эквивалентное число циклов нагружения зубьев, используя циклограмму рисунка 1а, по выражению:

$$N_{FE} = \frac{60}{T^m} \sum T_i^m \cdot n_i \cdot t_i\,, \qquad (2.22)$$

где m=6 при HB≤350, m=9 при HB>350.

На величину K_{FL} введены ограничения 1,0≤ K_{FL}≤2 при HB<350; 1,0≤ K_{FL}≤1,6 при HB>350.

3 РАСЧЕТ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Геометрия и кинематика прямозубой передачи

Зубчатые передачи – наиболее распространенный тип передач в современном машиностроении и приборостроении; их применяют в широких диапазонах скоростей (до 100 м/с) и мощностей (до десятков тысяч киловатт) [3; 4].

Основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами:

– технологичность, постоянство передаточного числа;

– высокая нагрузочная способность;

– высокий КПД (до 0,97–0,99 для одной пары колес);

– малые габаритные размеры по сравнению с другими видами передач при равных условиях;

– большая надежность в работе, простота обслуживания;

– сравнительно малые нагрузки на валы и опоры.

К недостаткам зубчатых передач следует отнести:

– невозможность бесступенчатого изменения передаточного числа;

– высокие требования к точности изготовления и монтажа;

– шум при больших скоростях; плохие амортизирующие свойства;

– громоздкость при больших расстояниях между осями ведущего и ведомого валов;

– потребность в специальном оборудовании и инструменте для нарезания зубьев;

– зубчатая передача не предохраняет машину от возможных опасных перегрузок.

Зубчатые передачи и колеса классифицируют по следующим признакам (рисунок 2):

– по взаимному расположению осей колес – с параллельными осями (цилиндрические, рисунок 2*а–д),* с пересекающимися осями (конические, рисунок 2*ж–и),* со скрещивающимися осями (винтовые, рисунок 2*е, к*);

– по расположению зубьев относительно образующих колес – прямозубые, косозубые, шевронные и с криволинейным зубом;

– по конструктивному оформлению – открытые и закрытые;

– по окружной скорости – тихоходные (до 3 м/с), для средних скоростей (3–15 м/с), быстроходные (свыше 15 м/с);

– по числу ступеней – одно- и многоступенчатые;

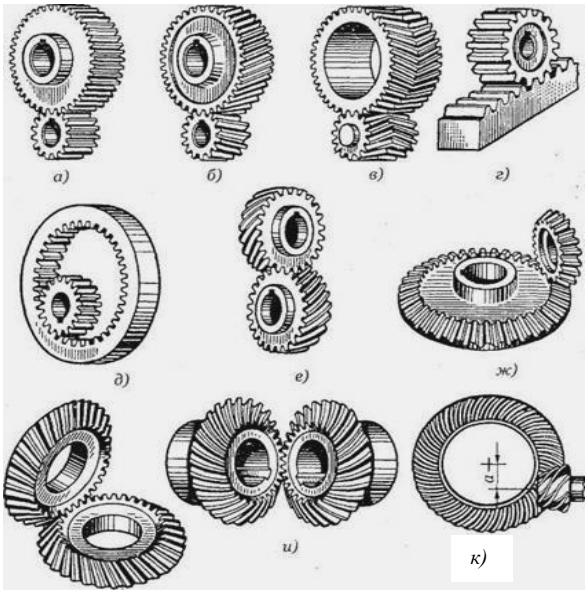
– по расположению зубьев в передаче и колесах – внешнее, внутреннее (рисунок 2*д)* и реечное зацепление (рисунок 2*г*);

– по форме профиля зуба – с эвольвентными, круговыми;

– по точности зацепления. Стандартом предусмотрено 12 степеней точности. Практически передачи общего машиностроения изготовляют от шестой до десятой степени точности. Передачи, изготовленные по шестой степени точности, используют для наиболее ответственных случаев.

Из перечисленных выше зубчатых передач наибольшее распространение получили *цилиндрические прямозубые* и *косозубые* передачи, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации.

Основные термины зубчатых передач (рисунок 3) [2]. ***Начальные окружности*** – это окружности, которые в процессе зацепления перекатываются одна по другой без скольжения (обозначается с индексом ω, $d_{\omega 1}$; $d_{\omega 2}$). Начальные окружности у пары колес, у отдельного колеса окружности нет.



а, б, в – цилиндрические; г – реечная; д – с внутренним зацеплением; е – винтовая; ж–и – конические; к – гипоидная

Рисунок 2 – Виды зацеплений

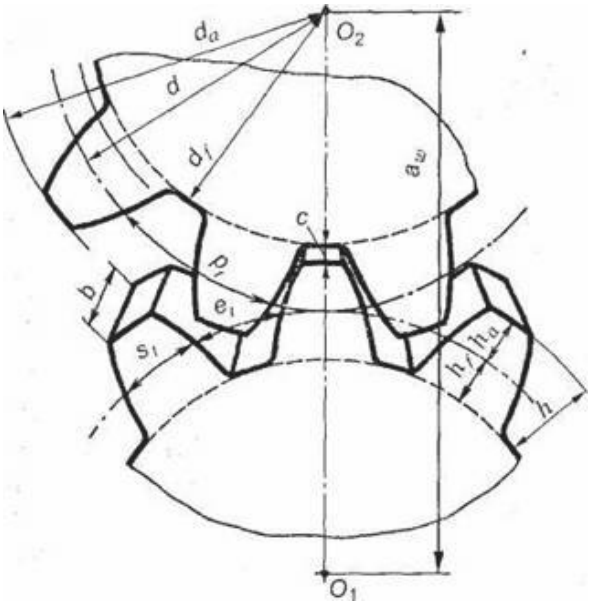


Рисунок 3 – Элементы зубчатого зацепления

Делительная окружность **–** на которой шаг P и угол зацепления α_ω, соответственно, равны шагу и углу профиля α инструмента рейки (без индекса). Эта окружность принадлежит отдельно взятому колесу. Если колеса нарезали без смещения рейки, то делительный диаметр и начальный совпадают.

Основная окружность – окружность, по которой перекатывается прямая NN без проскальзывания – любая точка прямой описывает эвольвенту (с индексом d_b).

Индекс **a** относится к поверхности или к окружности вершин и головки зубьев, индекс **f** – к поверхности или окружности впадин и ножки зубьев.

Зубчатое зацепление характеризуется следующими основными параметрами (рисунок 3):

d_a – диаметр вершин зубьев;

d_f – диаметр впадин зубьев;

d_ω – начальный диаметр;

d – делительный диаметр;

p_t – окружной шаг;

h – высота зуба;

h_a – высота ножки зуба;

c – радиальный зазор;

b – ширина венца (длина зуба);

e_t – окружная ширина впадины зуба;

s_t – окружная толщина зуба;

a_ω – межосевое расстояние.

При этом для внешнего зацепления: $a=0,5(d_1+d_2)$; $d_2=d_1 \cdot u$; $d_1=2a/u+1$; $d_2=2au/u+1$. Для внутреннего зацепления: $a=0,5(d_2-d_1)$; $d_2=d_1 \cdot u$; $d_1=2a/u-1$; $d_2=2au/u-1$.

В точке контакта зубьев окружные скорости шестерни и колеса будут равны, т.е. $v_1=v_2$ и $\frac{\pi d_1 n_1}{60}=\frac{\pi d_2 n_2}{60}$, $d_1 n_1 = d_2 n_2$ и $\frac{n_1}{n_2}=\frac{d_2}{d_1}=u$, в этом случае передаточное отношение равно передаточному числу.

Длина делительной окружности у шестерни или колеса равна $\boldsymbol{\pi d}$, в то же время она равна произведению окружного шага на число зубьев – $\mathbf{p_t \cdot z}$, значения длин равны $\boldsymbol{\pi d = p_t \cdot z}$, отсюда делительный диаметр равен $d=\frac{p_t}{\pi}z$. Поскольку π иррациональное число, то отношение $\frac{p_t}{\pi}=m$, есть модуль→ГОСТ-m*, ***знак символа со звездочкой * впредь будет означать уточнение***.

Модулем зубьев m называется часть диаметра делительной окружности, приходящаяся на один зуб.*

Модуль является основной характеристикой размеров зубьев. Для пары зацепляющихся колес модуль должен быть одинаковым.

Модуль измеряют в миллиметрах. Модули стандартизованы ГОСТ 9563-80 (таблица 11).

Размеры цилиндрических прямозубых колес вычисляют по окружному модулю [2]. Так для шестерни: индекс – 1, колеса – 2:

$d_1= m^* \cdot z_1$; $d_2=m^* \cdot z_2$; $h_a=m^*$– высота головки зуба;

$d_{a1}=d_1+2m^*$; $d_{a2}=d_2+2m^*$; $h_f=1,25m^*$ – высота ножки зуба;

$d_{f1}=d_1-2,5m^*$; $d_{f2}=d_2-2,5m^*$. $h=2,25m^*$ – высота зуба;

$c=0,25m^*$ – радиальный зазор;

ширина венца колеса b=$\psi_{ba}a$,

здесь ψ_{ba} – коэффициент ширины колеса; а – межосевое расстояние. Значение коэффициента ψ_{ba}:

ψ_{ba}=0,20…0,25 – для быстроходной передачи;

ψ_{ba}=0,3…0,4 – для тихоходной;

ψ_{ba}=0,4…0,6 – для открытой передачи.

Таблица 11 – Значения модулей по ГОСТ 9563-80, мм

1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд	1-й ряд	2-й ряд
1	1,125	**3**	3,5	**10**	11	**32**	36
1,25	1,375	**4**	4,5	**12**	14	**40**	45
1,5	1,75	**5**	5,5	**16**	18	**50**	55
2	2,25	**6**	7	**20**	22	**60**	70
2,5	2,75	**8**	9	**25**	28	**80**	90

Примечание. При назначении модулей первый ряд значений следует предпочитать второму.

3.2 Расчет закрытой прямозубой передачи

Расчет на контактную прочность прямозубой передачи производится для закрытых передач [11].

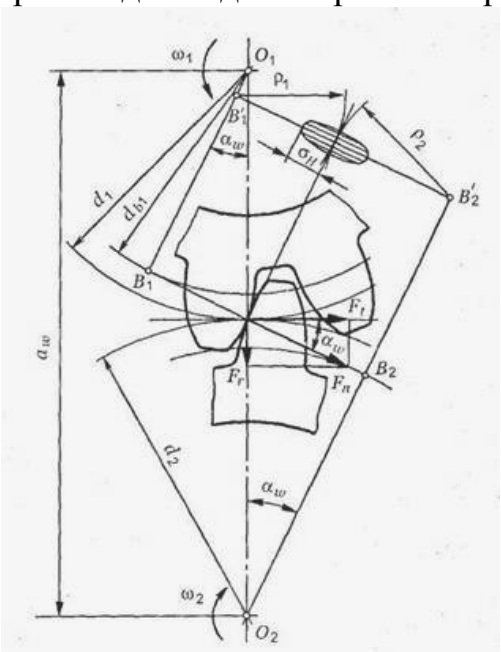


Рисунок 4 – Схема зацепления

Зубья шестерни и колеса соприкасаются по линии, следовательно, здесь есть одно из условий для использования расчета по формуле Герца-Беляева. Второе необходимое условие использования формулы – на линии контакта должно быть два соприкасающихся цилиндра. Так как зубья шестерни и колеса имеют профили эвольвенты, то второе условие не соблюдено, так как нет контактирующих цилиндров.

Однако на линии контакта зубьев можно построить два соприкасающихся фиктивных цилиндра, радиусы которых выражены через действительные параметры зубчатой пары (рисунок 4). Из рисунка видно, что

$$\rho_1 = d_1 / 2\ (\sin\alpha_\omega) \text{ и } \rho_2 = d_2 / 2\ (\sin\alpha_\omega)\ . \qquad (3.1)$$

Еще раз напомним, что материально фиктивные цилиндры не существуют, но могут с полным правом иметь место при расчете, поскольку их радиусы выражены через действительные материальные параметры зацепления: диаметры $\mathbf{d_1}$, $\mathbf{d_2}$ и угол $\boldsymbol{\alpha}$, здесь угол $\boldsymbol{\alpha = \alpha_\omega}$.

Итак, для расчета на контактную прочность прямозубой передачи теперь с полным основанием можно использовать формулу Герца-Беляева, которая имеет вид [35]:

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{q\frac{E_{\text{пр}}}{\rho_{\text{пр}}}} \le [\sigma]_H, \qquad (3.2)$$

где σ_H – действующее контактное напряжение, Н/мм^2;

q – удельная нагрузка в зоне контакта, Н/мм;

$E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль продольной упругости, Н/мм^2;

$\rho_{\text{пр}}$ – приведенный радиус кривизны контактирующих цилиндров, мм;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм^2.

Рассмотрим значения символов формулы через параметры зубчатого зацепления.

Удельная нагрузка в зоне контакта $q=F_n/b$,

где F_n – нормальная к поверхности контакта сила давления зуба шестерни на зуб колеса, Н;

b – длина контактной линии (ширина венца), мм.

Сила F_n неудобна для пользования, поэтому разложим ее на F_t – касательную к делительной окружности и на радиальную силу F_r (рисунок 4). Сила F_t выражается легко через момент T и диаметр колеса d.

Расчет ведется по колесу, так как НВ колеса меньше НВ шестерни.

$F_n = \dfrac{F_t}{\cos\alpha}$, а $F_t = \dfrac{2T_2}{d_2}$, и $q = \dfrac{2T_2}{bd_2\cos\alpha}$ известно из геометрии передачи, что $d_2 = \dfrac{2au}{u+1}$, и тогда удельное давление составит $q = \dfrac{T_2(u+1)}{aub\cos\alpha}$.

Однако, нагрузка в зубьях передачи распределена неравномерно, поэтому вводят коэффициент неравномерности нагрузки $K_н$ [11].

Для предварительного расчета можно принимать $K_н$=1,2…1,5, меньшее значение при симметричном расположении колес относительно опор, большее – при несимметричном расположении.

Коэффициент нагрузки $K_н$, в свою очередь, равен произведению двух коэффициентов, т.е.

$$K_н = K_{нβ} \cdot K_{нv},$$

где $K_{нβ}$ – коэффициент концентрации нагрузки; $K_{нv}$ – динамический коэффициент.

Коэффициент $K_{Hβ}$ зависит от расположения колес относительно опор и коэффициента $\psi_{bd}=b_1/d_1$ (рисунок 5).

Колеса могут располагаться симметрично относительно опор (рисунок 5, схемы 6 и 7), ассимметрично (схемы 3, 4, 5) и консольно (схемы 1, 2).

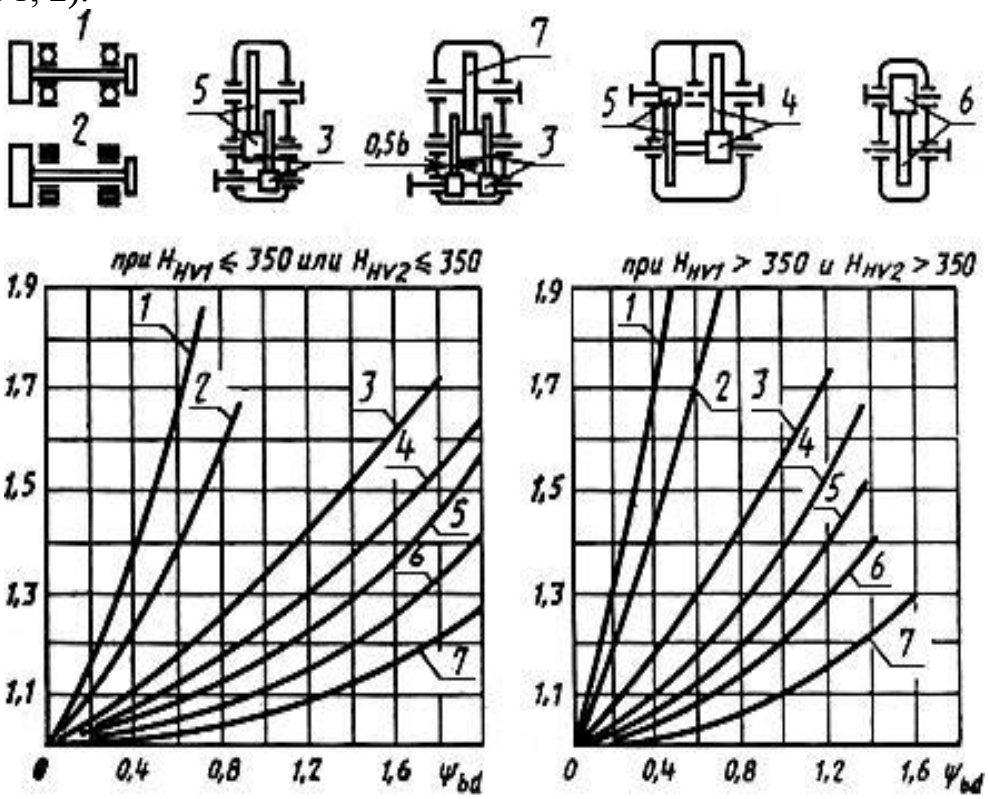


Рисунок 5 – Значение Кнβ

Предварительное значение для расчета ψ_{bd}: при НВ<350: симметричное – 0,8…1,4; ассимметричное – 0,6…1,2; консольное – 0,3…0,4; при НВ>350: симметричное – 0,4…0,9; ассимметричное – 0,3…0,6; консольное – 0,2…0,25. Можно использовать в проектных расчетах и зависимость $\psi_{bd} = \psi_{ba}\frac{u \pm 1}{2}$.

Динамический коэффициент K_{HV} определяется по окружной скорости колеса $V_2 = \pi d_2 n_2/60$, твердости НВ и степени точности колеса по таблице ***12 (в числителе для прямозубых, в знаменателе – для косозубых передач***).

Таблица 12 – Значение коэффициента K_{HV} динамической нагрузки

Степень точности	Твердость, НВ	Окружная скорость V, м/с				
		1	3	5	8	10
6-я	≤350	1,03/1,01	1,09/1,03	1,16/1,06	1,25/1,09	1,32/1,13
	>350	1,02/1,01	1,06/1,03	1,10/1,04	1,16/1,06	1,20/1,08
7-я	≤350	1,04/1,02	1,12/1,06	1,20/1,08	1,32/1,13	1,40/1,16
	>350	1,02/1,01	1,06/1,03	1,12/1,05	1,19/1,08	1,25/1,10
8-я	≤350	1,05/1,02	1,15/1,06	1,24/1,10	1,38/1,15	1,48/1,19
	>350	1,03/1,01	1,09/1,03	1,15/1,06	1,24/1,09	1,30/1,12

Окончательно удельная нагрузка составит:

$$q = \frac{K_H T_2 (u+1)}{aub\cos\alpha}. \qquad (3.3)$$

Приведенный модуль продольной упругости равен:

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1+E_2}, \qquad (3.4)$$

где E_1 – модуль продольной упругости шестерни, МПа (Н/мм^2);

E_2 – модуль продольной упругости колеса, МПа (Н/мм^2).

Если $E_1 = E_2 = E$, для стали $E = 2{,}1\cdot10^5$ МПа (Н/мм^2).

Приведенный радиус кривизны фиктивных цилиндров равен:

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_1\sin\alpha} + \frac{2}{d_2\sin\alpha} = \frac{2(u+1)}{d_2\sin\alpha} = \frac{(u+1)^2}{au\sin\alpha}. \qquad (3.5)$$

Подставив значения q, E и $1/\rho_{пр}$ в формулу Герца-Беляева, имеем [12]:

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{K_H T_2 (u+1)\cdot E_{пр}(u+1)^2}{aub\cos\alpha\cdot au\sin\alpha}} \le [\sigma]_H.$$

При $\alpha=20^0$ $\cos\alpha\cdot\sin\alpha=0{,}32$, $E_{пр}=2{,}1\cdot10^5$ Н/мм^2, формула для ***проверочных расчетов*** имеет вид

$$\sigma_H = \frac{340(u+1)}{au}\sqrt{\frac{K_H T_2 (u+1)}{b}} \le [\sigma]_H. \qquad (3.6)$$

Из проверочной формулы можно получить ***проектную формулу***, если принять $b=\psi_{ba}\cdot a$, $\sigma_H=[\sigma_H]$, ($\psi_{ba}=0{,}2\ldots0{,}4$) и решить относительно **a** – межосевого расстояния, имеем

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}\left(\frac{340}{u[\sigma]_H}\right)^2}. \qquad (3.7)$$

3.2.1 Последовательность расчета закрытой прямозубой передачи

Исходными данными для расчета являются: u, T_2, T_1, n_1, n_2, взятые из кинематического расчета. Порядок расчета следующий [11]:

а) назначается материал и термообработка, определяются допускаемые контактные $[\sigma]_H$ (формула 2.17) и изгибные $[\sigma]_F$ (формула 2.21) напряжения;

б) предварительно определяется межосевое **a** расстояние по выражению (3.7), приняв предварительно $K_H=1{,}2\ldots1{,}5$ и $\psi_{ba}=0{,}2\ldots0{,}4$,

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}\left(\frac{340}{u[\sigma]_H}\right)^2};$$

в) назначается число зубьев шестерни z_1=18…24;

г) определяется число зубьев колеса $z_2 = z_1 \cdot u$, округляют z_2 до целого числа z_2^*;

д) определяется передаточное число при принятых зубьях $u^* = z_2^*/z_1$ и погрешность передаточного числа $\delta = \frac{u - u^*}{u} 100\% < 3\%$;

е) определяется модуль зацепления $m = 2a/(z_2^* + z_1)$, принимают m^* по ГОСТ 9563-80 (таблица 11);

ж) определяются диаметры шестерни и колеса:

$d_1^* = m^* z_1$, $d_2^* = m^* z_2$,

$d_{a1} = d_1^* + 2m^*$, $d_{a2} = d_2^* + 2m^*$,

$d_{f1} = d_1^* - 2{,}5m^*$, $d_{f2} = d_2^* - 2{,}5m^*$;

з) уточняется межосевое расстояние $a^* = 0{,}5(d_2^* + d_1^*)$;

и) уточняется ширина венца колеса $b_2 = \psi_{ba} \cdot a^*$, и округляется до целого числа b_2^*, ширина венца шестерни берется больше на 3…5 мм, т.е. $b_1 = b_2^* + (3…5)$ мм;

к) определяется окружная скорость колеса $v_2 = (\pi d_2^* n_2)/60$;

л) по v_2, НВ и степени точности изготовления по таблице 12 находят уточненное значение K^*_{HV};

м) по $\psi_{bd} = b_1^*/d_1^*$ и схемы расположения колес относительно опор по номограмме рисунка 5 уточняется коэффициент $K_{H\beta}^*$;

н) уточняется коэффициент неравномерности нагрузки

$K_H^* = K^*_{HV} K_{H\beta}^*$;

о) определяется уточненное действительное контактное напряжение в зубьях колеса по выражению 3.6

$$\sigma^*_H = \frac{340(u^*+1)}{a^* u^*}\sqrt{\frac{K^*_H T_2 (u^*+1)}{b^*}} \le [\sigma]_H;$$

п) определяется рациональность расчета, допускается недогрузка до 10%, перегрузка до 5%

$$\delta = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H^*}{[\sigma]_H} 100\%.$$

3.3 Расчет косозубой закрытой передачи

3.3.1 Особенности косозубой передачи

Достоинство косозубой передачи: высокая нагрузочная способность и плавность зацепления, сниженный шум и дополнительные динамические нагрузки.

Недостатки: наличие осевой силы от наклона зубьев и необходимость осевой фиксации вала.

Общие признаки с прямозубой передачей: косозубые колеса нарезают тем же инструментом, что и прямозубые: методом копирования (на фрезерных станках) или методом обкатки (на зубодолбежных или зубофрезерных станках). Профиль косого зуба в нормальном сечении соответствует профилю прямого зуба [12].

В отличие от прямозубой передачи, зубья у косозубой наклонены под углом β (β=8…15^0 в редукторах и 15…26^0 в коробках передач).

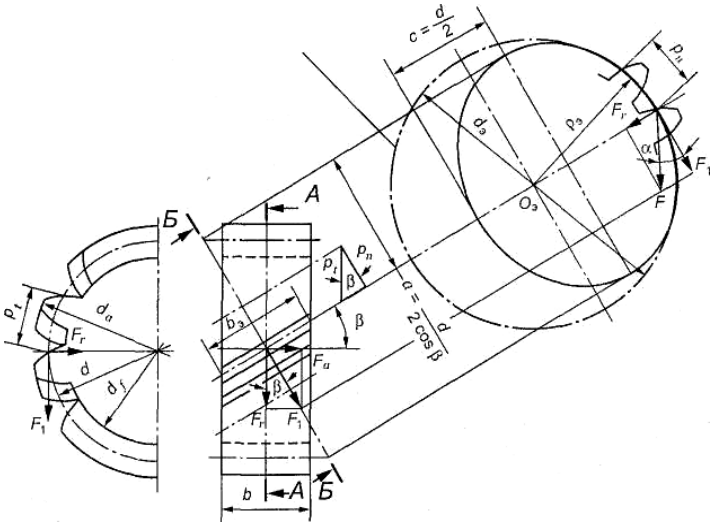


Рисунок 6 – Эскиз косозубого колеса

В нормальном сечении колеса будет эллипс (рисунок 6) с полуосями **a** и **c,** этот признак не позволяет использовать формулу Герца-Беляева для расчета косозубой передачи на контактную прочность (носителем зубьев должен быть цилиндр). Поэтому здесь в месте контакта зубьев эллипс можно заменить фиктивной окружностью диаметром $\mathbf{d_э}$ и рассматривать косозубое колесо как цилиндрическое с фиктивным диаметром $\mathbf{d_э}$ (рисунок 6).

Радиус фиктивной окружности $\boldsymbol{\rho_э}$ равен кривизне эллипса в линии зацепления, диаметр фиктивной окружности $\mathbf{d_э=2\rho_э}$.

Из аналитической геометрии [38] известно, что $\boldsymbol{\rho_э=a^2/c}$, здесь a=d/2cosβ, c=d/2, радиус кривизны равен $\boldsymbol{\rho_э=d/2\cos^2\beta}$, и диаметр фиктивной окружности, представленный через параметры действительного косозубого колеса, равен $\mathbf{d_э=2\rho_э=d/\cos^2\beta}$.

У косозубого колеса два шага: окружной $\mathbf{P_t}$ и нормальный $\mathbf{P_n}$, следовательно, и два модуля: окружной $\mathbf{m_t}$ и нормальный $\mathbf{m_n}$.

Из рисунка 6 видно, что $\mathbf{P_t= P_n/\cos\beta}$ и $\mathbf{P_t/\pi=m_t}$, а $\mathbf{P_n/\pi=m_n}$, нормальный модуль гостирован и $\mathbf{m_n}$ по ГОСТ 9563-80 уточняется $\mathbf{m_n}$*

(таблица 11), окружной модуль не имеет ГОСТ. Связь окружного и нормального модулей **$m_t = m_n^*/\cos\beta$**.

Так как фиктивный диаметр **$d_э$** больше действительного диаметра **d**, то и число фиктивных зубьев $z_ф$ будет больше действительных зубьев z.

Как и в прямозубой $d_э = m_n^* z_ф$, откуда

$$z_ф = \frac{d_э}{m_n^*} = \frac{d}{m_n^* \cos^2\beta} = \frac{m_t z}{m_t \cos\beta \cdot \cos^2\beta} = \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

Таким образом, косозубое колесо с диаметром d и числом зубьев z, заменяется прямозубым с фиктивным диаметром

$$d_э = \frac{d}{\cos^2\beta} \quad \text{и фиктивным числом зубьев} \quad z_ф = \frac{z}{\cos^3\beta}.$$

Так как профиль зубьев косозубой передачи, как и в прямозубой, выполнен по эвольвенте, то их линия контакта зубьев не является линией контакта двух цилиндров. А чтобы использовать формулу Герца-Беляева для проверки на контактные напряжения зубьев линия должна быть двух контактирующих цилиндров. Поэтому и здесь вводим два фиктивных цилиндра, радиусы которых представлены через действительные размеры косозубой передачи.

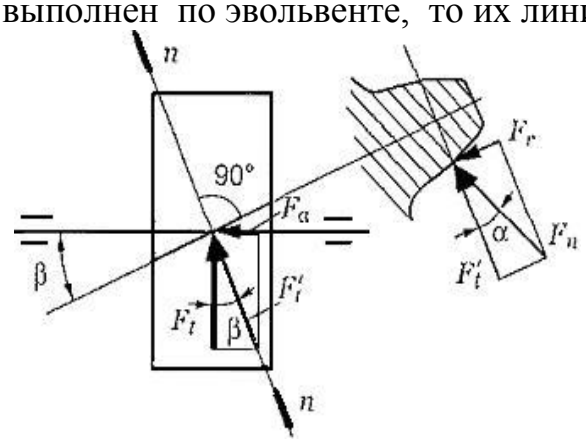


Рисунок 7 – Схема сил в косозубой передаче

По аналогии с прямозубой передачей приведенную кривизну фиктивных цилиндров выведем с учетом действительных размеров косозубой передачи:

$$\frac{1}{\rho_{пр}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{Э1}\sin\alpha} + \frac{2}{d_{Э2}\sin\alpha} = \frac{2(u+1)}{d_{Э2}\sin\alpha} = \frac{2\cos^2\beta(u+1)}{d_2\sin\alpha} = \frac{\cos^2\beta(u+1)^2}{au\sin\alpha}. \quad (3.8)$$

Таким образом, в косозубой передаче для использования формулы Герца-Беляева при расчете на контактную прочность введены фиктивные диаметры: эллипс от нормального сечения колеса заменен фиктивным **$d_э = d/\cos^2\beta$;** на контактирующей линии зубьев введены два фиктивных цилиндра, приведенная кривизна которых определена выражением (3.8).

Выразим теперь символы формулы Герца-Беляева через параметры косозубой передачи. Предварительно определим силы, действующие в косозубой передаче. В отличие от прямозубой передачи здесь дополнительно действует осевая сила F_a от наклона зубьев (рисунок 7).

Также как и в прямозубой передаче по нормали к поверхности контакта зубьев действует результирующая сила F_n, направленная для шестерни против вращения, для колеса – по вращению (рисунок 7). Однако для удобства расчета и вычислений сила F_n непригодна, поэтому исходной силой будет окружная сила F_t, выраженная через крутящий момент T, $\mathbf{F_t=2T/d}$. Осевая сила $\mathbf{F_a=F_t \cdot tg\beta}$, промежуточная сила $\mathbf{F_f'=F_t/cos\beta}$, радиальная сила

$$F_r = F_t' tg\alpha = \frac{F_t tg\alpha}{\cos\beta},$$

результирующее давление F_n

$$F_n = \frac{F_t}{\cos\alpha \cdot \cos\beta}. \qquad (3.9)$$

Окружная сила $\mathbf{F_t}$ направлена по касательной к делительной окружности для шестерни против вращения, для колеса – по вращению. Радиальная сила $\mathbf{F_r}$ направлена по перпендикуляру к оси вала шестерни или колеса от точки зацепления. Направление осевой силы $\mathbf{F_a}$ зависит от наклона зубьев и направления вращения шестерни или колеса.

Удельная нагрузка q для косозубой передачи составит (окончательная формула без вывода):

$$q = \frac{K_H T_2 (u+1)}{aub\varepsilon_a k_\varepsilon \cos\alpha}, \qquad (3.10)$$

где K_H – коэффициент неравномерной нагрузки, равен

$$K_H = K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha};$$

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, определяется по окружной скорости V, степени точности и твердости HB по таблице 12, так же как и в прямозубой передаче;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, зависит от положения колес относительно опор и ψ_{bd}, определяется по номограмме рисунка 5;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, зависит от окружной скорости и степени точности, определяется по таблице 13;

Таблица 13 – Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$

Окружная скорость колес V, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
До 5	7 8 9	1,03 1,07 1,13	1,07 1,22 1,35
От 5 до 10	7 8	1,05 1,10	1,25 1,30
От 10 до15	7 8	1,08 1,15	1,25 1,40

T_2 – крутящий момент на колесе, Н·мм;

u – передаточное число;

a – межцентровое расстояние, мм;

b – ширина венца колеса, мм;

ε_a – коэффициент торцового перекрытия, ε_a =1,6…1,8;

k_ε – коэффициент колебания длины контактной линии (k_ε=0,9…1,0).

$E_{пр}=E_1=E_2=2{,}1\cdot10^5$ Н/мм^2.

Подставив в формулу Герца-Беляева выражения (3.8, 3.10) и $E_{пр}$ имеем

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{K_H T_2 (u+1) E_{пр} \cos^2\beta (u+1)^2}{aub\varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos\alpha \cdot au\sin\alpha}} \le [\sigma]_H \ . \qquad (3.11)$$

Если принять смещение рейки, равное нулю, E=2,1·10^{5}Н/мм^2, α=20^0, ε_a=1,6, k_ε=0,95, то получим ***проверочную*** формулу для косозубой передачи [7]:

$$\sigma_H = \frac{280(u+1)}{au}\sqrt{\frac{K_H T_2 (u+1)}{b_2}} \le [\sigma]_H \ . \qquad (3.12)$$

Если принять **b=ψ_{ba}·a** (**ψ_{ba}**=0,2…0,6**),** $\sigma_H=[\sigma]_H$ и решив относительно **a**, получим ***проектную*** формулу:

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}\left(\frac{280}{u[\sigma]_H}\right)^2} \ . \qquad (3.13)$$

3.3.2 Расчет косозубой цилиндрической передачи

Исходные данные для расчета: T_1, T_2, u, n_1, n_2 принимаются из кинематического расчета. Последовательность расчета следующая:

а) назначается материал и термообработка, определяются допускаемые контактные $[\sigma]_H$ по выражению (2.17) и изгибные $[\sigma]_F$ по выражению (2.21) напряжения;

б) определяется межосевое расстояние **a** по выражению (3.13), предварительно принимая K_H=1,3…1,5 (1,3 – при симметричном расположении колеса относительно опор, 1,5 – при несимметричном), ψ_{ba}=0,2…0,6 (0,2 – при быстроходной ступени, 0,6 – при тихоходной)

$$a = (u+1)\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{\psi_{ba}}\left(\frac{280}{u[\sigma]_H}\right)^2} \ ;$$

в) принимается число зубьев z_1 шестерни z_1>18;

г) определяется число зубьев колеса $z_2=z_1\cdot u$, принимается целое число и z^*_2;

д) определяется действительное передаточное число $u^*=z^*_2/z_1$ и отклонение $\delta=100\%\cdot(u-u^*)/u$, отклонение <3%;

е) определяется нормальный модуль m^*_n, используются два варианта определения:

1) $\mathbf{m_n=(0,01\ldots0,02)\cdot a}$, принимается по ГОСТ 9563-80 (таблица 11), m^*_n;

2) предварительно $\beta=8\ldots13^0$ – в редукторах и $8\ldots26^0$ – в коробках передач,

$$m_n=\frac{2a\cdot\cos\beta}{z_1+z_2^*}$$, принимается по ГОСТ 9563-80 (таблица 11), m^*_n;

ж) определяются параметры зубчатых колес:

шестерни:	колеса:
$d^*_{\omega1}=(m^*_n\cdot z_1)/\cos\beta$,	$d^*_{\omega2}=(m^*_n\cdot z_2)/\cos\beta$,
$d_{a1}=d^*_{\omega1}+2m^*_n$,	$d_{a2}=d^*_{\omega2}+2m^*_n$,
$d_{f1}= d^*_{\omega1}-2,5m^*_n$,	$d_{f2}= d^*_{\omega2}-2,5m^*_n$;

з) уточняется межосевое расстояние $\mathbf{a^*=0,5(d^*_{\omega1}+d^*_{\omega2})}$;

и) уточняется угол наклона зубьев β,

$$\beta=\arccos\left(\frac{m_n^*(z_1+z_2^*}{2a^*}\right);$$

к) определяется ширина венца колеса

$b_2=\psi_{ba}\cdot a^*=(0,2\ldots0,6)a^*$, b_2 округляется до целого числа b^*_2, ширина венца шестерни $b_1=b^*_2+(3\ldots5)$ мм;

л) определяется окружная скорость шестерни или колеса по формулам $v_1=(\pi d_1n_1)/60$ или $v_2=(\pi d_2n_2)/60$, так как $v_1=v_2$;

м) по v_1 или по v_2 определяется степень точности зубчатой передачи по таблице 14;

Таблица 14 – Выбор степени точности зубчатой передачи

Степень точности	Окружная скорость v, м/с		Характеристика передачи
	$\beta=0^0$	$\beta>0^0$	
6 (высокоточная)	до 15	до 25	Высокоскоростные передачи, кинематические механизмы
7 (точная)	до 10	до 17	Повышенные скорости и нагрузки
8 (средней точности)	до 6	до 10	Общего применения
9 (пониженной точности)	до 2	до 3,5	Тихоходные передачи

н) уточняется динамический коэффициент K^*_{HV} по окружной скорости v, твердости HB и степени точности по таблице 12 [1];

о) уточняется коэффициент концентрации нагрузки $K^*_{H\beta}$ по коэффициенту $\psi_{bd1}=b_1/d_1$ и схеме расположения колес относительно опор по номограмме рисунка 8;

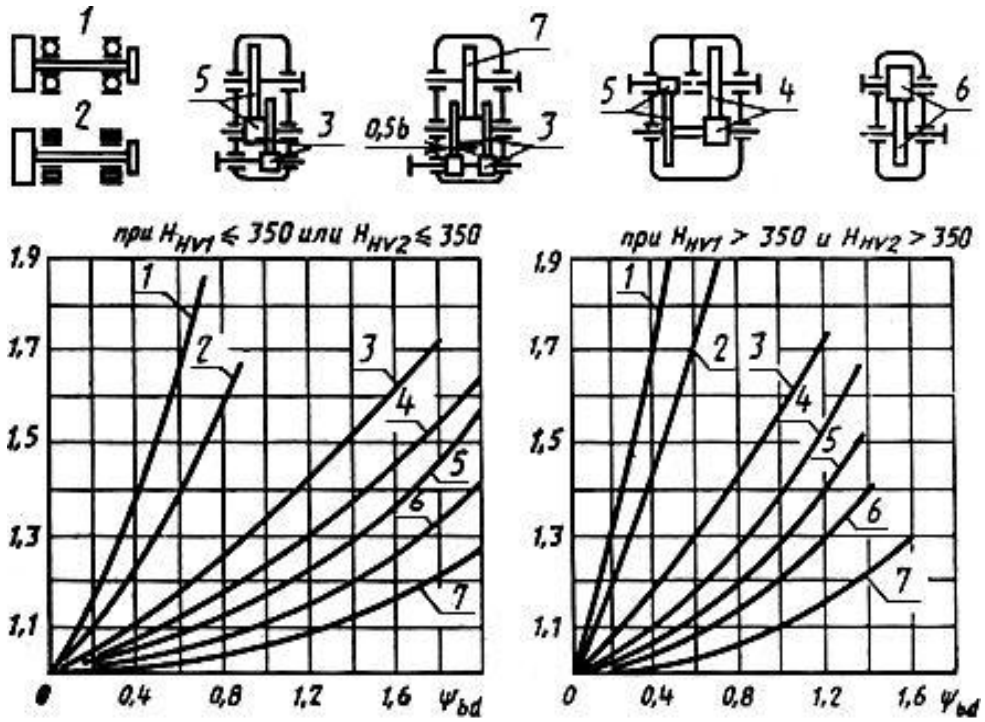


Рисунок 8 – Значение коэффициента $K_{H\beta}$

п) уточняется коэффициент $K^*_{H\alpha}$ неравномерности нагрузки между зубьями по окружной скорости v и степени точности изготовления колес по таблице 13;

р) уточняется коэффициент $K^*_H = K^*_{Hv}K^*_{Y\beta}K^*_{H\alpha}$;

с) определяется действующее контактное напряжение при уточненных параметрах по выражению 3.12

$$\sigma^*_H = \frac{280(u^*+1)}{a^*u^*}\sqrt{\frac{K^*_H\, T_2(u^*+1)}{b^*_2}} \leq [\sigma]_H \;;$$

т) проверяется рациональность проектирования

$$\delta = \frac{[\sigma]_H - \sigma^*_H}{[\sigma]_H}100\%,$$

допускается недогрузка до 10% или перегрузка не более 5%.

Если недогрузка более 10%, то уменьшают ширину венца b_2, если перегрузка более 5%, то увеличивают ширину венца. Можно уменьшать или увеличивать допускаемое напряжение термообработкой или заменой марки материала.

3.4 Расчет по контактным напряжениям по ГОСТ 21354-87

Расчет по контактным напряжениям по данному ГОСТу приводится без выводов и доказательств достоверности. Так, ***проверочный расчет*** проводится по следующей формуле [1]

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tH} K_H (u+1)}{b_\omega d_1 u}} \le \sigma_{HP}\,, \qquad (3.14)$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных колес (для сталей Z_E=190);

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных колес в полюсе зацепления, определяется по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha}\sqrt{\frac{2\cos\beta}{tg\alpha_\omega}}\,;$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий (по чертежу 2 [1] или по формулам [1, с. 15];

F_{tH} – окружная сила на делительном диаметре, Н ($F_{tH}=2T_{1H}/d_1$);

u – передаточное отношение;

b_ω – ширина венца зубчатой передачи, мм;

d_1 – делительный диаметр шестерни, мм;

K_H – коэффициент нагрузки:

$$K_H=K_A K_{HV} K_{H\beta} K_{H\alpha},$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку, не учтенную в циклограмме нагружения (по таблице 21 приложения 4 [1]);

K_{HV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку (по приложению 5 [1, с. 70]);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии (по формулам таблицы 6 [1, с. 15]);

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (по формулам таблицы 6 [1, с. 15]).

Проектный расчет по межосевому расстоянию **а** определяется по формуле [1]:

$$a_\omega = K_a (u+1)\sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{2H}}{u^2 \psi_{ba} \sigma_{HP}^2}}\,, \qquad (3.15)$$

где K_a – вспомогательный коэффициент (для прямозубой передачи K_a=495, для косозубой K_a=430);

ψ_{ba} – коэффициент относительной ширины передачи (ψ_{ba}=0,2…0,6);

σ_{HP} – допускаемое контактное напряжение, Н/мм^2.

Проектный расчет можно вести и по значению $\mathbf{d_{1\omega}}$ по формуле [1]:

$$d_{1\omega} = K_d \sqrt[3]{\frac{K_{H\beta} T_{2H} (u+1)}{\psi_{bd} \sigma_{HP}^2 u^2}}, \qquad (3.16)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент (K_d=770 – для прямозубой передачи, K_d=675 – для косозубой передачи);

ψ_{bd} – коэффициент ширины передачи, $\psi_{bd} = 0{,}5 \cdot \psi_{ba}(u+1)$.

Допускаемое контактное напряжение по ГОСТ 21354-87 обозначается $\sigma_{\mathbf{HP}}$ без квадратных скобок и определяется по формуле [1]:

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_{H\min}} Z_N Z_R Z_V Z_X Z_\omega, \qquad (3.17)$$

где σ_{Hlim} – предел контактной выносливости, соответствующий базовому числу циклов напряжения, Н/мм^2 (при НВ<350 $\boldsymbol{\sigma_{Hlim}=2HB+70}$, для других твердостей см. таблицу 12 [1]);

S_{Hmin} – минимальный коэффициент запаса прочности (S_{Hmin}=1,1…1,2);

Z_N – коэффициент долговечности (по чертежу 4 [1];

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей (для R_a=1,25…0,63 Z_R=1, для Z_R=2,5…1,25 Z_R=0,95);

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости (при НВ<350 $Z_V=0{,}85V^{0,1}$, при НВ>350 $Z_V=0{,}925V^{0,05}$);

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса (по чертежу 6 [1]);

Z_ω – коэффициент, учитывающий влияние перепада твердости материалов сопряженных колес (***в ГОСТе конкретных данных нет, коэффициент есть, а значений нет)***.

3.5 Расчет открытых прямозубых передач

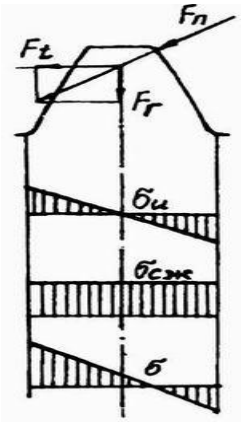


Рисунок 9 – Эпюра напряжений

Расчет открытых прямозубых передач производится по изгибным напряжениям. Метод расчета основан на предположении, что наибольшее напряжение зубья испытывают в момент начала или конца зацепления сопряженных профилей.

Так как сила давления F_n приложена по нормали к поверхности контакта и под углом α к горизонтали (перпендикуляру к осевой линии колес), определить в таком положении напряжения в зубе невозможно. Поэтому, применяя принцип независимости действия сил, раскладываем силу F_n на две составляющие силы (рисунок 9) F_t и F_r – напряжения от которых легко определяются (от силы F_t – чистый изгиб, от силы F_r – сжатие).

Расчет ведется по шестерне, так как она имеет большую частоту вращения и имеет большее число циклов нагружения.

Напряжения изгиба от силы F_t определяются известным выражением [10]:

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W_{oc}} = \frac{6F_t \cdot h}{bs^2},$$

где $M_и$ – изгибающий момент, Н·мм;

W_{oc} – осевой момент сопротивления сечения, мм^3;

Н – высота зуба, мм;

В – ширина венца зуба, мм;

s – толщина ножки зуба, мм.

Напряжение сжатия зуба от силы F_r равно

$$\sigma_{сж} = \frac{F_r}{A} = \frac{F_r}{bs},$$

где А – площадь сечения основания зуба, мм^2.

Суммарное напряжение составит

$$\sigma_F = \sigma_u \pm \sigma_{сж} = \frac{6F_t h}{bs^2} \pm \frac{F_r}{bs}. \qquad (3.18)$$

Эпюры напряжений в зубе показаны на рисунке 9.

Расчет ведется по напряжениям со стороны действия силы F_n, ибо здесь происходит разрушение зуба, сталь лучше работает на сжатие, чем на растяжение.

Умножая и разделяя значения формулы (3.18) на модуль m, а силы F_t и F_r представляя через F_n, сопротивление изгибу равно [12]:

$$\sigma_F = \frac{6F_t h}{bs^2} \pm \frac{F_r}{bs} = \left(\frac{6F_n h\cos\alpha}{b_1 s^2} - \frac{F_n \sin\alpha}{b_1 s}\right) = \frac{F_n}{b_1 m}\left(\frac{6hm\cos\alpha}{s^2} - \frac{m\sin\alpha}{s}\right).$$

Силу F_n представим через F_t, имеем

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b_1 m \cdot \cos\alpha}\left(\frac{6hm \cdot \cos\alpha}{s^2} - \frac{m \cdot \sin\alpha}{s}\right).$$

Значение $Y_F = \frac{1}{\cos\alpha}\left(\frac{6hm \cdot \cos\alpha}{s^2} - \frac{m \cdot \sin\alpha}{s}\right)$ – есть коэффициент формы профиля зуба, который определяется по графику рисунка 10 в зависимости от числа зубьев (ось абсцисс).

Представив силу F_t через момент $F_t=2T_1/d_1$, имеем [12]:

$$\sigma_F = \frac{2T_1 Y_F}{d_1 m b_1} \le [\sigma_F]. \qquad (3.19)$$

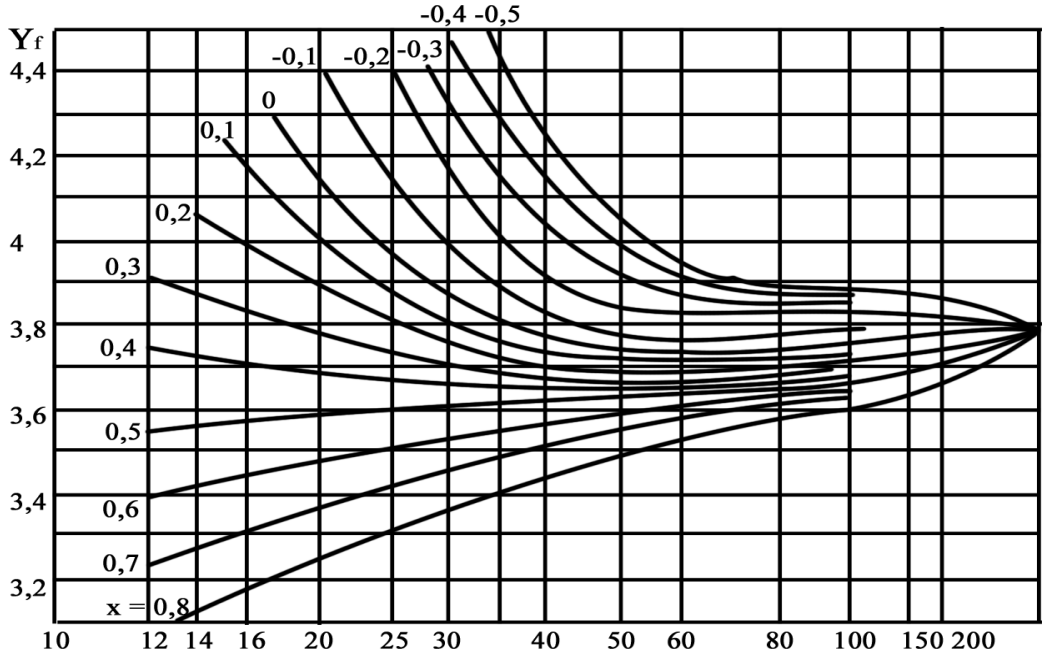


Рисунок 10 – Значение Y_f

Также как и при расчете передачи по контактным напряжениям необходимо учитывать неравномерность распределения нагрузки в зацеплении, которая учитывается коэффициентом K_F неравномерности нагрузки. Коэффициент в свою очередь равен

$$K_F = K_{FV} K_{F\beta},$$

где K_{FV} – динамический коэффициент, определяемый по окружной скорости V, твердости материала HB и степени точности изготовления передачи, по таблице 15;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, определяемый по ψ_{bd} и по расположению колес относительно опор по таблице 16.

Таблица 15 – Значение коэффициента K_{FV}

Степень точности передачи	Твердость *HB* поверхности зубьев колеса	K_{FV} при окружной скорости, м/с					
		1	2	3	6	8	10
7	До 350	1,08/1,03	1,16/1,06	1,33/1,11	1,50/1,16	1,62/1,22	1,80/1,27
	Св. 350	1,03/1,01	1,05/1,02	1,09/1,03	1,13/1,05	1,17/1,07	1,22/1,08
8	До 350	1,10/1,03	1,20/1,06	1,38/1,11	1,58/1,17	1,78/1,23	1,96/1,29
	Св. 350	1,04/1,01	1,06/1,02	1,12/1,03	1,16/1,05	1,21/1,05	1,26/1,08
9	До 350	1,13/1,04	1,28/1,07	1,50/1,14	1,72/1,21	1,98/1,28	2,25/1,35
	Св. 350	1,04/1,01	1,07/1,02	1,14/1,04	1,21/1,06	1,27/1,08	1,34/1,09

Примечание. В числителе – значения для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых.

Таблица 16 – Значение коэффициента $K_{F\beta}$

Расположение шестерни относительно опор	Твердость *HB* поверхностей зубьев колеса	$K_{F\beta}$ при $\psi_{bd}=b/d_1$					
		0,2	0,4	0,6	0,8	1,2	1,6
Консольное (опоры – шарикоподшипники)	До 350 Св. 350	1,16 1,33	1,37 1,70	1,64 –	– –	– –	– –
Консольное (опоры – роликоподшипники)	До 350 Св. 350	1,10 1,20	1,22 1,44	1,38 1,71	1,57 –	– –	– –
Симметричное	До 350 Св. 350	1,01 1,02	1,03 1,04	1,05 1,08	1,07 1,14	1,14 1,30	1,26 –
Несимметричное	До 350 Св. 350	1,05 1,09	1,10 1,18	1,17 1,30	1,25 1,43	1,42 1,73	1,61 –

Окончательная ***проверочная*** формула изгибного напряжения прямозубой передачи запишется

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_1 Y_F}{d_1 m b_1} \le [\sigma]_F . \qquad (3.20)$$

Из проверочной формулы можно получить ***проектную*** формулу, если выразить $d_1=mz_1$, $b_1=\psi_{bd}\cdot d_1=\psi_{bd}\cdot mz_1$, принять $\sigma_F=[\sigma_F]$ и решить относительно модуля m, т.е. [12]

$$m = \sqrt[3]{\frac{2K_F T_1 Y_F}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_F}} . \qquad (3.21)$$

Вычисленное значение модуля **m** принимают по ГОСТ 9563-80 (таблица 11), модуль будет уточненный **m***.

3.5.1 Последовательность расчета открытой прямозубой передачи

Исходные данные для расчета $\mathbf{T_1}$**,** $\mathbf{n_1}$**, u** берутся из кинематического и силового расчета – 1 часть расчета. Последовательность расчета следующая:

а) назначаются материал для шестерни, колеса и вид термообработки (таблицы 4, 5, 6); определяется допускаемое значение изгибного напряжения по формуле (2.21);

б) предварительно назначают число зубьев шестерни $z_1>17$ (в пределах 18…24);

в) по принятому значению z_1 определяют коэффициент Y_F формы зуба по рисунку 10;

г) назначается предварительное значение коэффициента K_F в пределах 1,2…1,5 (1,2 – для быстроходной, 1,5 – для тихоходной передачи);

д) назначается значение коэффициента $\psi_{bd}=b/d_1$ из таблицы 17;

Таблица 17 – Значение коэффициента ψ_{bd}

Расположение колес относительно опор	Коэффициент ψ_{bd}	
	HB<350	HB>350
Симметричное	0,8…1,4	0,4…0,9
Не симметричное	0,6…1,2	0,3…0,6
Консольное	0,3…0,4	0,2…0.25

е) по выражению (3.21) определяют модуль m, значение которого уточняют по ГОСТ 9563-80 (таблица 11) – m*;

ж) определяется число зубьев колеса $z_2=z_1u$ и принимается целое число z_2 зубьев, $\mathbf{z_2*}$;

з) уточняется передаточное число $u^*=z_2^*/z_1$ и определяется расхождение $\boldsymbol{\delta = 100\% (u–u^*) / u}$, должно быть не более 3%;

и) определяются диаметры шестерни и колеса:

$d_1^*=m^*z_1$, $d_2^*=m^*z_2^*$,

$d_{a1}=d_1^*+2m^*$, $d_{a2}=d_2^*+2m^*$,

$d_{f1}=d_1^*–2,5m^*$, $d_{f2}=d_2^*–2,5m^*$;

к) определяется межцентровое расстояние **a**, $a=0,5(d_1^*+d_2^*)$;

л) уточняется ширина венца шестерни $b_1= \psi_{bd} \cdot d_1^*$, округляется до целого числа b_1^*, определяется ширина венца колеса

$b_2^*=b_1^*–(3…5)$ мм;

м) определяется окружная скорость шестерни по формуле $\mathbf{v_1=\pi d_1 n_1/60}$ и с учетом твердости HB и степени точности изготовления уточняется коэффициент динамической нагрузки K_{FV}^* по таблице 15;

н) по отношению $\psi_{bd}=b_1/d_1$ и схеме расположения колес относительно опор уточняется коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}^*$ по таблице 16;

о) определяется уточненное значение коэффициента нагрузки $K_F^*=K_{FV}^*K_{F\beta}^*$;

п) с учетом уточненных параметров проводится окончательная проверка по изгибным напряжениям

$$\sigma_F^* = \frac{2K_F^* T_1 Y_F}{d_1^* b_1^* m^*} \le [\sigma]_F ; \qquad (3.22)$$

р) определяется рациональность расчета

$$\delta = \frac{[\sigma]_F - \sigma_F^*}{[\sigma]_F} 100\%,$$

допускается недогрузка до 10% и перегрузка до 5%.

3.5.2 Расчет косозубой передачи на изгиб

Расчет косозубой передачи на изгиб проводится по аналогии с расчетом прямозубой передачи с некоторыми поправками. Рассчитывается шестерня, так как зубья ее испытывают большее число циклов нагружения, чем зубья колеса. Расчет ведется методом сравнения по формуле [9]:

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_1 Y_{F1}}{d_1 m_n b_1} y_\beta y_\varepsilon \le [\sigma]_F, \qquad (3.23)$$

где K_F – коэффициент нагрузки, $K_F = K_{F\alpha} K_{FV} K_{F\beta}$, здесь:

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, определяется по таблице 13;

K_{FV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, определяется по таблице 15 по окружной скорости V, твердости HB и степени точности;

$K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки, зависит от расположения колес относительно опор и $\psi_{bd1} = b/d_1$, определяется по таблице 16;

T_1 – крутящий момент на валу шестерни, Н·мм;

Y_{F1} – коэффициент формы зуба определяется по фиктивному числу зубьев $z_{V1} = z_1/\cos^3\beta$, по номограмме рисунка 10;

y_β – коэффициент, учитывающий наклон зубьев ($y_\beta = 1 - \beta/140$);

y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев ($y_\varepsilon = 1/\varepsilon_\alpha K_\varepsilon$, здесь:

ε_α – коэффициент торцового перекрытия ($\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2(1/z_1 + 1/z_2)]\cos\beta$), $\varepsilon_\alpha = 1{,}6 \ldots 1{,}8$; K_ε – коэффициент колебания длины контактной линии, $K_\varepsilon = 0{,}9 \ldots 1{,}0$);

d_1 – диаметр делительной окружности шестерни, мм;

m_n – нормальный модуль, мм (ГОСТ 9563-80);

b_1 – ширина венца шестерни, мм;

$[\sigma]_F$ –допускаемые напряжения изгиба, Н/мм^2 (по формуле (2.21)).

Из проверочной формулы (3.23) путем преобразования составляющих получаем проектную формулу определения нормального модуля [1]:

$$m_n = K_m \sqrt[3]{\frac{K_{F\beta} T_1 Y_{F1}}{\psi_{bd} z_1^2 [\sigma]_F}}, \qquad (3.24)$$

значение модуля округляется по ГОСТ 9563-80, m_n^* (таблица 11); $K_m = 1{,}12$ – для косозубых и шевронных колес; остальные символы см. выражение (3.23).

Окружной модуль $m_t = m_n/\cos\beta$, не гостируется.

3.6 Расчет прямозубых и косозубых передач по изгибным напряжениям по ГОСТ 21354-87

Проверочная проверка по изгибным напряжениям для прямозубых и косозубых колес проводится методом сравнения действующего напряжения $\boldsymbol{\sigma_F}$ изгиба с допускаемым $\boldsymbol{\sigma_{FP}}$, $\boldsymbol{\sigma_F \le \sigma_{FP}}$ [1]:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{bm_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \le \sigma_{FP}, \qquad (3.25)$$

где F_t – окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении, Н;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий влияние формы зуба и концентрации напряжений (чертеж 10 [1]);

Y_β – коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев ($Y_\beta = (1-\varepsilon_\beta)\cdot\beta/120>0,7$ здесь ε_β – коэффициент осевого перекрытия, $\varepsilon_\beta = b_\omega/p_x$ (b_ω – ширина венца, p_x – осевой шаг), β – угол наклона зубьев);

Y_ε – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев (при $\varepsilon_\beta<1$ – $Y_\varepsilon=0,2+0,8/\varepsilon_\alpha$, при $\varepsilon_\beta>1$ – $Y_\varepsilon=1/\varepsilon_\alpha$, здесь ε_α – коэффициент торцового перекрытия);

K_F – коэффициент нагрузки, в свою очередь коэффициент равен

$$K_F = K_A K_{FV} K_{F\beta} K_{F\alpha},$$

где K_A – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку (не учтенную в циклограмме нагружения), таблица 21 приложения 4 [1];

K_{FV} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку, таблица 13 [1];

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, таблица 13 [1];

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, таблица 13 [1];

В – ширина венца, мм;

m_n – нормальный модуль, мм (ГОСТ 9563-80) .

Проектировочный расчет осуществляется по определению нормального модуля $\boldsymbol{m_n}$, с последующим уточнением по ГОСТ 9563-80 (таблица 11) по формуле [1]:

$$m_n = K_m \sqrt[3]{\frac{T_{2F} K_{F\beta}}{u z_1^2 \psi_{bd} \sigma_{FP_1}} Y_{FS_1}}, \qquad (3.26)$$

где K_m – вспомогательный коэффициент: для прямозубой $K_m=14$, для косозубой и шевронной $K_m=11,2$;

T_{2F} – вращающий момент, Н·м;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии, таблица 13 [1];

Y_{FS1} – коэффициент формы зуба и концентрации нагрузки, определяется по рисунку 10 или по чертежу 10 [1];

u – передаточное число;

z_1 – число зубьев шестерни;

ψ_{bd} – коэффициент отношения ширины венца к делительному диаметру шестерни, $\psi_{bd}=b/d_1$;

σ_{FP1} – допускаемое напряжение изгиба для шестерни, МПа.

Можно определить модуль при заданном межосевом расстоянии a_ω по формуле [1], затем уточнить его по ГОСТ 9563-80 (таблица 11):

$$m_n = \frac{K_{ma} T_{2F} (u+1) Y_{FS_1}}{u a_\omega b_\omega \sigma_{FP_1}}, \qquad (3.27)$$

где K_{ma} – вспомогательный коэффициент: для прямозубой K_{ma}=1400, для косозубой K_{ma}=1100, для шевронной K_{ma}=850.

Допускаемые напряжения изгиба по ГОСТ 21354-87 определяются по выражению [1]:

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F\lim b}}{S_{F\min}} Y_N Y_R Y_X Y_\delta, \qquad (3.28)$$

где σ_{Flimb} – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, таблицы 14…17 [1];

Y_N – коэффициент долговечности, таблица 13 [1];

Y_R – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности, таблица 13 [1];

Y_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса, Y_X=1,05–0,000125d;

Y_δ – опорный коэффициент, учитывающий чувствительность материала к концентрации напряжений, таблица 13 [1].

4 РАСЧЕТ КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При пересекающихся осях используются конические передачи, особенности которых заключаются в следующем:

– вершины конусов шестерни и колеса и геометрические оси валов пересекаются в одной точке;

– шестерня всегда расположена консольно, поэтому большая концентрация нагрузки в зубьях;

– сложнее в изготовлении и монтаже, а также в допусках размеров зацепления и углов δ_1 и δ_2;

– степень точности конической передачи выполнить сложнее, чем цилиндрической, поэтому степень точности закрытой конической передачи 7-ая соответствует 8 степени точности цилиндрической передачи;

– для ограничения габаритов передаточное число принимают не более 3.

Геометрия конической передачи имеет некоторые особенности (рисунок 11). Здесь введен новый термин – внешнее конусное расстояние R_e, равное [11]

$$R_e = \sqrt{0{,}5d_{e2}^2 + 0{,}5d_{e1}^2} = 0{,}5m_e\sqrt{z_1^2 + z_2^2}\ , \qquad (4.1)$$

где d_{e1}, d_{e2} – внешние делительные диаметры;

или из условия прочности

$$R_e = \sqrt{1+u^2}\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{K_{be}(1-0{,}5K_{be})^2}\left(\frac{340}{u[\sigma]_H}\right)^2}\ . \qquad (4.2)$$

где K_{be} – коэффициент относительной ширины зуба;

K_H – коэффициент нагрузки (K_H=1,3…1,5);

u – передаточное число;

m_e – внешний окружной модуль, по ГОСТ 9563-80 (таблица 11).

Можно определить R_e по другой формуле:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{m_e z_1}{2\sin\delta_1}\ .$$

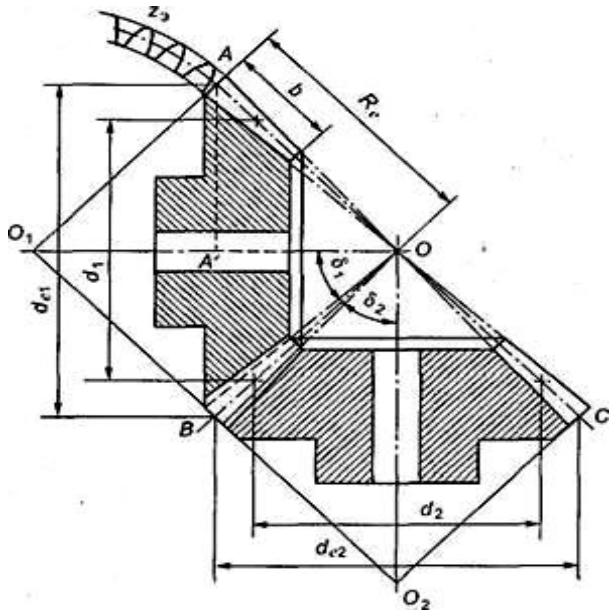


Рисунок 11 – Коническое зацепление

Угол **δ_1 (δ_1=arctg(1/u)** при вершине делительного конуса шестерни, угол **δ_2 (δ_2=arctgu)** при вершине делительного конуса колеса.

Внешние делительные диаметры равны:

$d_{e1}=m_e \cdot z_1$, $d_{e2}=m_e \cdot z_2$.

Средний окружной модуль **m** не имеет ГОСТ.

Средний окружной модуль определяется **$m=m_e(1–0{,}5K_{be})$**, здесь **K_{be}** – коэффициент относительной ширины зуба равен

K_{be}= $b/R_e \le 0{,}3$.

Средние делительные диаметры равны: **$d_1=mz_1$, $d_2=mz_2$**. Средний делительный диаметр **d_1** шестерни можно определять по двум другим формулам [11]:

$$d_1 = 2(R_e - 0{,}5b)\sin\delta_1 \quad \text{и} \quad d_1 = \frac{2(R_e - 0{,}5b)}{\sqrt{u^2+1}}\ , \qquad (4.3)$$

где u – передаточное отношение $u=n_1/n_2=\omega_1/\omega_2$, или передаточное число $u=d_2/d_1$.

Силы, действующие в зацеплении (рисунок 12): окружная сила $F_{t_1} = \frac{2T_1}{d_1}$ – направлена по касательной к окружности среднего делительного диаметра (для шестерни против вращения, для колеса по вращению); промежуточная сила $F_{r_1} = F_{t1} tg\alpha$; осевая сила $F_{a1}=F_{r1}\cdot\sin\delta 1=F_{t1}tg\alpha\cdot\sin\delta_1$ – направлена параллельно оси вала к основанию конуса; радиальная сила $F_{r1}=F_{r1}\cdot\cos\delta_1=F_{t1}tg\alpha\cdot\cos\delta_1$ – направлена по радиусу к центру шестерни (колеса). Силы для колеса: радиальная $\mathbf{F_{r2}=F_{a1}}$, осевая $\mathbf{F_{a2}=F_{r1}}$, окружная $\mathbf{F_{t2}=F_{t1}}$.

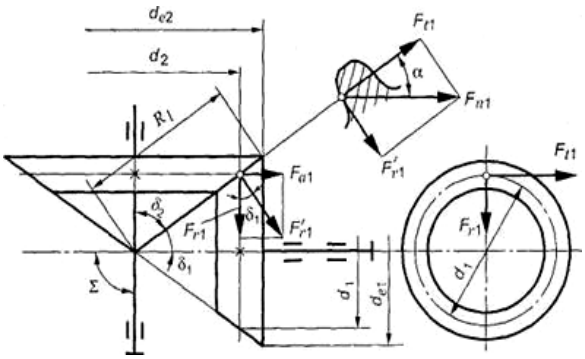


Рисунок 12 – Силы в зацеплении

4.1 Последовательность расчета конической передачи по контактной прочности

Расчет конической передачи на контактную прочность проводится по аналогии с расчетом косозубой передачи, т.е. коническая передача заменяется эквивалентной цилиндрической передачей с фиктивными диаметрами и числом зубьев (с индексом v).

Так, эквивалентные (фиктивные) делительные диаметры, представленные через действительные параметры шестерни и колеса (d_1, d_2, δ_1, δ_2), равны:

шестерни $d_{V1} = \frac{d_1}{\cos\delta_1}$, колеса $d_{V2} = \frac{d_2}{\cos\delta_2}$.

Соответственно, эквивалентное число зубьев составит, для шестерни $z_{V1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1}$, колеса $z_{V2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2}$.

Порядок расчета:

а) выбирается материал для шестерни и колеса, назначается термообработка, определяются допускаемые контактные и изгибные напряжения также, как и для косозубых передач;

б) определяется внешнее конусное расстояние R_e из условия прочности на контактные напряжения по выражению (4.1) [11]:

$$R_e = \sqrt{1+u^2}\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{K_{be}(1-0{,}5K_{be})^2}\left(\frac{340}{u[\sigma]_H}\right)^2},$$

где u, T_2 – берутся из кинематического расчета; K_H – принимается предварительно равным 1,3…1,5; $K_{be}=b/R_e\leq 0{,}3$; $[\sigma_H]$ – определен в подпункте (а);

в) определяются углы при вершинах делительных конусов шестерни **δ_1=arctg(1/u)** и колеса **δ_2=arctg u**;

г) задаются числом зубьев z_1 шестерни, принимают минимальное число из условия $(z_1/\cos\delta_1)\geq 17$;

д) определяется число зубьев колеса, **$z_2=z_1u$**, если число дробное – округляется до целого числа, z_2*;

е) уточняется передаточное число $u^*=z_2^*/z_1$;

ж) определяется расхождение с первоначальным значением $\delta=100\%(u-u^*)/u$, расхождение не более 3%;

з) определяется внешний окружной модуль m_e по формуле:

$m_e = \dfrac{R_e}{0{,}5\sqrt{(z_2^*)^2 + z_1^*}}$, число округляется m_e* по ГОСТ 9563-80 (таблица 11);

и) уточняется внешнее конусное расстояние с учетом уточненных параметров передачи:

$$R_e^* = 0{,}5m_e^*\sqrt{(z_2^*)^2 + z_1^2}\ ; \qquad (4.4)$$

к) определяется ширина зубчатого венца $b=K_{be}R_e$*, округляется до целого числа b*;

л) определяется величина среднего окружного модуля m, $m=m_e^*(1-0{,}5K_{be})$;

м) определяется средняя окружная скорость v по среднему делительному диаметру, $v=\pi m z_1 n_1/60$;

н) уточняется значение коэффициента K_{HV} по окружной скорости V, твердости HB и степени точности по таблице 12, K_{HV}*;

о) уточняется значение коэффициента $K_{H\beta}$ по величине $\psi_{bdm1}=b/d_{m1}=b/m_{tm}\cdot z_1$ по рисунку 8 (кривые 1 и 2), уточненное значение $K_{H\beta}$*;

п) уточняется коэффициент нагрузки $K_H^*=K_{HV}^*\ K_{H\beta}^*$;

р) определяется действительное контактное напряжение в передаче

$$\sigma_H^* = \frac{340}{u^* R_e^*}\sqrt{\frac{K_H^* T_2\left(\sqrt{(u^*)^2+1}\right)^3}{b(1-0{,}5K_{be})^2}}\ ; \qquad (4.5)$$

с) определяется рациональность проектирования

$\delta = \dfrac{[\sigma]_H - \sigma_H^*}{[\sigma]_H}100\%$, допускается недогрузка не более 10%, перегрузка – не более 5%;

т) определяются диаметры шестерни и колеса:

диаметры внешних делительных окружностей:

шестерни $d_{e1} = m_e^* z_1$, колеса $d_{e2} = m_e^* z_2^*$;

диаметры внешних окружностей по вершинам зубьев:

шестерни $d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e^* \cos\delta_1$, колеса $d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e^* \cos\delta_2$;

диаметры внешних окружностей по впадинам зубьев:

шестерни $d_{fe1} = d_{e1} - 2{,}4m_e^* \cos\delta_1$, колеса $d_{fe2} = d_{e2} - 2{,}4m_e^* \cos\delta_2$.

4.2 Проверка зубьев конической передачи на изгиб

Расчет конических колес на изгиб аналогичен расчету цилиндрической прямозубой передачи с некоторыми поправками по формуле [11],

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_1 Y_F}{0{,}85 m d_1 b_1} \le [\sigma]_F, \qquad (4.6)$$

где K_F – коэффициент нагрузки ($K_F=K_{FV}K_{F\beta}$), предварительно $K_F=1{,}2$;

T_1 – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

Y_F – коэффициент формы зуба определяется по графику рисунка 10 по эквивалентному числу зубьев $z_{V1}=z_1/\cos\delta_1$;

M – средний окружной модуль, мм ($m=m_e(1–0{,}5K_{be})$, $K_{be}=b/R_e$;

d_1 – средний делительный диаметр, мм ($d_1=mz_1$, или $d_1=2(R_e–0{,}5b)\sin\delta_1$);

b_1 – ширина венца, мм ($b_1=K_{be}R_e$);

$[\sigma]_F$ – допускаемое напряжение изгиба, Н/мм^2 определяется так же, как и для косозубой передачи (выражение 2.21).

Если у шестерни и колеса одинаковый материал, то Y_F и $[\sigma]_F$ берутся для шестерни.

Если материал шестерни более прочный, чем колеса, то расчет ведут по тому из колес, у которого меньше отношение $[\sigma]_F/Y_F$.

5 РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

5.1 Общие сведения о червячных передачах

Червячные передачи относятся к передачам со скрещивающимися осями (оси не параллельны и нигде не пересекаются) валов и состоят из червяка и червячного колеса. В промышленности передачи составляют более 10% от всех передач зубчатого зацепления [3; 4].

Преимущества:

– возможность получения больших передаточных чисел в одной паре, в силовых – до 100, в кинематических – до 1000;

– плавность зацепления и бесшумность работы;

– возможность самоторможения (при низком КПД), используется в ручных талях в качестве грузоупорного тормоза.

Недостатки:

– сравнительно низкий КПД (в открытых передачах 0,5…0,7);

– повышенный износ и склонность к заеданию;

– необходимость применения для колес дорогих антифрикционных материалов;

– повышенные требования к точности изготовления и сборки.

Используемые материалы: для червяка – стали углеродистые: сталь 45, 50, 55 по ГОСТ 1050-88; стали легированные: сталь 15Х, 20Х, 40Х, 40ХН, 18ХГТ и др. по ГОСТ 4543-71, в обозначении сталей легирующие элементы Х – хром, Н – никель, Г – марганец, Т – титан, без цифры – до одного процента содержания.

Для червячных колес:

1 группа – оловянистые бронзы по ГОСТ 613-79:

а) высокооловянистые бронзы при $\mathbf{V_{ск}=25…35}$ м/с – БрОФ10-1(олово 10%, фосфор 1%); БрОНФ (олово, никель, фосфор – до 1%);

б) среднеоловянистые бронзы при $\mathbf{V_{ск}=12…25}$ **м/с** – БрОЦС-5-5-5 (олово 5%, цинк 5%, свинец 5%), БрОЦС-6-3-3 (олово 6%, цинк 3%, свинец 3%);

2 группа – безоловянистые по ГОСТ 493-79 при $\mathbf{V_{ск}\leq 12}$**м/с**: БрАЖ9-4 (алюминий 9%, железо 4%); БрАЖН-10-4 (алюминий 10%, железо 4%, никель до 1%);

3 группа **–** чугуны СЧ 12, 15, 18 по ГОСТ 1412-85 при $V_{ск}<$ **3 м/с.**

Виды разрушений червячных передач.

В червячных передач в отличие от цилиндрических чаще наблюдается заедание и износ. При мягком материале колеса (оловянистые бронзы) заедание проявляется в так называемом постепенном «намазыванием» бронзы на червяк, при котором передача может работать еще продолжительное время. При твердом материале (алюминиево-железистые, чугуны) заедание переходит в задир с последующим разрушением зубьев колеса.

Для предупреждения заеданий применяют специальные противозадирные смазки и антифрикционные пары (сталь-бронза), уменьшают шероховатость контактирующих поверхностей.

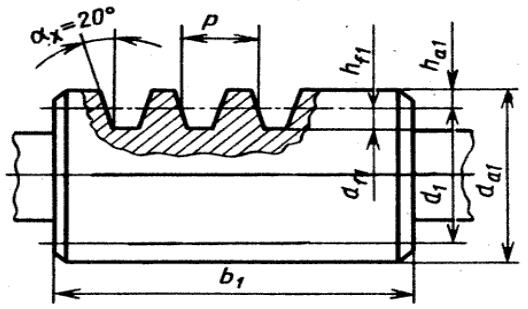


Рисунок 13 – Эскиз червяка

Геометрия червячной передачи, основные размеры по ГОСТ 2144-93.

Червяк (рисунок 13) – в машиностроении наиболее распространены архимедовы червяки, которые в осевом сечении имеют трапецеидальный профиль резьбы, а в торцевом сечении витки резьбы очерчены архимедовой спиралью [6].

Следует отметить особенность червяка и усвоить два его новых термина: ***заходность*** $\mathbf{z_1}$ и ***коэффициент диаметра червяка q***.

Червячная пара аналогична цилиндрической зубчатой паре, так как одинаковы определения передаточного числа $u=z_2/z_1$ ***(где*** z_2 ***– число зубьев у червячного колеса и у колеса цилиндрической передачи,*** z_1 ***– число зубьев у шестерни цилиндрической передачи, а у червяка*** z_1 ***– заходность).***

Следовательно, заходность z_1 ***соответствует числу зубьев*** z_1 ***шестерни. Поскольку заходность имеет значения 1, 2, 3 и 4, то это значит то, что у шестерни цилиндрической передачи, соответственно, будут 1, 2, 3 и 4 зуба, что на практике трудно осуществить.***

Однако, если один (два, три или четыре зуба) зуб расположить на цилиндрической поверхности по винтовой линии, то передача с колесом z_2 ***становится возможной и она теперь называется червячной.***

Диаметры колеса и шестерни у цилиндрической передачи определяются через модуль и число зубьев, соответственно, $d_1=mz_1$ ***и*** $d_2=mz_2$***.***

У червячного колеса так же $d_2=mz_2$***, а вот диаметр червяка*** $d_1=mz_1$ ***дает очень малый диаметр, например, если модуль равен 4, а заходность 1 или 2, то диаметр будет равен 4 или 8 мм. На таком диаметре невозможно нарезать витки, а прочность и жесткость червяка не обеспечат работоспособность передачи.***

Вот по этой причине для определения диаметра червяка ввели термин коэффициент диаметра червяка q – это число модулей в диаметре делительной окружности червяка (q принимается по ГОСТ 2144-93 от 8 до 25) и теперь диаметр червяка определяется $d_1=mq$***.***

Угол профиля $\alpha=20^0$, осевой шаг $p=\pi m$, осевой модуль $m=p/\pi$ по ГОСТ 19672-74.

Число заходов $\mathbf{z_1}$ червяка зависит от передаточного числа **u** и определяется в соответствии с рекомендациями таблицы 18.

Таблица 18 – Связь z_1 ***с передаточным числом u***

U	От 8 до 14	От 14 до 30	Больше 30
Z_1	4	2	1
	Кинематические червяки	Силовые червяки	

Коэффициент диаметра червяка q предварительно определяется в зависимости от числа зубьев колеса по соотношению $\mathbf{q=(0,22…0,33)z_2}$, кроме этого, коэффициент q должен быть согласован с осевым модулем m, связь показана в таблице 19.

Таблица 19 – Связь осевого модуля m с коэффициентом q диаметра червяка

m, мм	3,15; 4; 5	6,3	8; 10; 12,5	16; 20
q	8;10;12,5;16;20	8;10;12,5;14;16;20	8;10;12,5;16;20	8;10;12,5;16

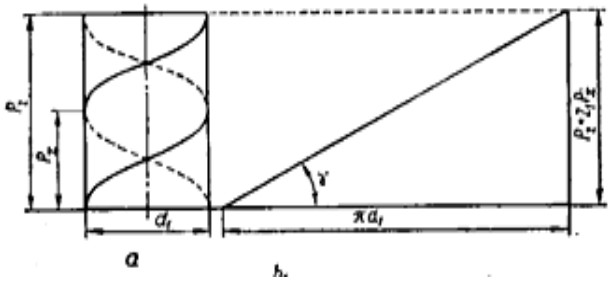


Рисунок 14 – Развертка витка червяка

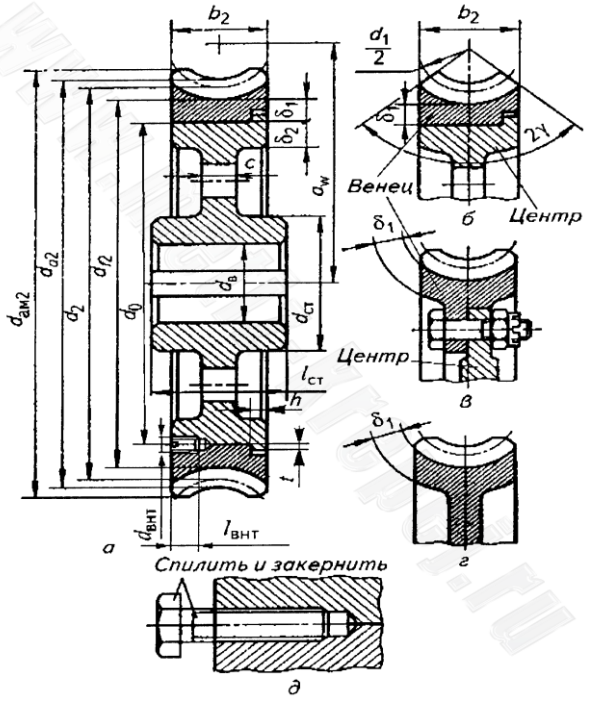


Рисунок 15 – Червячное колесо

Ход P_z витков червяка определится (рисунок 14) как $P_z=P\cdot Z_1$ (здесь P – осевой шаг, Z_1 – заходность червяка). Из рисунка видно, что тангенс угла **γ** наклона витка равен [5]

$$tg\gamma=\frac{P_z}{\pi d_1}=\frac{Pz_1}{\pi d_1}=\frac{P}{\pi}\cdot\frac{z_1}{d_1}=m\frac{z_1}{mq}=\frac{z_1}{q}$$

, и

$$\mathbf{tg\gamma=z_1/q}\ ,\quad \mathbf{\gamma=arctg(z_1/q).}\qquad (5.1)$$

Другие параметры червяка:

$\mathbf{d_1}$=mq, $\mathbf{b_1}$=(11+0,67z_k)m, при z_1=1 и 2. $\mathbf{b_1}$=(12,5+0,09z_k)m, при z_1=3 и 4.

$\mathbf{d_{a1}}$=d_1+2m; $\mathbf{d_{f1}}$=d_1 – 2,4m; h=m; h_{f1}=1,2m; h=2,2m.

Геометрия червячного колеса. Червячные колеса изготавливаются бандажированными (составными), центральная часть колеса из стали 35, 40, зубчатый венец – из бронзы. Соединение частей с гарантированным натягом по посадке H7/r6 или H7/S6 (рисунок 15) [6] .

Кроме этого, в стык частей устанавливаются три винта, головки которых спиливаются. При больших диаметрах колес ($d_{ам2}$>400 мм) крепление венца можно осуществить болтами, поставленными без зазора, гайки при этом должны быть надежно застопорены от самоотвинчивания.

Диаметр ступицы $\mathbf{d_{ст}=1,6d_в}$, длина ступицы $\mathbf{\ell_{ст}=(1,0…1,5)d_в}$, $\delta_1=\delta_2$=(2,0…2,5)m, C=(1,2…1,3)δ_1, дуга обхвата $2\gamma=100^0$. Ширина венца $b_2\le0,75d_{a1}$ при z_1=1 и 2, $b_2\le0,67d_{a1}$ при z_1=4.

По условию неподрезания зубьев $z_2\ge28$. Делительный диаметр червячного колеса $\mathbf{d_2=mz_2}$, диаметр окружности выступов $\mathbf{d_{a2}=d_2+2m}$, диаметр окружности впадин $\mathbf{d_{f2}=d_2–2,4m}$.

Наружный диаметр $\mathbf{d_{ам2}}$ связан с числом заходов $\mathbf{z_1}$ червяка и шириной венца $\mathbf{b_2}$ червячного колеса (таблица 20).

Таблица 20 – Связь наружного диаметра $d_{ам2}$ с z_1 и b_2

z_1	1	2	4
$d_{ам2}$	$\leq d_{a2}+2m$	$\leq d_{a2}+1,5m$	$\leq d_{a2}+m$
b_2	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d$

Межосевое расстояние $a = \frac{d_2 + d_1}{2} = \frac{mz_2 + mq}{2} = 0,5m(z_2 + q)$.

Кинематика червячной передачи

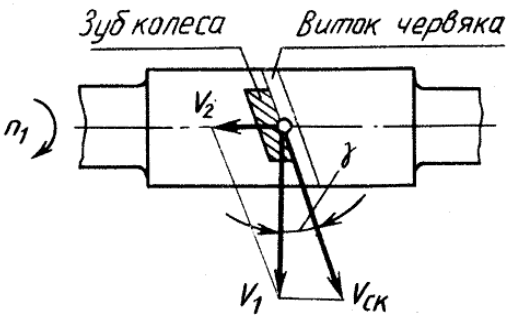


Рисунок 16 – Окружные скорости передачи

В червячной передаче на начальных окружностях окружная скорость червяка V_1 не совпадает с окружной скоростью V_2 колеса: они расположены в разных плоскостях (перпендикулярных) и различны по величине (рисунок 16) [5].

$$V_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60}, \quad V_2 = \frac{\pi d_2 n_2}{60}.$$

Из рисунка 16 $V_2/V_1=tg\gamma$, в то же время из выражения (5.1) $tg\gamma=z_1/q$ и, или

$$\frac{d_2 n_2}{d_1 n_1} = \frac{z_1}{q}, \quad \text{отсюда}$$

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2 q}{d_1 z_1} = \frac{m z_2 q}{m q z_1} = \frac{z_2}{z_1}, \qquad (5.2)$$

$\mathbf{u=z_2/z_1}$ – есть передаточное число; d_2/d_1 – не может отражать передаточное число, так как окружные скорости на начальных окружностях не совпадают (не равны) и начальные окружности не перекатываются без скольжения, а скользят, при этом скорость скольжения равна

$$\mathbf{V_{ск}=V_1/cos\gamma.} \qquad (5.3)$$

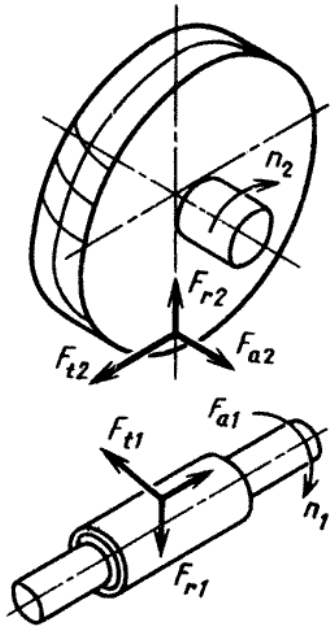


Рисунок 17 – Схема сил в зацеплении

Силы, действующие в червячной передаче. В червячной передаче в контактирующих поверхностях червяка и колеса действуют три силы: окружная, радиальная и осевая.

Окружная сила на червяке направлена против вращения и равна $\mathbf{F_t=2T/d_1}$ (рисунок 17, колесо условно приподнято над червяком), окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе, т.е. $\mathbf{F_{t1}=F_{a2}}$. Осевая сила на червяке $\mathbf{F_{a1}=F_{t1}/tg\gamma}$, Эта же осевая сила равна окружной силе на колесе, т.е. $\mathbf{F_{a1}=F_{t2}}$. Радиальная сила на червяке $\mathbf{F_{r1}=F_{t2}\sin\alpha/\cos\alpha\ \cos\gamma=F_{t2}tg\alpha/\cos\gamma=F_{r2}}$ равна радиальной силе $\mathbf{F_{r2}}$ на колесе.

Результирующая сила взаимодействия червяка и колеса равна (рисунок 18):

$$F_n = \frac{F_{t2}}{\cos\gamma\cos\alpha}.$$

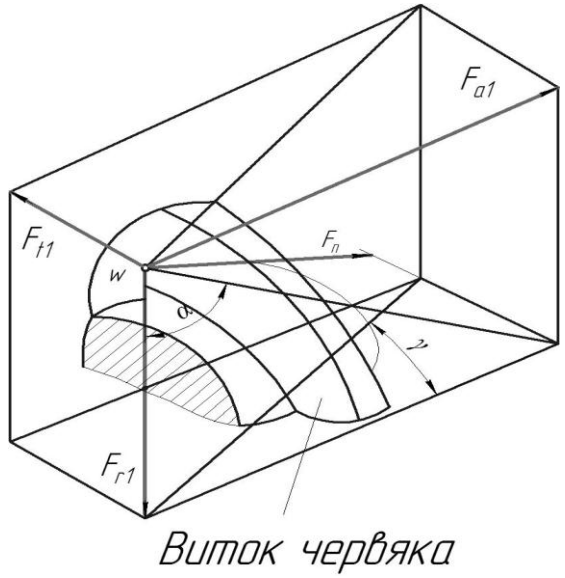


Рисунок 18 – Схема сил

Одно из практических использований соотношения сил в червячной передаче применено в ручной червячной тали в грузо-упорном тормозе. При поднятом грузе на червячном колесе возникает момент с окружной силой F_{t2}, соответственно, на червяке действует осевая сила F_{a1}, которая сжимает фрикционные диски и замыкает грузоупорный тормоз. Груз фиксируется на заданной высоте посредством веса самого груза.

КПД червячной передачи определяется по аналогии с винтовой парой по известной формуле $\eta=A_п/A_з$. Полезная работа равна $A_п=F\cdot s=F\pi d_1 tg\gamma$, затраченная работа $A_з=F\pi d_1 tg\,(\gamma+\varphi')$ [5] и

$$\eta = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma+\rho')}, \qquad (5.4)$$

где γ – угол подъема витков червяка;

ρ' – приведенный угол трения, определяемый экспериментально, зависящий от скорости V_{ck} скольжения материала венца колеса, таблица 21.

В предварительных расчетах, когда размеры передачи еще неизвестны, значение КПД можно оценить ориентировочно, таблица 22.

Таблица 21 – Значения f' и φ' в зависимости от скорости V_{ck} скольжения

V_{ck}, м/с	*f'*	*ρ'*	V_{ck},м/с	*f'*	*ρ'*
0,1	0,08-0,09	4°30'-4°10'	2,5	0,03-0,04	1°40'-2°20'
0,25	0,065-0,075	3°40'-4°20'	3,0	0,028-0,035	1°30'-2°00'
0,5	0,055-0,065	3°10'-3°40'	4,0	0,023-0,030	1°20'-1°40'
1,0	0,045-0,055	2°30'-3°10'	7,0	0,018-0,026	1°00'-1°30'
1,5	0,04-0,05	2°20'-2°50'	10,0	0.016-0,024	0°55'-1°20'
2,0	0,035-0,045	2°00'-2°30'	15,0	0,014-0,020	0°50'-1°10'

Таблица 22 – Величина КПД, при неизвестных размерах передачи

Z_1	1	2	3	4
η	0,70-0,75	0,75-0,82	0,82-0,87	0,87-0,92

Используемые материалы и допускаемые напряжения

Материалы для червяка – стали углеродистые: сталь 45, 50, 55 по ГОСТ 1050-88; стали легированные: сталь 15Х, 20Х, 40Х, 40ХН, 18ХГТ и др. по ГОСТ 4543-71, в обозначении сталей легирующие элементы Х – хром, Н – никель, Г – марганец, Т – титан, без цифры – до одного процента содержания.

Для червячных колес:

1 группа – оловянистые бронзы по ГОСТ 613-79:

а) высокооловянистые бронзы при **$V_{ск}$=25…35** м/с – БрОФ10-1 (олово 10%, фосфор 1%); БрОНФ (олово, никель, фосфор – до 1%), $\sigma_в$=290 МПа, $\sigma_т$=170 МПа, $E=1\cdot10^5$Н/мм^2;

б) среднеоловянистые бронзы при **$V_{ск}$=12…25 м/с** – БрОЦС-5-5-5 (олово 5%, цинк 5%, свинец 5%), БрОЦС-6-3-3 (олово 6%, цинк 3%, свинец 3%), $\sigma_в$=250 МПа, $\sigma_т$=2000 МПа, $E=0{,}75\cdot10^5$ Н/мм^2;

2 группа – безоловянистые по ГОСТ 493-79 при **$V_{ск}$≤12м/с**: БрАЖ9-4 (алюминий 9%, железо 4%); БрАЖН-10-4 (алюминий 10%, железо 4%, никель до 1%) $\sigma_в$=400 МПа, $\sigma_т$=200 МПа, $E=1\cdot10^5$ Н/мм^2;

3 группа – чугуны СЧ 12, 15, 18 по ГОСТ 1412-85 при $V_{ск}$< **3 м/с**.

Допускаемые напряжения как контактные, так и изгибные определяются для червячного колеса, являющегося менее прочным, приводятся в таблице 22.1.

Таблица 22.1 – Допускаемые $[\sigma]_H$ и $[\sigma]_F$ для червячного колеса

Группа материала	Для расчета на контактную прочность, $[\sigma]_H$, Н/мм^2	Для расчета на изгиб, $[\sigma]_F$, Н/мм^2
1	$[\sigma]_H = C_V[\sigma]_H^O \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$	$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{FO}}{S_F}\sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$
2	$[\sigma]_H = [\sigma]_H^O - 25V_{CK}$	
3	$[\sigma]_H = [\sigma]_H^O - 35V_{CK}$	

В формулах таблицы 22.1 обозначено: $[\sigma]_H^O$ – исходное допускаемое контактное напряжение (таблица 23), Н/мм^2; σ_{Fo} – предел изгибной выносливости зубьев червячного колеса (таблица 23), Н/мм^2; S_F – коэффициент безопасности (таблица 23); C_V – коэффициент, учитывающий интенсивность износа материала 1 группы (таблица 24); N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса для расчета по контактным напряжениям

$$N_{HE} = \frac{60}{T_2^4} \sum T_{2i}^4 n_{2i} t_i \ ;$$

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса для расчета по изгибным напряжениям

$$N_{FE} = \frac{60}{T_2^9} \sum T_{2i}^9 n_{2i} t_i \ .$$

При постоянной нагрузке число циклов нагружения зубьев червячного колеса для обоих расчетов одинаково и определяется по формуле:

$$N_{HE}=N_{FE}=60n_2t \ ,$$

где n_2 – частота вращения червячного колеса, мин.$^{-1}$;

t – ресурс передачи в часах, задается (~5000 часов).

Таблица 23 – Значение $[\sigma]_H^O$***,*** σ_{Fo}***,*** S_F

Группа материала	$[\sigma]_H^O$, Н/мм^2	σ_{Fo}, Н/мм^2	S_F
1	(0,75…0,90)$\sigma_в$	$0{,}44\sigma_т+0{,}14\sigma_в$	1,75
2	250…300		
3	175	0,43	2

Таблица 24 – Значение коэффициента C_V ***от скорости скольжения*** V_{ck}

V_{ck}	1	2	3	4	5	6	7	8
C_V	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

При проектировочном расчете скорость V_{ck} ориентировочно определяется по формуле:

$$V_{ck} = \frac{4{,}5 n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2} \ , \qquad (5.5)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин.$^{-1}$;

T_2 – крутящий момент на червячном колесе, Н·мм.

5.2 Расчет червячной передачи на контактную прочность

При расчете червячной передачи на контактную прочность рассчитывается червячное колесо, так как $HB_ч > HB_к$.

Червячное колесо имеет косые зубья, также как и в косозубом колесе, но отличается тем, что контакт идет по дуге на угле 2δ. Поэтому за аналог принимается расчет косозубой передачи с соответствующими корректировками червячной передачи.

Расчет также ведется по формуле Герца-Беляева, формула (3.2):

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{q\frac{E_{пр}}{\rho_{пр}}} \le [\sigma]_H .$$

Раскроем значение символов без предварительных выкладок [5]:

$$q = \frac{K_H T_2 360^0}{d_1 d_2 \pi \delta \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos\alpha}, \qquad (5.6)$$

где $К_Н$ – коэффициент нагрузки ($К_Н = К_{HV}\ К_{H\beta}$), определяется как для косозубых колес: $К_{HV}$ по таблице 12, $К_{H\beta}$ по рисунку 8;

T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н·мм;

d_1, d_2 – диаметры червяка и колеса, мм;

δ – угол дуги контакта зубьев и витков червяка, град.;

ε_α – коэффициент торцевого перекрытия (ε_α=1,8…2,2);

k_ε – коэффициент колебания длины контактной линии ($k_\varepsilon \le 0{,}75$);

α – угол наклона результирующей силы.

$E_{пр}$ – приведенный модуль упругости материала червяка и колеса, Н/мм^2:

$$E_{hp} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2},$$

E_1 – модуль продольной упругости материала червяка ($E_1 = 2{,}1\cdot10^5$ МПа);

E_2 – модуль продольной упругости материала колеса ($E_1 = 0{,}9\cdot10^5$ МПа);

$1/\rho_{пр} = 2\cos^2\gamma/d_2\sin\alpha$ – приведенный радиус кривизны.

Подставив в формулу Герца-Беляева значения символов, имеем

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{\frac{K_H T_2 \cdot 360^0 E_{пр} 2\cos^2\gamma}{d_1 d_2 \pi \delta \varepsilon_\alpha k_\varepsilon \cos\alpha \cdot d_2 \sin\alpha}} \le [\sigma]_H . \qquad (5.7)$$

Если принять $\gamma = 10^0$, $\alpha = 20^0$, $\delta = 50^0$, $\varepsilon_\alpha = 1{,}8$; $k_\varepsilon = 0{,}75$, $d_1 = mq$, $d_2 = mz_2$, $a = 0{,}5m(z_2 + q)$, то получим [5]

$$\sigma_H = \frac{475}{a}\sqrt{\frac{K_H T_2}{a}} \le [\sigma]_H . \qquad (5.8)$$

Как варианты можно использовать другие формулы:

а) $$\sigma_H = 340\sqrt{\frac{K_H F_{t2}}{d_1 d_2}} \le [\sigma]_H \; ; \qquad (5.9)$$

б) $$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q}\sqrt{K_H T_2 \left(\frac{z_2/q+1}{a}\right)^3} \le [\sigma]_H . \qquad (5.10)$$

Формулы для ***проектировочного расчета*** межосевого расстояния [5]:

$$a = 61\sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{[\sigma]_H^2}} , \qquad (5.11)$$

или

$$a = \left(\frac{z_2}{q}+1\right)\sqrt[3]{K_H T_2 \left(\frac{170}{[\sigma]_H \cdot \frac{z_2}{q}}\right)^2} . \qquad (5.12)$$

Проверочный расчет червячного колеса по изгибным напряжениям проводится по формуле [5]:

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_2 Y_F \cos\gamma}{1{,}3 m^3 q z_2} \le [\sigma]_F , \qquad (5.13)$$

где $K_F = K_{F\beta} K_{FV}$ – коэффициент нагрузки можно принять равным коэффициенту нагрузки K_H для контактных напряжений косозубых колес $K_H = K_{H\beta} K_{HV}$: $K_{H\beta}$ по рисунку 8; K_{HV} по таблице 12;

T_2 – крутящий момент червячного колеса, Н·мм;

Y_F – коэффициент формы зуба определяется по эквивалентному числу зубьев колеса $z_{V2} = z_2/\cos^3\gamma$, по рисунку 10;

m – осевой модуль, **$m=(1{,}5\ldots1{,}7)a/z_2$;**

q – коэффициент диаметра червяка, согласуется с осевым модулем m по таблице 19;

z_2 – число зубьев колеса.

Осевой модуль можно определить и по формуле $m=2a/(q+z_2)$.

Тепловой расчет червячной передачи необходимо производить по той причине, что в зацеплении происходит два вида скольжения между зубьями колеса и витками червяка: скольжение как в прямозубой передаче и скольжение вдоль витков, и неблагоприятные условия смазывания – сдирание масла с интенсивным тепловыделением и сильным нагревом.

Количество выделенной теплоты Q_1 при работе определится выражением [5]:

$$Q_1 = 860(1-\eta)N, \qquad (5.14)$$

где η – КПД червячной передачи ($\eta = tg\gamma/tg(\gamma+\rho)$);

N – мощность на входном валу, кВт.

Количество отводимой теплоты от передачи, ккал/ч

$$Q_2=K_T(t_M-t_B)S, \qquad (5.15)$$

где K_T – коэффициент теплопередачи (K_T=(7…10) ккал/ч·м^2·град. – без принудительного охлаждения; K_T=(11…17) ккал/ч·м^2·град. – с принудительным охлаждением);

t_M – температура масла, град. (~90^0 С);

t_B – температура воздуха, град. (~20^0 С);

S – площадь редуктора, отдающее тепло, включает всю поверхность, кроме днища, м^2.

В предварительных расчетах площадь поверхности охлаждения корпуса можно определить по таблице 25, в зависимости от межосевого расстояния **а.**

Таблица 25 – Значение площади S корпуса в зависимости от межосевого расстояния

а, мм	80	100	125	140	160	180	200	225	250	280
S,м^2	0,3	0,4	0,5	0,72	0,93	1,25	1,37	1,7	1,9	2,2

Необходимо, чтобы $Q_2 > Q_1$, если $Q_2 < Q_1$, то:

– увеличивают площадь теплоотдачи оребрением корпуса;

– устанавливают вентилятор или змеевик в корпусе с циркуляцией воды.

Из условия баланса $Q_2 = Q_1$, $860(1-\eta)N= K_T(t_M-t_B)S$ определяется допускаемая температура масла

$$t_M = \frac{860(1-\eta)N}{K_T S} + t_B \le [t]_M = 95^0 C. \qquad (5.16)$$

Рекомендуемое количество масла в корпусе ~ (0,35…0,7) литра на 1 кВт предаваемой мощности. При V_{ck}<10 м/с – рекомендовано – нижнее расположение червяка, уровень масла min – до делительного диаметра червяка, max – до центра качения подшипников.

При V_{ck}>10 м/с – рекомендовано верхнее расположение червяка, уровень масла на 1/3 диаметра d_{a2} – при этом охлаждение слабое, делают принудительный полив масла на червяк для охлаждения.

5.3 Последовательность расчета червячной передачи

Исходные данные для расчета берутся из кинематического раздела: крутящий момент T_1 (Н·мм) и частота вращения n_1(мин.$^{-1}$) на червяке; крутящий момент T_2 (Н·мм) и частота вращения n_2 (мин.$^{-1}$) на червячном колесе (параметры червяка имеют индекс 1, червячного колеса – индекс 2); передаточное число **u** червячной передачи.

Последовательность расчета:

а) по значению передаточного числа **u** по таблице 18 выбирается число заходов червяка $\mathbf{z_1}$;

б) определяется число зубьев червячного колеса $\mathbf{z_2=u \cdot z_1}$. Если получается нецелое число, его округляют до ближайшего большего или меньшего целого числа z_2^*. z_2^* должно быть больше 28 из условия неподрезания зубьев;

в) определяется уточненное передаточное число $\mathbf{u^*=z_2^*/z_1}$. Определяется изменение передаточного числа

$$\delta = \frac{u - u^*}{u} 100\% < 3\% ;$$

г) определяется ориентировочное значение коэффициента q диаметра червяка по соотношению q = (0,22…0,33) z_2^*, коэффициент должен быть в полученных пределах, но с учетом модуля передачи m (после определения m по таблице 19);

д) выбирается материал червячной передачи: для червяка принимается углеродистая сталь 45 термоулучшенная, имеющая HRC≤45. Для выбора материала червячного колеса необходимо ориентировочно определить скорость скольжения V_{ck} в передаче по формуле:

$$V_{ck} = \frac{4{,}5 n_1}{10^5} \sqrt[3]{T_2} , \qquad (5.17)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин.$^{-1}$;

T_2 – крутящий момент на валу червячного колеса, Н·мм;

по полученному значению V_{ck} выбирается из трех групп материал для венца червячного колеса, на стр. 63;

е) определяются допускаемые напряжения для червячного колеса, являющегося менее прочным элементом пары по контактным напряжениям $[\sigma]_H$ и по изгибным $[\sigma]_F$ напряжениям по таблицам 22, 23 и 24;

ж) определяется межосевое расстояние *a*, по формуле [5]:

$$a = 61 \sqrt[3]{\frac{K_H T_2}{[\sigma]_H^2}} , \qquad (5.18)$$

где K_H – коэффициент нагрузки, предварительно K_H=1,1…1,3;

T_2 – крутящий момент на валу колеса, Н·мм;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм^2 (определено в пункте (е));

з) определяется осевой модуль передачи $\mathbf{m=(1{,}5…1{,}7)a/z_2^*}$, по таблице 19 по определенному **m** и ранее определенному в пункте (г) **q**, назначаются уточненные значения **m*** и **q***;

и) уточняется межосевое расстояние **a*=0,5m*(z_2^*+q*)**;

к) уточняется коэффициент концентрации нагрузки $К_{Hβ}$* по формуле:

$$К_{Hβ}*=1 +(z_2^*/Q)^3(1–ψ), \quad (5.19)$$

где Q – коэффициент деформации червяка, зависящий от q*и z_1, определяется по таблице 26;

Таблица 26 – Значение коэффициента Q деформации червяка, от z_1 и q*

Заходность z_1	q – коэффициент диаметра червяка						
	7,1	8	9	10	11	12,5	14
1	57	72	89	108	127	157	190
2	45	57	71	86	102	125	132
4	37	47	58	70	82	101	123

ψ – отношение среднего по времени момента к максимальному (при постоянной нагрузке ψ=0, при переменной (когда задана циклограмма нагружения) определяется выражением [5], $\psi = \frac{\sum T_{2i} \cdot t_i}{T_2 \sum t_i}$);

л) уточняется коэффициент $К_{HV}$* динамической нагрузки, для чего – определяется уточненная окружная скорость на червяке по формуле:

$$V_1^* = \frac{\pi \cdot m^* q^* n_1}{60 \cdot 1000}; \quad (5.20)$$

– определяется уточненный угол подъема витка червяка по делительному цилиндру по формуле γ*=arctg(z_1/q*);

– уточняется скорость скольжения $V_{ck}^* = \frac{V_1^*}{\cos\gamma^*}$; (5.21)

– по V_{ck}* назначается степень точности червячной передачи по таблице 27;

– по определенной по таблице 27 степени точности и скорости скольжения V_{ck} по таблице 28 определяется уточненное значение $К_{HV}$*;

м) уточняется коэффициент нагрузки $К_H$*=$К_{Hβ}$*·$К_{HV}$*;

н) по скорости скольжения V_{ck} уточняется допускаемое напряжение $[\sigma]_H^*$ по таблицам 22, 23, 24;

о) уточняется КПД червячной передачи по формуле (5.4):

$$\eta^* = \frac{tg\gamma^*}{tg(\gamma^* + \rho')},$$

где γ* – угол подъема витка червяка, формула (5.1), (γ^*=arctg(z_1/q^*);

ρ' – приведенный угол трения, определяется по V_{ck} по таблице 21;

Таблица 27 – Значение степени точности передачи

Степень точности	Скорость V_{ck}, м/с не более	Обработка	Примечание
7	10	Червяк закален, отшлифован и отполирован, колесо нарезано	Передача с повышенной скоростью и малым шумом
8	5	Червяк с НВ≤350, не-шлифован, колесо нарезано	Передачи среднескоростные, со средними требованиями к шуму, габаритам и точности
9	2	Червяк с НВ≤350, не-шлифован, колесо нарезано	Передачи низкоскоростные, кратковременной работы, с пониженными требованиями

Таблица 28 – Уточненное значение коэффициента K_{HV}*

Степень точности	Скорость скольжения V_{ck}, м/с					
	до 1,5	1,5…3,0	3,0…7,5	7,5…12	12…16	16…25
6	–	–	1,0	1,1	1,3	1,5
7	1,0	1,0	1,1	1,2	–	–
8	1,1…1,2	1,2…1,3	1,4	–	–	–
9	1,2…1,3	–	–	–	–	–

п) уточняется крутящий момент T_2 на червячном колесе

$$T_2^* = T_1 u^* \eta^*;$$

р) по уточненным значениям делается проверка действительных контактных напряжений в зубьях червячного колеса по формуле (5.8):

$$\sigma_H^* = \frac{475}{a^*}\sqrt{\frac{K_H^* T_2^*}{a^*}} \le [\sigma]_H^*,$$

проверяется рациональность проектирования

$$\delta = \frac{[\sigma]_H^* - \sigma_H^*}{[\sigma]_H^*} 100\% \le 20\%;$$

с) проверяется прочность зубьев червячного колеса на изгиб по формуле (5.13) с соответствующими уточнениями [5]:

$$\sigma_F = \frac{2K_F T_2 Y_F \cos\gamma}{1{,}3 m^3 q z_2} \le [\sigma]_F,$$

где K_F – коэффициент нагрузки при расчете на изгиб равен коэффициенту нагрузки K_H при расчете на контактную прочность, так как расчет в том и другом случае проводится для зубьев червячного колеса, т.е. $K_F^*=K_H^*$;

Y_F^* – коэффициент формы зуба определяется по эквивалентному (фиктивному) числу зубьев z_{v2} ($z_{v2}=z_2^*/\cos^3\gamma^*$) червячного колеса по таблице 29;

Таблица 29 – Значение коэффициента формы зуба

z_{v2}	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150
Y_F	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27

m* – осевой модуль был уточнен в подпункте (з);

q* – коэффициент диаметра червяка был уточнен в подпункте (з);

z_2^* – число зубьев колеса было уточнено в подпункте (б);

определяется действительное изгибное напряжение в зубьях колеса[5]:

$$\sigma_F^* = \frac{2K_F^* T_2^* Y_F^* \cos\gamma^*}{1{,}3(m^*)^3 q^* z_2^*} \le [\sigma]_F ;$$

т) определяются основные геометрические размеры червячной передачи (рисунки 13 и 15):

червяк: d_1=m*q* – диаметр делительной окружности;

$d_{a1}=d_1+2m^*$ – диаметр окружности выступов витков;

$d_{f1}=d_1 - 2{,}4m^*$ – диаметр окружности впадин витков;

$b_1 \ge (11+0{,}67\, z_2^*)m^*$, при z_1=1 и 2;

$b_1 \ge (12{,}5+0{,}09\, z_2^*)m^*$ при z_1=3 и 4 – длина нарезанной части червяка;

червячное колесо:

$d_2=m^* z_2^*$ – делительный диаметр червячного колеса;

$d_{a2}=d_2+2m^*$ – диаметр окружности выступов зубьев червячного колеса;

d_{f2} – диаметр окружности впадин зубьев червячного колеса;

наибольший диаметр червячного колеса $\mathbf{d_{am2}}$ и ширина венца $\mathbf{b_2}$ определяются по таблице 20 в зависимости от $\mathbf{z_1}$.

6 РАСЧЕТ ВАЛОВ

Валы служат для поддержания вращающихся деталей (зубчатые колеса, шкивы, звездочки, барабаны и другие) и передают крутящий момент. Оси крутящего момента не передают. Вал вращается всегда, а ось может быть вращающейся или не вращающейся.

Валы классифицируются:

а) по назначению:

– коренные валы (вал электродвигателя, вал турбины и т.д.);

– передаточные валы (все остальные);

б) по форме оси вращения:

– прямые валы;

– коленчатые валы;

– гибкие валы.

Наибольшее распространение имеют прямые валы. Коленчатые валы применяются в поршневых машинах. Гибкие валы допускают передачу вращения при больших перегибах оси вращения (в зубоврачебных бормашинах). Коленчатые и гибкие валы относятся к специальным деталям и не изучаются в курсе деталей машин;

в) по конструктивной форме:

– валы с постоянным диаметром (гладкие);
– ступенчатые валы (рисунок 19);
– сплошные и полые валы.

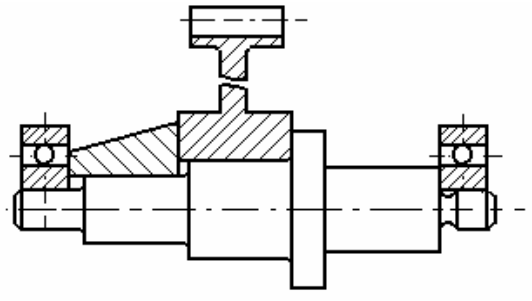


Рисунок 19 – Вал ступенчатый

Образование ступеней на валу связано с закреплением деталей в осевом направлении, а также с возможностью монтажа деталей при посадках с натягом.

Полые валы изготавливаются для уменьшения веса или в тех случаях, когда через вал пропускается другая деталь.

Проектирование валов ведется в следующей последовательности.

6.1 Выбор расчетной схемы

Расчетной схемой вала является статически определимая балка на шарнирных опорах. Подшипник, воспринимающий осевую и радиальную силу, соответствует шарнирно-неподвижной опоре. Подшипник, воспринимающий только радиальную силу, соответствует шарнирно-подвижной опоре.

6.2 Выбор материала вала

Материалы для изготовления прямых валов:

ст. 5, ст. 6 по ГОСТ 380-94 – для валов без термообработки;

сталь 35, 40, 45, 50, 55 по ГОСТ 1050-88 – для валов с термообработкой (улучшение);

сталь 20Х, 40ХН, 40ХНМА ,12ХН3А по ГОСТ4543-71 – для быстроходных валов. В обозначении легированных сталей добавки обозначены: Х – хром, Н – никель, М – молибден, А – азот (без цифры – содержание легирующего элемента до 1%).

Если нет специальных указаний, то вал изготавливается из *стали 45*, которая называется «валовой сталью».

6.3 Определение действующих сил в зацеплении

Силы определены в расчетах зубчатых передач и для удобства дальнейших действий расчета, силы в зацеплении сведены в таблицу 30.

Таблица 30 – Силы, действующие в зацеплении, Н

Вид зацепления	Окружная сила, F_t	Радиальная сила, F_r	Осевая сила, F_a
Прямозубое	$F_{t1}=2T_1/d_1=\mathbf{F_{t2}=2T_2/d_2}$	$F_{r1}=F_{t1}tg\alpha=\mathbf{F_{r2}}$	–
Косозубое	$F_{t1}=2T_1/d_1=\mathbf{F_{t2}=2T_2/d_2}$	$F_{r1}=F_{t1}tg\alpha/cos\beta=\mathbf{F_{r2}}$	$F_{a1}=F_{t1}tg\beta=\mathbf{F_{a2}}$
Коническое	$F_{t1}=2T_1/d_{m1}=\mathbf{F_{t2}=2T_2/d_{m2}}$	$F_{r1}=F_{t1}tg\alpha\cdot cos\delta_1=\mathbf{F_{a2}}$	$F_{a1}=F_{t1}tg\alpha sin\delta_1=\mathbf{F_{r2}}$
Червячное	$F_{t1}=2T_1/d_1=\mathbf{F_{a2}}$	$F_{r1}=F_{t2}tg\alpha/cos\gamma=\mathbf{F_{r2}}$	$F_{a1}2T_2/d_2=F_{t1}/tg\gamma=\mathbf{F_{t2}}$

6.4 Определение диаметра вала из условий прочности

6.4.1 Ориентировочный расчет валов

Расчет валов ведется исходя только из передаваемого крутящего момента на том или ином валу, известного из кинематического расчета. Изгиб не учитывается, так как длины валов и координаты приложения сил к валам неизвестны. Не учитываемые изгибные напряжения компенсируются пониженным допускаемым касательным напряжением. Условие прочности на кручение при этом запишется [12]

$$\tau = \frac{T}{W_O} = \frac{16T}{\pi d^3} = \frac{T}{0{,}2d^3} \le [\tau], \qquad (6.1)$$

где T – крутящий момент, Н·мм;

W – момент сопротивления сечения вала осевой, мм^3;

d – диаметр вала, мм;

[τ] – допускаемые касательные напряжения, Н/мм^2.

Из формулы (6.1) определяется диаметр вала [12]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau]}}, \qquad (6.2)$$

где [τ] – допускаемое касательное напряжение, Н/мм^2 ([τ]=(15…25) МПа(Н/мм^2) –15 для быстроходных, 25 – для тихоходных валов).

Значение диаметра округляют до цифры, оканчивающейся на **0** или **5**, поскольку размер диаметра внутреннего кольца подшипника оканчивается на **0** или **5**.

Диаметр быстроходного вала можно брать равным диаметру вала электродвигателя, если валы соединяются муфтой, если ременной передачей, то диаметр вала можно брать на 10% больше вала электродвигателя.

6.4.2 Определение длины вала (первая компоновка)

Для первой компоновке вала выполняется в масштабе 1:1 эскиз вала с размещенными на нем подшипниками, зубчатыми колесами и т.п. Для примера изобразим эскиз промежуточного вала двухступенчатого редуктора (рисунок 20). Здесь показаны размеры элементов на валу: b – ширина венца колеса; b_1 – ширина венца шестерни; $l_{ст}$ – длина ступицы колеса; c_1 – расстояние между колесами, $c_1 = (5…7)$ *мм*; c_2 – расстояние от торца колеса до подшипников, $c_2 = (15…20)$ *мм*.

Если ширина шестерни b_1 (так часто бывает) больше $d_в$, то ступица не предусматривается.

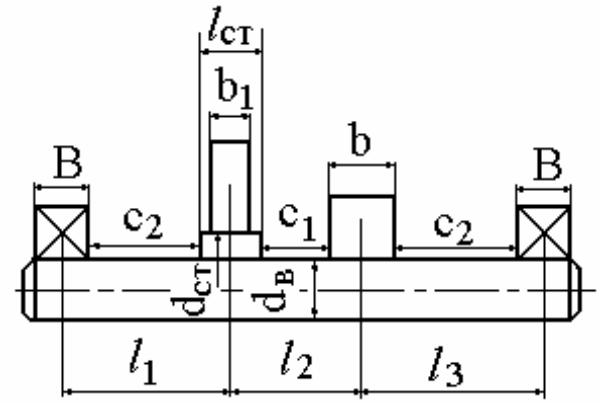


Рисунок 20 – Эскиз вала

По $d_в$ в первом приближении по ГОСТу подбираются радиальные однорядные шариковые подшипники средней серии. Средняя серия подшипников, у которых большая ширина колец по сравнению с легкой серией, выбирается потому, что возможна коррекция величины диаметра вала в большую сторону в дальнейшем расчете. Это повлечет увеличение длины ступицы и при сохранении зазоров c_1 и c_2 увеличение длины вала, что нежелательно. Величина B – ширина подшипника. Из центров венцов колес и центров подшипников опускаются перпендикуляры и с чертежа определяются размеры l_1, l_2, l_3 – это расстояния между точками приложения сил и центрами опор.

6.4.3 Расчет вала на изгиб с кручением

Силы, определенные в п. 3, приложены к зубьям шестерни и колеса, они должны быть приведены (перенесены) непосредственно к валу, к геометрической оси вала.

Перенос сил, действующих на зубьях колес, основан на ***теореме о параллельном переносе силы*** (теоретическая механика, статика) [34]. «Силу, приложенную к телу, можно, не изменяя оказываемого действия, переносить параллельно ей самой в любую точку тела, прибавляя при этом пару с моментом, равным произведению этой силы на плечо».

Для пояснения этого на рисунке 21 к телу в точке **С** приложена сила R, эту силу можно перенести параллельно ей самой в другую любую точку, например, в точку **О,** прибавляя при этом пару с моментом, равным произведению этой силы R на плечо d, т.е. момент, равный T= R·d. Теперь

в точке О действует сила R и момент T= R·d, равновесие при этом не нарушено, в точке С силы R нет.

Или на основе ***аксиомы о присоединении уравновешенной силы*** «Равновесие тела не изменится, если в любой точке тела приложить две уравновешенные силы (силы, равные по величине и противоположно направленные)». На рисунке 21 в точке О приложены две уравновешенные силы R=-R, которые не изменяют равновесие тела. Но теперь в этом положении силы R и -R создают момент, равный произведению силы R на плечо d, т.е. момент T= R·d. Теперь в точке С сила R не действует (ее там нет), а в точке О действует момент T= R·d и сила R.

На примере косозубого колеса, силы F_t, F_a, F_r, действующие в зацеплении зубьев, приведены к геометрической оси вала (рисунок 22).

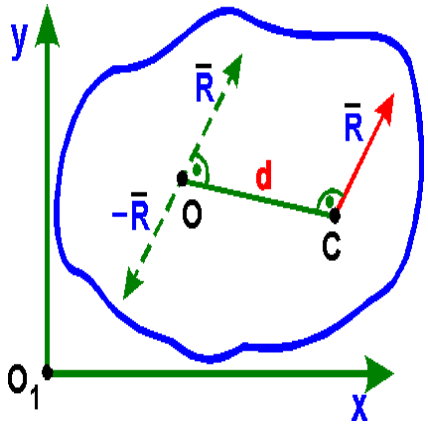


Рисунок 21 – Схема переноса сил

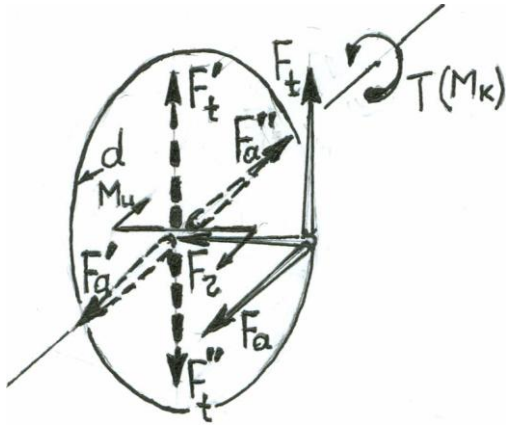


Рисунок 22 – Схема переноса сил к геометрической оси вала

Радиальная сила $\mathbf{F_r}$ всегда направлена перпендикулярно к оси вала от точки приложения, ее переносить не надо, она пересекает вал и расположена в горизонтальной плоскости (по рисунку). Если контакт зубьев происходит в верхней или нижней точках, то она будет расположена в вертикальной плоскости.

Окружная сила $\mathbf{F_t}$ расположена в вертикальной плоскости (по рисунку 22), на основе аксиомы о присоединении уравновешенных сил, параллельно силе F_t к геометрической оси вала приложены две уравновешенные силы F_t' и F_t'', равные и параллельные F_t. Теперь силы F_t и F_t'' создают крутящий момент T= $F_t d/2$ (этот момент был определен в кинематическом расчете первой части), сила F_t'= F_t изгибает вал в вертикальной плоскости.

Осевая сила $\mathbf{F_a}$ расположена в горизонтальной плоскости (по рисунку 22) и направлена параллельно оси вала. Аналогично предыдущему случаю, приложим две уравновешенные силы F_a'=F_a'' равные силе F_a к геометрической оси вала. Теперь силы F_a и F_a'' создают изгибающий

момент в горизонтальной плоскости, равный $M_и=F_a \cdot d/2$. Сила F_a' действует теперь вдоль геометрической оси вала, и от того какая опора шарнирно неподвижна, либо сжимает часть вала, либо растягивает ее. Часто эти напряжения в расчете не учитываются из-за незначительности.

При определении изгибающих сил и моментов пользуются методом независимости действия сил или методом суперпозиции. Для чего изображаются схемы вала в горизонтальной и вертикальной плоскостях с приложенными силами и моментами, определяются реакции в опорах, строятся эпюры изгибающих моментов в каждой плоскости, определяется суммарный изгибающий момент, а затем в опасном сечении определяется расчетный (приведенный) момент и по нему определяется диаметр вала.

Рассмотрим на примере промежуточного вала двухступенчатого редуктора определение изгибающих моментов (рисунок 23). На рисунке внешние силы уже приведены к геометрической оси вала: F_{t1}, F_{t2}, F_{r1}, F_{r2}, M_2- изгибающий момент от осевой силы F_a (сама сила F_a на схеме не показана из-за незначительности, так как не учитываются деформации сжатия или растяжения вала от этой силы), крутящий момент $\mathbf{T= F_{t2} \cdot d_2/2}$ от силы F_{t2} показан отдельной эпюрой в нижней части рисунка 23.

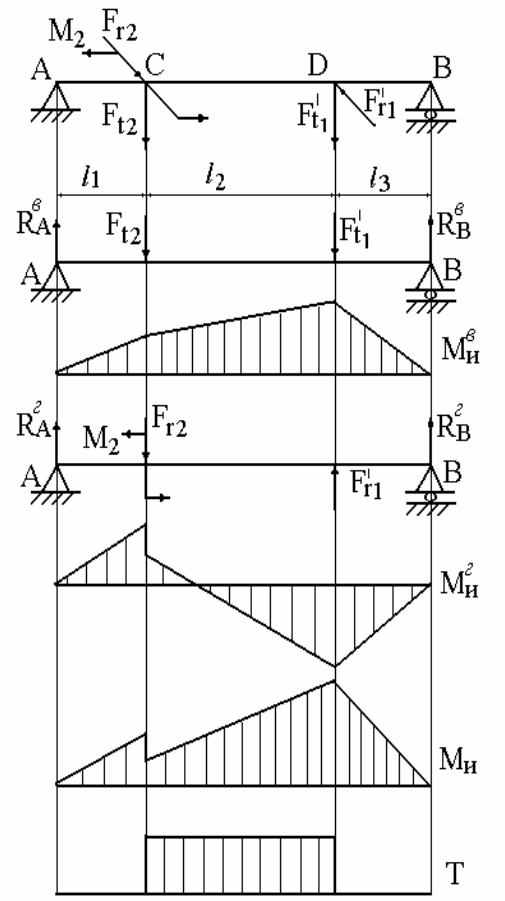


Рисунок 23 – Эпюры изгибающих моментов

Изображается эскиз вала в вертикальной плоскости, прикладываются силы F_{t1} и F_{t2}, обозначаются реакции в опоре А и В: $R_A^в, R_B^в$. Для определения реакции $R_A^в$, составляется уравнение моментов всех сил относительно точки В: $\sum F_i = O$;

$R_A^в(\ell_1+\ell_2+\ell_3)+F_{t2}(\ell_2+\ell_3)+ F_{t1} \cdot \ell_3 = 0$

и реакция определится

$$R_A^B = \frac{F_{t2}(\ell_2+\ell_3)+F_{t1}'\ell_3}{\ell_1+\ell_2+\ell_3}.$$

Для определения реакции $R_B^в$ составляется сумма моментов всех сил относительно точки А

$R_B^в(\ell_1+\ell_2+\ell_3)-F_{t1}(\ell_1+\ell_2)-F_{t2}\ell_1=0$

и реакция равна

$$R_B^B = \frac{F_{t1}(\ell_2+\ell_3)+F_{t2}'\ell_3}{\ell_1+\ell_2+\ell_3}.$$

Строится эпюра изгибающих моментов $M_И^В$ в вертикальной плоскости, $M_И^Г$ в горизонтальной плоскости.

Далее расчет аналогично повторяется и для горизонтальной плоскости: изображается эскиз вала с силами и моментом M_2 в горизонтальной плоскости, определяются реакции $R_A^г, R_B^г$ составлением уравнений моментов относительно точки А, затем точки В; строится эпюра изгибающих моментов.

Зная реакции $R_A^г$ в горизонтальной плоскости и $R_A^В$ в вертикальной плоскости, можно определить результирующую реакцию в опоре А (это та же самая радиальная нагрузка $F_г$ в опоре А, необходимая при расчете подшипников).

$$R_A = \sqrt{(R_A^Г)^2 + (R_A^В)^2} = F_г. \qquad (6.2а)$$

Определяются суммарные изгибающие моменты в характерных точках вала геометрическим сложением моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях по типу

$$M_И = \sqrt{(M_И^Г)^2 + (M_И^В)^2},$$

и строится эпюра суммарного изгибающего момента $M_И$. Строится эпюра крутящего момента Т (рисунок 23).

В опасном сечении вала по наибольшему суммарному изгибающему моменту $M_И$ и крутящему моменту Т определяется расчетный (приведенный) момент $M_Р$, учитывающий совместное действие изгиба и кручения по 3 теории прочности (теория наибольших касательных напряжений)

$$M_P = \sqrt{M_И^2 + (\alpha T)^2}, \qquad (6.3)$$

где α – коэффициент приведения, учитывающий, что нормальные напряжения изгиба меняются по симметричному циклу, а касательные – по ассиметричному пульсирующему (нереверсивная передача) и α≤0,59 или симметричному циклу (реверсивная передача) и α=1.

Условие прочности на изгиб с кручением приводят к нормальным напряжениям по симметричному циклу по формуле:

$$\sigma_{-1} = \frac{M_P}{W_X} \le [\sigma_{-1}], \qquad (6.4)$$

где W_X – осевой момент сопротивления сечения вала ($W_X = \pi d^3/32 = 0{,}1d^3$).

Условие прочности $\sigma_{-1} = \dfrac{M_P}{0{,}1d^3} \le [\sigma_{-1}]$,

откуда диаметр вала определяется выражением

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_P}{0{,}1[\sigma_{-1}]}}. \qquad (6.5)$$

Если в опасном сечении вала будет устанавливаться подшипник, то значение вала округляют до числа, оканчивающегося на цифру 0 или 5 (отверстие внутреннего кольца подшипника).

Допускаемое напряжение $[\sigma_{-1}]$ зависит от характера приложенной нагрузки к валу. При постоянной нагрузке $\mathbf{[\sigma]}$=0,33σ_B, при пульсирующей $\mathbf{[\sigma_0]}$=0,194σ_B, при симметричной нагрузке $[\sigma_{-1}]$=0,0868σ_B.

Для стали 45 σ_B=600 МПа и $[\sigma_{-1}]$=0,0868σ_B=0,0868·600=**52,1** МПа (Н/мм^2).

6.5 Конструктивная разработка вала

Если в опасном сечении вала размещается шестерня, соединяемая с валом посредством шпоночного соединения, необходимо иметь в виду, что шпоночный паз уменьшает ресурс работы вала. Поэтому для компенсации ослабления вала увеличивают его диаметр на 10%.

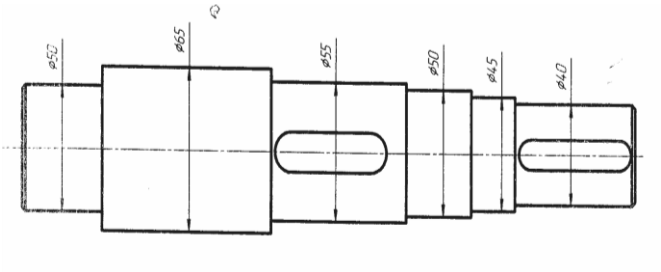


Рисунок 24 – Эскиз ступенчатого вала

Далее в масштабе 1:1 изображается эскиз вала (производится вторая компоновочная схема вала). Начинают с наибольшего расчетного диаметра вала, желательно принимать его диаметр, оканчивающийся на цифру 0 или 5 (рисунок 24).

Затем уменьшают ступенчато диаметр вала так, чтобы галтель имела радиус 2,5…5,0 мм. На эскизе рисунка 24 под подшипники с обоих концов предусмотрен диаметр 50 мм, диаметр выходного конца вала (под шестерню, звездочку, шкив, полумуфту и т.д.) принят 40 мм.

Выходной конец вала необходимо проверить на кручение по формуле [11]:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0{,}2[\tau_{-1}]}}, \qquad (6.6)$$

где T – крутящий момент на валу, Н·мм;

$[\tau_{-1}]$ – допускаемое напряжение на кручение для симметричного цикла, как наиболее опасного, МПа (для стали 45 $[\tau_{-1}]$=0,6$[\sigma_{-1}]$=0,6·52,1= =32,26 МПа (Н/мм^2)).

Если выходной конец диаметра вала, вычисленного по формуле (6.6) оказался меньше диаметра по конструктивной разработке, то его увеличивают до значения формулы (6.6), соответственно, увеличивают другие ступенчатые диаметры вала.

6.6 Уточненный расчет вала

6.6.1 Определение действительного коэффициента запаса усталостной прочности

На ресурс вала отрицательное влияние существенно оказывают концентраторы напряжений. К ним относятся:

- концентрация напряжения в шпоночном пазе;
- нестандартная галтель – большая разница диаметров;
- кольцевая канавка;
- посадочное место с натягом (посадка шестерни, подшипников).

В сечениях вала, где действуют концентраторы напряжений, определяется действительный коэффициент запаса усталостной прочности и сравнивается с допускаемым значением по выражению [11]:

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n], \qquad (6.7)$$

где n_σ – коэффициент запаса усталостной прочности по напряжениям изгиба;

n_τ – коэффициент запаса усталостной прочности по касательным напряжения кручения;

[n] – допускаемый коэффициент запаса ([n]=1,7…3,0).

В свою очередь эти коэффициенты равны [11]:

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_m \varepsilon_n}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} \quad \text{и} \quad n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_m \varepsilon_n}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}, \qquad (6.8)$$

где σ_{-1} – предел выносливости по нормальным напряжениям, Н/мм^2 ($\sigma_{-1}=0{,}43\sigma_в$);

τ_{-1} – предел выносливости по касательным напряжениям, Н/мм^2 ($\tau_{-1}=0{,}6\sigma_{-1}$);

K_σ, K_τ – эффективные коэффициенты концентрации напряжений, определяемые по таблице 31 в зависимости от концентратора (шпоночный паз, кольцевая канавка и т.д.);

ε_m – масштабный фактор, определяется по рисунку 25;

ε_n – коэффициент, учитывающий чистоту обработки поверхности, определяется по рисунку 26;

ψ_σ , ψ_τ – коэффициенты, учитывающие чувствительность материала к ассиметрии цикла ($\psi_\sigma = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0}$, $\psi_\tau = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0}$, обычно принимают: для углеродистых сталей ψ_σ=0,1…0,15, ψ_τ=0,05; для легированных сталей: ψ_σ=0,2…0,25, ψ_τ=0,1; $\sigma_{-1}=0{,}43\sigma_в$, $\tau_{-1}=0{,}6\sigma_{-1}$);

σ_a, τ_a – амплитуда циклов;

σ_m, τ_m – среднее значение циклов.

Определение амплитуды циклов и среднего значения циклов:

а) вал вращается в одну сторону: $\sigma_{\mathbf{a}}=M_и/W_{oc}$, ($W_{oc}=0{,}1d^3$), $\sigma_{\mathbf{m}}=0$ – ***при отсутствии осевого усилия***, ***при наличии*** F_a ***осевого усилия*** – $\sigma_{\mathbf{m}}= F_a/(\pi d^2/4)$; $\boldsymbol{\tau_a}=\boldsymbol{\tau_m}=0{,}5\tau_{max}=0{,}5T/W_p$ ($W_p=0{,}2d^3$);

б) реверсивное вращение вала (симметричный цикл): $\sigma_{\mathbf{a}}=M_и/W_{oc}$, $\sigma_{\mathbf{m}}=0$, $\boldsymbol{\tau_a}=T/W_p$ ($W_p=0{,}2d^3$), $\boldsymbol{\tau_m}=0$.

Для поперечного сечения вала, ослабленного шпоночным пазом, момент сопротивления изгибу запишется [12]:

$$W'=\frac{\pi d^3}{32}-\frac{bt(d-t)^2}{2d}, \qquad (6.9)$$

где d – диаметр вала, мм;

b – ширина шпоночного паза, мм;

t – глубина шпоночного паза, мм.

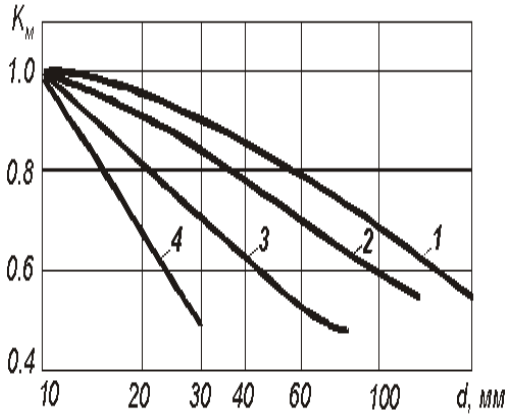


Рисунок 25 – Значения масштабного фактора ε_m ($K_м$)

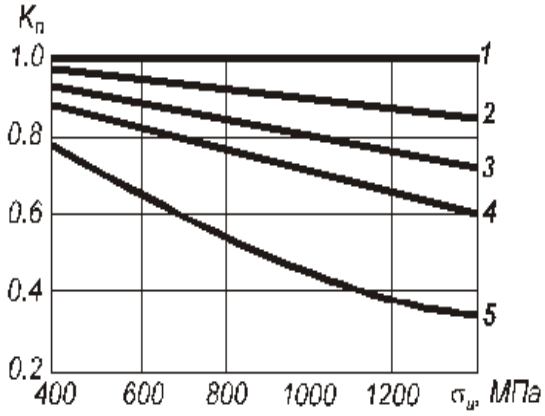


Рисунок 26 – Коэффициент ε_n

Тогда для сечения вала, ослабленного шпоночным пазом амплитудное значение напряжения равно $\sigma_a=M_и/W'$.

Значение масштабного фактора показано на рисунке 25, где обозначено: кривая 1 отвечает детали с углеродистой стали без источника концентрации напряжений; кривая 2 – детали из легированной стали ($\sigma_и$=1000…1200МПа) при отсутствии концентрации напряжений и углеродистой стали при умеренной концентрации напряжений; кривая 3 – детали из легированной стали при наличии концентрации напряжений; кривая 4 – любой стали при сильной концентрации (типа надреза).

На рисунке 26 приведено значение коэффициента ε_n, учитывающего чистоту обработки поверхности (коэффициенты влияния обработки поверхности): кривая 1 отвечает полированным образцам; кривая 2 – шлифованным; кривая 3 – образцам с тонкой обточкой; кривая 4 – образцам с грубой обточкой; кривая 5 – при наличии окалины.

Если действующий коэффициент n запаса будет меньше допускаемого [n], то нужно увеличивать диаметр вала.

Таблица 31 – Коэффициенты концентрации напряжений K_σ и K_τ

Фактор концентрации	K_σ		K_τ	
	$\sigma_{в.}$ МПа			
	≤700	≥1000	≤700	≥1000
Галтель при:				
r/d=0,02	2,5	3,5	1,8	2,1
r/d=0,06	1,85	2,0	1,4	1,53
(D/d=1,25...2) 0,10	1,6	1,64	1,25	1,35
Выточка при t=r и				
r/d=0,02	1,9	2,35	1,4	1,7
r/d=0,06	1,8	2,0	1,35	1,65
r/d=0,1	1,7	1,85	1,25	1,5
Поперечное отверстие при d_0/d=0,05...0,25	1,9	2,0	1,75	2,0
Шпоночная канавка	1,7	2,0	1,4	1,7
Шлицы	При расчете по внутреннему диаметру $k_\sigma=k_\tau=1$			
Посадка с напрессовкой при p≥20 МПа	2,4	3,6	1,8	2,5
Резьба	1,8			

6.6.2 Проверка валов на жесткость

Проверка валов на жесткость обязательна, поскольку при работе в нем возникают деформации изгиба (прогиб, угол поворота вала в опорах) и кручения (угол закручивания), отрицательно влияющие на передачу. От прогиба вала в зубчатом зацеплении создается концентрация нагрузки по длине зуба. При угле поворота вала в опорах происходит перекос колец подшипников и заклинивание тел качения. Большие углы закручивания могут вызвать появление крутильных колебаний (рисунок 27).

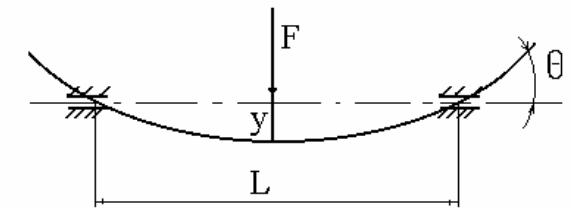


Рисунок 27 – Прогиб вала

Прогиб вала определяется по принципу независимости действия сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях, где находится стрела прогиба в опасном сечении. Стрела прогиба определяется интегралом Мора или способом Верещагина, известными из курса сопротивления материалов.

В курсе сопротивления материалов в таблицах приводятся конечные формулы для определения прогибов и углов поворота в вертикальной и горизонтальной плоскостях для наиболее распространенных схем нагружения валов.

Суммарная величина стрелы прогиба определяется геометрическим суммированием стрел прогиба в горизонтальной и вертикальной плоскостях, $y = \sqrt{y_г^2 + y_в^2} \le [\text{ y}]$.

Для схемы по рисунку 27 стрела прогиба равна [35]:

$$y = 0{,}08\frac{FL^3}{EJ_x} \le [\text{ y}]. \qquad (6.10)$$

При прогибе вала происходит поворот вала в опорах на угол θ с перекосом колец подшипников и возможным заклиниванием тел качения. Угол поворота также находится с использованием принципа независимости действия сил в горизонтальной и вертикальной плоскостях и определяется методами сопротивления материалов.

Для схемы на рисунке 27 угол θ поворота равен [35]:

$$\theta = 0{,}062\frac{FL^2}{EJ_x} \le [\theta], \qquad (6.11)$$

где F – сила давления на вал, Н;

L – длина вала, мм;

E – модуль продольной упругости, для стали $E=2{,}1\cdot10^5$ Н/мм^2;

J_x – осевой момент инерции поперечного сечения вала, мм^4 ($J_x=\pi d^4/64=0{,}05d^4$ мм^4);

[θ] – допускаемый угол поворота (таблица 32).

Допустимая стрела прогиба **y,** угол **θ** поворота для валов различного назначения приведены в таблице 32.

***Таблица 32 – Допускаемые прогибы вала* [f] *и углы наклона* [θ]**

Конструкция	Параметр
Допускаемый максимальный прогиб [f], мм	
Валов общего назначения при длине вала *l*	[f] = (0,0002-0,003) *l*
В месте установки зубчатых колес	[f] = (0,01 + 0,03)*m*
Валов червяков	[f] = (0,005 + 0,01)*m*
Допускаемый угол поворота [θ], рад.	
Радиальный шарикоподшипник	[θ]= 0,01
Подшипник скольжения	[θ]= 0,001
Сферический шарикоподшипник	[θ] = 0,05

Примечание: m – модуль, мм.

Деформация от кручения определяется по углу закручивания φ, определяемая по закону Гука для кручения [35]:

$$\varphi = \frac{T\ell}{GJ_p} \le [\varphi], \qquad (6.12)$$

где T – крутящий момент, передаваемый валом, Н·мм;

ℓ – длина закручиваемого участка вала, мм;

G – модуль упругости при сдвиге для стали, $G = 0{,}8 \cdot 10^5$ Н/мм^2;

J_p – полярный момент инерции поперечного сечения вала, мм^4 ($J_p = \pi d^4/32 = 0{,}1d^4$ мм^4);

[φ] – допускаемый угол закручивания вала, в редукторостроении $[\varphi] = (0{,}25 \ldots 0{,}35)^0$ на один метр длины вала, $[\varphi] = \pi[\varphi]/180^0$ радиан.

Действительный угол закручивания в градусах равен [35]:

$$\varphi = \frac{180 \cdot T\ell}{\pi \cdot GJ_p} \le [\varphi], \qquad (6.13)$$

где [φ]=15’ на 1 м длины вала.

6.6.3 Проверка валов на критическую частоту вращения

Вал с насаженной деталью имеет собственную частоту колебаний и частоту колебаний от возмущающих сил (возникают от неуравновешенности установленных на них деталей). При совпадении собственных и возмущающих частот наступает резонанс, при котором амплитуда колебаний вала резко возрастает и может достигнуть значения, при котором вал разрушается.

Соответствующие резонансу угловую скорость и частоту вращения называют критическими.

Допустим, что на валу установлено колесо, центр тяжести которой смещен на величину ***e*** от геометрической оси вращения вала. При равномерном вращении вала под действием центробежной силы $P_ц$ вал будет изгибатьс,я и отклоняться от оси на величину ***y***. При этом центробежная сила $P_ц = m\omega^2(\boldsymbol{e}+\boldsymbol{y})$. Центробежная сила вызывает силу упругого сопротивления деформации $P_у = K\boldsymbol{y}$ (здесь К – сила, вызывающая прогиб вала, равную единице (коэффициент жесткости), Н/мм).

При установившемся движении соблюдается равенство [35]:

$$P_ц = P_у \quad \text{или} \quad m\omega^2(\boldsymbol{e}+\boldsymbol{y}) = K\boldsymbol{y},$$

откуда

$$y = \frac{m\omega^2 e}{K - m\omega^2}. \qquad (6.14)$$

Если $K - m\omega^2 = 0$, то y стремится к ∞ – произойдет разрушение вала, следовательно, критическая угловая скорость вала определится $\omega = \sqrt{\frac{K}{m}}$, если учесть, что m=G/g, а ω=πn/30, то

$$\frac{\pi n}{30} = \sqrt{\frac{Kg}{G}}\text{, отсюда } n = \frac{30}{\pi}\sqrt{\frac{Kg}{G}} \text{ или } n = 30\sqrt{\frac{K}{G}}\,. \qquad (6.15)$$

Для симметричного расположения колеса относительно опор значение К= $48EJ_x/\ell^3$ (здесь Е – модуль упругости, Н/мм^2; J_x – осевой момент инерции вала ($0{,}05d^4$), мм^4; ℓ – расстояние между опорами вала, мм.

Для других схем нагружения валов и осей К вычисляется по соответствующим формулам сопротивления материалов.

Подкоренное выражение формулы (6.15) представляет собой величину, обратную прогибу **f** вала от действия веса колеса и для определения критической частоты вращения вала можно применять формулу:

$$n = 30\sqrt{\frac{1}{f}}\,, \qquad (6.16)$$

где f – величина прогиба, равная

$$f = G\ell^3/48EJ_x.$$

Проверка вала на статическую прочность

Расчет ведут по наибольшей возможной кратковременной нагрузке (обычно двукратной), повторность которой мала и не может вызвать усталостного разрушения. Пиковая нагрузка возникает во время пуска устройства, когда частота вращения изменяется от нуля до постоянной величины. При переменной скорости возникает угловое ускорение и момент инерции вращающихся деталей за время пуска.

Определяется статический коэффициент запаса прочности и сравнивается с допускаемым коэффициентом, т.е.

$$n=\sigma_t/\sigma > [n]=1{,}5\ldots1{,}8,$$

$\sigma_т$ – предел текучести, Н/мм^2;

$$\sigma = 2\sqrt{\sigma_и^2 + \tau_к^2}\,, \qquad (6.17)$$

где $\sigma_и$ – максимальное напряжение изгиба, Н/мм^2;

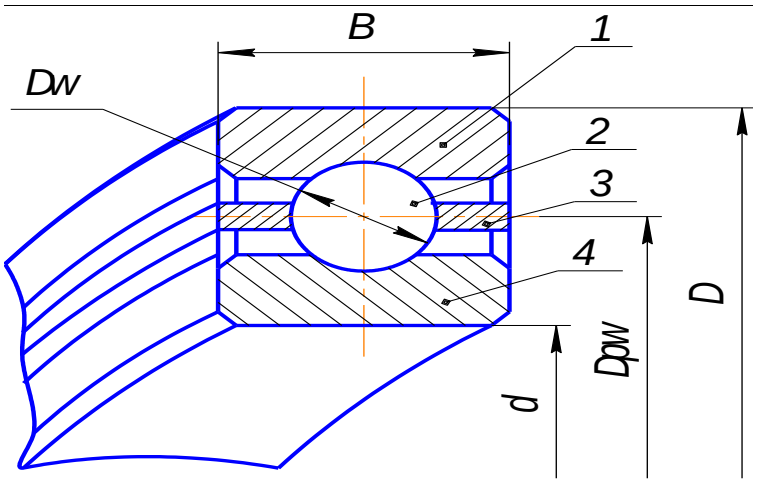
$\tau_к$ – касательные напряжения от кручения, Н/мм^2.

7 ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ

7.1 Общие сведения о подшипниках

Подшипники качения – это опоры вращающихся или качающихся деталей, использующие элементы качения (шарики или ролики) и работающие на основе трения качения.

Подшипники качения (рисунок 28) состоят из следующих деталей: наружного 1 и внутреннего 4 колец с дорожками качения, тел качения 2 (шариков или роликов), сепаратора 3, разделяющего и направляющего тела качения.



1 – наружное кольцо; 2 – шарики; 3 – сепаратор; 4 – внутреннее кольцо

Рисунок 28 – Детали подшипника

В некоторых подшипниках одно или оба кольца могут отсутствовать. В них тела качения катятся непосредственно по канавкам вала или корпуса.

Достоинства подшипников качения: малые моменты сил трения и пусковые моменты, малый нагрев, незначительный расход смазочных материалов, простое обслуживание, высокая степень стандартизации и унификации. Эти преимущества подшипников качения обеспечивают им широкое распространение в различных отраслях машиностроения.

Недостатки подшипников качения: низкая долговечность при больших угловых скоростях и больших нагрузках; ограниченная способность воспринимать ударные и вибрационные нагрузки; большие диаметральные габариты.

В зависимости от формы тел качения подшипники делятся на шариковые и роликовые. В зависимости от воспринимаемой нагрузки делятся на радиальные, воспринимающие только радиальную нагрузку или радиальную и небольшую осевую нагрузку; радиально-упорные, воспринимающие комбинированную радиальную и осевую нагрузку; упорные, воспринимающие только осевую нагрузку.

Подшипники могут быть однорядными и двухрядными. Они могут быть открытыми и закрытыми (защищена шайбами полость, где находятся тела качения). По конструкции и условиям эксплуатации подшипники качения подразделяются на несамоустанавливающиеся и самоустанавливающиеся.

Шарики, ролики и кольца подшипников качения изготавливают из сталей ШХ 15, ШХ 15СГ, ШХ 20 СГ, 18ХГТ, 20Х2Н4А, а при необходимости из теплостойкой стали ЭИ 347-Ш. Применяют также низкоуглеродистые легированные стали с последующей цементацией и закалкой. В марке стали обозначены: Х – хром, С – кремний, Г – марганец, Т – титан, Н – никель, А – азот.

Сепараторы подшипников качения выполняют из мягкой углеродистой стали штампованными из двух половинок или в виде массивных колец из латуни, бронзы, чугуна, алюминиевых сплавов, пластмасс и других материалов.

Условное обозначение подшипника характеризуется: внутренним диаметром подшипника, его серией, типом, конструктивными особенностями и классом точности. Все перечисленные параметры обозначаются цифрами, выбитыми на наружном кольце подшипника.

Внутренний диаметр подшипника d, начиная с d=20 мм (или диаметр вала), в условном обозначении подшипника указывается двумя первыми цифрами справа. Эти цифры, умноженные на пять, дают диаметр внутреннего кольца. Исключением являются подшипники с посадочным диаметром до 20 мм, обозначения двух последних цифр в номере этих подшипников:10 мм – 00, 12 мм – 01, 15 мм – 02, 17 мм – 03.

Серию подшипника указывают третья и седьмая (если она есть) цифры справа. Подшипники качения выпускают нескольких разновидностей (серий), имеющих одинаковый посадочный диаметр на вал, отличающихся остальными размерами, нагрузочной способностью, массой и предельной частотой вращения. Обозначения: 1- особо легкая серия, 2 – легкая серия, 3 – средняя серия, 4 – тяжелая серия, 5 – легкая широкая серия, 6 – средняя широкая серия. С увеличением номера серии возрастает динамическая грузоподъемность подшипника, увеличивается его масса, а частота вращения падает.

Тип подшипника указывается в условном обозначении четвертой цифрой справа.

0 – шарикоподшипник радиальный однорядный (ШПРО), 0 в номере не пробивается;

1 – шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный (ШПРС);

2 – роликоподшипник радиальный однорядный (РПР);

3 – роликоподшипник радиальный сферический двухрядный (РПРС);

4 – роликоподшипник радиальный однорядный с длинными роликами;

5 – роликоподшипник радиальный однорядный с витыми роликами;

6 – шарикоподшипник радиально-упорный однорядный (ШРУО);

7 – роликоподшипник конический однорядный (РПКО);

8 – упорный шарикоподшипник однорядный (УШПО);

9 – упорный роликоподшипник однорядный (УРПО).

Конструктивные особенности обозначают пятая и шестая цифры справа, вводимые не для всех подшипников. Обозначают, например, угол контакта тел качения в радиально-упорных подшипниках, наличие стопорной канавки на наружном кольце, наличие встроенных уплотнений и т.д.

Возможны ***дополнительные условные обозначения*** подшипников и их отличительные признаки – буквы справа от цифрового номера, если сепараторы изготовлены из безоловянистой бронзы (В), чугуна (Г), дюраля (Д), пластмассы (Е), латуни (Л). Если подшипник изготовлен из теплостойкой стали, то Р1, Р2, Р3 и т.д. Буква Ю, если подшипник изготовлен из коррозионно-стойких материалов.

Класс точности подшипника указывается цифрой, отделенной через тире от основного цифрового обозначения, слева. При нормальном классе точности обозначение опускается.

ГОСТ 520-2002 устанавливает девять классов точности, обозначаемых в порядке возрастания: 8, 7, 0, 6Х, 6, 5, 4, Т, 2.

По требованиям уровня вибрации, волнистости, отклонений по круглости поверхности качения устанавливаются три категории: А, В, С.

Категория А включает классы точности 5, 4, Т, 2 и дополнительно устанавливает момент трения, угол контакта, осевое и радиальное биение.

Категория В включает классы точности 0, 6Х, 6, 5 и требования по моменту трения, углу контакта, осевому и радиальному биению.

Категория С включает 8, 7, 0, 6 классы точности, к ним не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и др.

Стандартом установлены поля допусков, наиболее распространенные в машиностроении, для среднего диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника L0, L6, L5, L4, L2 для классов точности 0, 6, 5, 4, 2.

Поля допусков для среднего наружного диаметра наружного кольца- ℓ0,ℓ6,ℓ5,ℓ4,ℓ2 по классам точности 0, 6, 5, 4, 2:

0 – нормальный класс точности (обозначения нет);

6 – повышенный класс точности;

5 – высокий класс точности;

4 – прецизионный класс точности;

2 – сверхпрецизионный класс точности.

Пример обозначения подшипников: **206** – цифра 2 означает – легкая серия; 06·5=30 – диаметр внутреннего кольца; класс точности 0 – не обозначается; подшипник роликовый **6 – 32 210Д1**: 6 – класс точности, 32 – внутреннее кольцо без буртов, 2 – средняя серия, 10·5=50 – диаметр внутреннего кольца, Д1 – материал сепаратора – дюраль.

Виды разрушений подшипников:

– усталостное поверхностное выкрашивание после длительного времени их работы;

– износ, при недостаточной защите от абразивных частиц;

– разрушение сепараторов, особенно в быстроходных подшипниках;

– раскалывание колец и тел качения связано с ударными и вибрационными перегрузками, неправильным монтажом, вызывающим перекос колец, заклинивание;

– остаточные деформации (бринелирование) на беговых дорожках в виде лунок, вмятин.

7.2 Расчет подшипников по динамической грузоподъемности

Цель расчета – подобрать подшипники для валов, проверить их долговечность, степень надежности, спроектировать опорные конструкции.

Исходные данные для расчета берутся из предыдущих разделов: радиальные нагрузки F_{r1} и F_{r2} на первой и второй опорах, суммарная осевая нагрузка $F_{a\sum}$ на валу, частота вращения n, мин.$^{-1}$ вала, диаметр d вала, расстояние ℓ между опорами, температура нагрева t^0 С.

Порядок проектирования подшипниковых узлов следующий.

7.2.1 Выбор типа подшипников

Можно выбрать подшипник по конструктивным соображениям или по рекомендациям в зависимости от отношения $F_{a\sum}/F_{rmax}$ (таблица 33). По этому признаку подходят несколько типов подшипников, можно начинать с шарикоподшипника радиального (ШПРО). Выписываются значения динамической грузоподъемности С и статической C_0 грузоподъемности.

Динамическая грузоподъемность С – эта нагрузка, которую не менее, чем 90% из группы идентичных подшипников с неподвижным наружным кольцом выдержат в течение 1 млн оборотов внутреннего кольца без появления признаков усталости.

Статическая грузоподъемность C_0 – это такая нагрузка, при которой остаточная пластическая деформация тел качения или колец в наиболее нагруженной точке контакта не превышает 0,0001 диаметра тела качения.

Таблица 33 – Рекомендации по выбору подшипников

Тип подшипника	$\frac{F_a}{F_r}=0$	$0<\frac{F_a}{F_r}\leq 0{,}35$	$0{,}35<\frac{F_a}{F_r}\leq 1$	$1<\frac{F_a}{F_r}\leq 2{,}5$	$\frac{F_a}{F_r}>2{,}5$
Шариковый радиальный однорядный	X	X	–	–	–
Роликоподшипник конический однорядный типа 7000	X	X	X	X	X
Роликоподшипник конический однорядный типа 27000	–	X	X	X	X
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный типа 36200	–	X	X	X	–
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный типа 46000	–	–	X	X	X
Шарикоподшипник радиально-упорный однорядный типа 66400	–	–	–	X	X
Роликоподшипник радиальный однорядный	X	–	–	–	–
Шарикоподшипник радиальный сферический	X	X	–	–	–
Роликоподшипник радиальный сферический	X	X	–	–	–
Упорный шарикоподшипник однорядный	–	–	–	–	X
Упорный шарикоподшипник двухрядный	–	–	–	–	X
Быстроходный шарикоподшипник радиально-упорный типа 176000	X	X	X	X	X
Шарикоподшипник радиально-упорный типа 126000	X	X	X	X	X
Быстроходный шарикоподшипник радиально-упорный типа 116000	X	X	X	X	X

В зависимости от соотношения нагрузок принимается схема подшипниковых узлов: схема с фиксирующей и плавающей опорами, схема «враспор», схема «врастяжку» (рисунок 29).

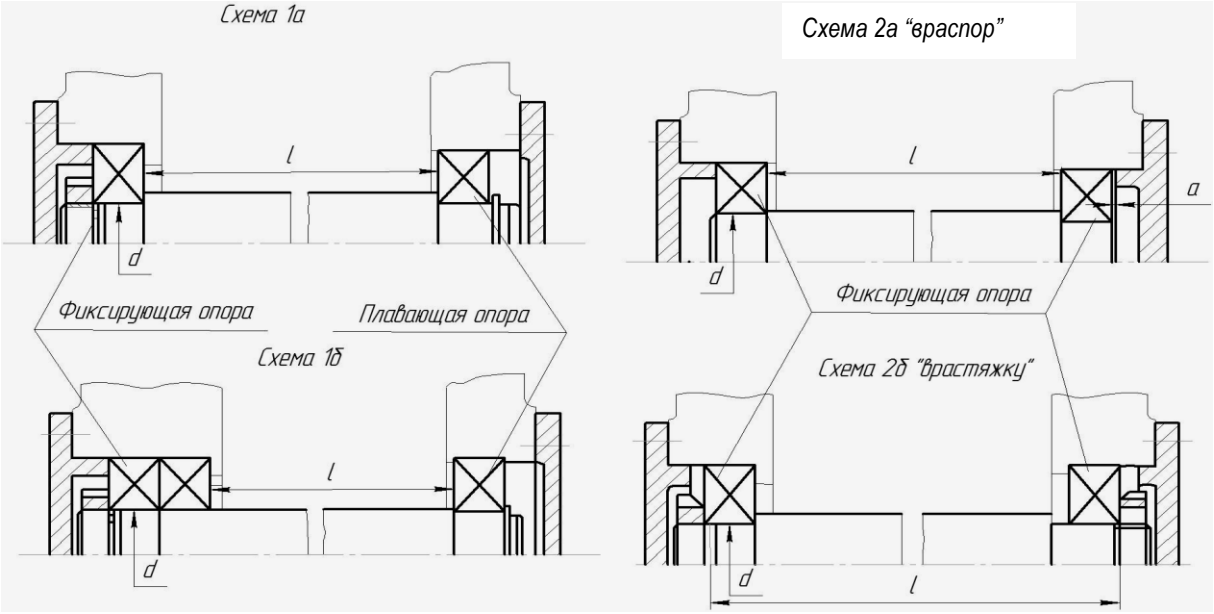


Рисунок 29 – Схемы подшипниковых узлов

Схема 1а предусматривает фиксацию подшипника в одной из опор, в другой опоре наружное кольцо может перемещаться в корпусе при температурном изменении длины вала.

Фиксирующая опора может выполняться одним радиальным подшипником (схема 1а) или двумя (схема 1б) однорядными радиальными или радиально-упорными подшипниками. В плавающей опоре применяют радиальные подшипники. Фиксирующая опора воспринимает радиальную и всю осевую нагрузки, плавающая – только радиальную.

Схему **1а** широко применяют в коробках передач, редукторах и других передачах, схему **1б** применяют в цилиндрических, конических и червячных передачах. Обе схемы применяют при любом расстоянии **ℓ** между опорами вала. Если конец вала соединяется с муфтой, то фиксирующую опору ставят на опоре, расположенной ближе к муфте.

Установка «враспор» (схема 2а) не требует закрепительных гаек на валу, рекомендуется при расстоянии ℓ между опорами не более 350 мм. Зазоры регулируются прокладками между крышками и корпусом, для теплового расширения вала с одной из сторон устанавливается зазор 0,2…0,5 мм. Вал между опорами работает на сжатие.

Установка «врастяжку» изображена на схеме 2б, при тепловом удлинении вала осевой зазор в подшипниках увеличивается, уменьшая тем самым вероятность защемления тел качения. Участок вала между опорами испытывает напряжение растяжения. Рекомендуется при длине ℓ между опорами, равное (10…12)d вала.

7.2.2 Определение эквивалентных нагрузок на опорах вала и ресурса работы

Так как на опорах вала действуют радиальные нагрузки F_{r1}, F_{r2} (реакция в опорах R_A и R_B, формула (6.2а)) и осевые F_{a1} и F_{a2}, необходимо определить эквивалентную нагрузку на опорах.

Эквивалентная нагрузка P_1 и P_2 на опорах подшипников определяется по формуле [11]:

$$P_i = (XVF_{ri} + YF_{ai})\, K_Б\, K_T\,, \qquad (7.1)$$

где X и Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок;

V – коэффициент вращения (при вращении внутреннего кольца V=1, при вращении наружного кольца V=1,2);

F_{ri} – радиальная нагрузка на первой или второй опорах, Н;

F_{ai} – осевая нагрузка на первой или второй опорах, Н;

$К_Б$ – коэффициент безопасности, принимается по рекомендациям в зависимости от характера нагрузки ($К_Б$=1…3);

$К_Т$ – температурный коэффициент ($К_Т$=1 при $t \leq 105^o$ С и $К_Т$=(108·0,4t)/150 при t= (105…250°) С).

Как определяются коэффициенты Х и У?

Для шариковых подшипников радиальных однорядных (ШПРО) определяется отношение суммарной осевой нагрузки к статической грузоподъемности подшипника ($F_{a\Sigma}/C_o$) и по таблице 34, по указанному отношению определяется ***е***, затем определяется отношение F_a/VF_{ri} и сравнивается с ***е*** и в соответствии с соотношениями [11]

$$\frac{F_a}{VF_{ri}} \le e \quad , \frac{F_a}{VF_{ri}} \ge e \quad , \qquad (7.2)$$

определяются коэффициенты Х и У.

Для радиальных подшипников однорядных $F_{a\Sigma}=F_{a1}$ или $F_{a\Sigma}=F_{a2}$.

Для конических и шариковых радиально-упорных (ШРУО) с углом $\alpha=12^0$ – тип 36000 коэффициенты $\mathbf{e_1}$ и $\mathbf{e_2}$ **о**пределяются по формуле [11]:

$$\lg e_i = \frac{\lg(\frac{F_r}{C_o}) - 1,44}{4,73}\,. \qquad (7.3)$$

Затем определяются осевые составляющие $\mathbf{F_{a1}}$ **и** $\mathbf{F_{a2}}$ на опорах подшипников из условия

$$\mathbf{F_{a1} \ge S_1 = e_1 F_{r1}} \;\; \textbf{и} \;\; \mathbf{F_{a2} \ge S_2 = e_2 F_{r2}},$$

где $\mathbf{F_{a1}}$ и $\mathbf{F_{a2}}$ – осевые силы, создаваемые крышками для предотвращения сдвигания наружных колец подшипника, Н;

$\mathbf{S_1}$ и $\mathbf{S_2}$ – составляющие от реакции подшипника (рисунок 30), стремящиеся сдвинуть наружные кольца относительно тел качения, Н;

$\mathbf{e_1}$ и $\mathbf{e_2}$ – коэффициенты распределения осевой нагрузки (осевого нагружения).

Таблица 34 – Данные для определения коэффициентов X и У

Тип подшипника	α^o, град.	F_a/C_o	$(F_a/VF_r)\le e$		$(F_a/VF_r)\ge e$		e
			X	У	X	У	
Радиальный шариковый однорядный (ШПРО)	0	0,014 0,028 0,056 0,084 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	1	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
Радиально-упорный шариковый однорядный (ШРУО)	12	0,014 0,029 0,057 0,086 0,110 0,170 0,290 0,430 0,570	1	0	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,14 1,01 1,00	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
	26	–	1	0	0,41	0,87	0,68
	36	–	1	0	0,37	0,66	0,95
РПКО	$10–18^0$	–	1	0	0,4	0,4ctgα	1,5tgα
РПРС	$9–13^0$	–	1	0,45ctgα	0,67	0,67ctgα	1,5tgα
ШПРС	$0–13^0$	–	1	3,65*	0,65	5,63*	0,17

*Даны средние значения для подшипников типа 1000, более подробно см. в каталоге на ШПРС.

РПКО – роликоподшипник конический однорядный, **РПРС** – роликоподшипник радиальный сферический двухрядный, **ШПРС** – шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный

Расчетные осевые нагрузки определяются в зависимости от сил F_{r1}, F_{r2} и $F_{a\Sigma}$ и способа осевой фиксации: «враспор» или «врастяжку».

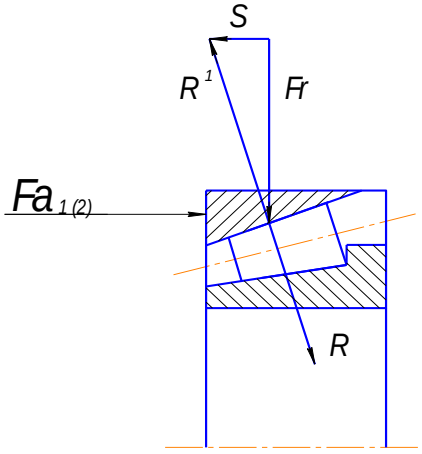


Рисунок 30 – Схема сил

Определяются значения сил **F_{a1} и F_{a2}** из условия нераздвигания наружных колец подшипников, а это будет при **$F_{a1}\ge S_1$ и $F_{a2}\ge S_2$.**

Значения сил **F_{a1}** и **F_{a2}** определяются из условия равновесия всех осевых сил на ось X вала (условие равновесия сил, раздел статика, теоретическая механика), т.е.

$$\mathbf{F_{a1} - F_{a2} - F_{a\Sigma}=0.}$$

Знак при суммарной осевой силе $\mathbf{F_{a\Sigma}}$ зависит от направления этой силы относительно направления координатной оси X (может быть и плюс и минус).

В общем случае $\mathbf{F_{a1}}$ не равна $\mathbf{F_{a2}}$**,** поэтому решается уравнение относительно силы $\mathbf{F_{a1}}$**,** затем **и** $\mathbf{F_{a2}}$ по условию нераздвигания колец **(**$\mathbf{F_{a1(2)}=S_{1(2)}}$**)**, для чего сначала принимается $\mathbf{F_{a1}=S_1}$**,** подставляется в уравнение $\mathbf{F_{a1} - F_{a2} - F_{a\Sigma}=0}$ и определяется $\mathbf{F_{a2}=S_1 - F_{a\Sigma}}$**.**

Если $\mathbf{F_{a2}=S_1 - F_{a\Sigma}\geq S_2}$**,** то условие соблюдено.

Если $\mathbf{F_{a2}=S_1 - F_{a\Sigma}<S_2}$**,** то выполняется вторая подстановка $\mathbf{F_{a2}=S_2}$ и из уравнения $\mathbf{F_{a1} - S_2 - F_{a\Sigma}=0}$ определяется $\mathbf{F_{a1} = S_2 + F_{a\Sigma}}$**,** при этом должно быть условие $\mathbf{F_{a1}\geq S_1}$**.**

После определения осевых сил $\mathbf{F_{a1}}$ и $\mathbf{F_{a2}}$ находится отношение $\mathbf{F_{a1}/VF_{r1}}$ и сравнивается с коэффициентом **e**, определяются коэффициенты X и У для первой опоры по таблице 34. То же самое проделывается со второй опорой, т.е. находится отношение $\mathbf{F_{a2}/VF_{r2}}$, сравнивается с коэффициентом е и определяются коэффициенты X и У для второй опоры.

Далее определяется эквивалентная нагрузка на каждой из опор по формуле [11]:

$$P_i = (XVF_{ri} + YF_{ai})\, K_Б\, K_T\,,$$

и по большему значению ведется дальнейший расчет подшипникового узла.

Если задана циклограмма нагрузок, то эквивалентная нагрузка будет определяться

$$P_{1,2} = P_{(1,2)}\sqrt[3]{y_1^3 x_1 + y_2^3 x_2 + y_3^3 x_3}\ , \qquad (7.4)$$

где x и y – значения по оси x и y составляющих циклограммы.

Определяется долговечность с 90% степенью надежности по формуле [11]:

$$L_{h90} = \frac{10^6}{60n}\left(\frac{C}{P_i}\right)^P\ , \qquad (7.5)$$

где L_{h90} – ресурс подшипника, час.;

n – частота вращения вала, мин.$^{-1}$;

C – динамическая грузоподъемность, Н;

P_i – эквивалентная нагрузка на подшипник, Н;

P – показатель степени (p=3 для шарикоподшипников, p=10/3 для роликоподшипников).

Определяется коэффициент $\mathbf{a_1}$ надежности подшипника по формуле [11]:

$$a_1 = \frac{L_{hs}}{L_{h90} a_2 a_3}\ , \qquad (7.6)$$

где L_{hs} – заданный ресурс подшипника, час.;

L_{h90} – ресурс подшипника, час. (номинальная долговечность с 90% степенью надежности);

a_2 – коэффициент материала, учитывающий его структуру, чистоту и твердость;

a_3 – коэффициент режима смазки.

Для подшипников общего машиностроения величины коэффициентов a_2 и a_3 принимаются [1]:

– для шарикоподшипников (кроме сферических) a_2=0,9; a_3=0,9;
– для роликоподшипников цилиндрических и ШПРС a_2=0,8; a_3=0,8;
– для роликоподшипников конических a_2=0,8; a_3=0,9;
– для РПРС a_2=0,6; a_3=0,7.

Заданный ресурс L_{hs} зависит от типа машины и особенностей работы узла, для которого подбирается подшипник. Для общего машиностроения величина L_{hs} приведены в таблице 35.

Для курсового проектирования L_{hs} можно принимать (10000…15000) ч, т.е. ресурс подшипника должен быть не менее срока службы зубчатых передач.

Коэффициент надежности можно определить и по другой формуле [11]:

$$a_1 = \left(\frac{\lg S}{\lg 0,9} \right)^{1/K}, \qquad (7.7)$$

где S – вероятность безотказной работы подшипника;

К – коэффициент (К=1,1 – для шарикоподшипников; К=1,5 – для роликоподшипников).

Таблица 35 – Ресурс работы подшипников

Машины, оборудование и условия их эксплуатации	L_{hs} , час.
Машины для кратковременной или периодической работы: бытовое оборудование, строительные или монтажные краны и машины, тракторы	3000…8000
Машины того же назначения, что и в первом случае, но с повышенными требованиями к надежности: подъемники и краны для штучных грузов, автомобили, сельхозтехника	8000…12000
Машины для односменной работы, эксплуатируемые не всегда с полной нагрузкой: редукторы, авиадвигатели	10000…25000
Машины для односменной работы, работающие с полной нагрузкой: станки, печатные и текстильные машины, воздуходувки	20000…30000
Машины для круглосуточной работы: приводы прокатного оборудования, компрессоры, энергетическое оборудование	40000…50000
Наиболее ответственные круглосуточно эксплуатируемые машины и агрегаты: трубопрокатные станы, приводы судового оборудования, энергетические машины, шахтные насосы и оборудование	60000…100000

Определяется степень надежности (вероятность безотказной работы) по формуле:

$$S = 0,9^{(a_1^K)}. \tag{7.8}$$

Вероятность S должна быть больше 0,9.

7.2.3 Посадки подшипников качения

Допуски и посадки подшипников качения необходимо знать и использовать при выполнении сборочного чертежа и чертежа деталей валов. Допуски и посадки определены ГОСТ 3325-85 «Подшипники качения. Поля допусков и технические требования к посадочным поверхностям валов и корпусов. Посадки».

ГОСТ 520-2002 устанавливает девять классов точности, обозначаемых в порядке возрастания: 8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, T, 2. По требованиям уровня вибрации, волнистости, отклонений по круглости поверхности качения устанавливаются три категории: A, B, C.

Категория A включает классы точности 5, 4, T, 2 и дополнительно устанавливает момент трения, угол контакта, осевое и радиальное биение.

Категория B включает классы точности 0, 6X, 6, 5 и требования по моменту трения, углу контакта, осевому и радиальному биению.

Категория C включает 8, 7, 0, 6 классы точности, к ним не предъявляются требования по уровню вибрации, моменту трения и др.

Стандартом установлены поля допусков, наиболее распространенные в машиностроении, для среднего диаметра отверстия внутреннего кольца подшипника L0, L6, L5, L4, L2 для классов точности 0, 6, 5, 4, 2. Поля допусков для среднего наружного диаметра наружного кольца – ℓ0, ℓ6, ℓ5, ℓ4, ℓ2 по классам точности 0, 6, 5, 4, 2.

На рисунке 31 показаны поля допусков колец подшипников при 9 классах точности.

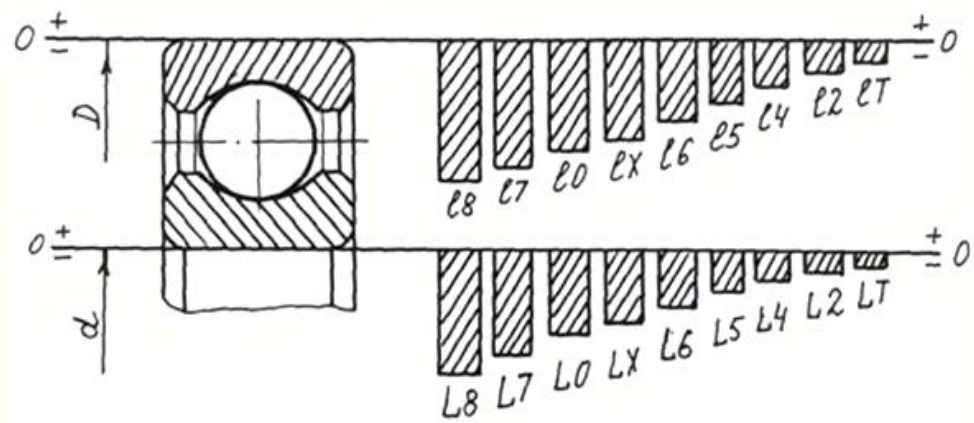


Рисунок 31 – Поля допусков колец подшипников

Поле допуска диаметра наружного кольца расположено в тело кольца, т.е. верхнее отклонение диаметра равно нулю, а нижнее – в тело, в минус.

Диаметр отверстия внутреннего кольца имеет особое расположение поле допуска «в минус», т.е. диаметр внутреннего кольца всегда меньше номинального значения, это приводит к тому, что сочетание с ним полей допуска **k6, m6, n6** диаметра вала образует посадки с гарантированным натягом.

Если вращается внутреннее кольцо (вал), то оно устанавливается по посадке с натягом, а не вращающееся наружное кольцо – по посадке с зазором или переходной.

Некоторые сведения о поле допуска отверстия корпуса и поле допуска вала, с которыми соединяются кольца подшипника качения, показаны на рисунке 32. Приведены случаи, когда вращается наружное кольцо (корпус) и когда вращается вал.

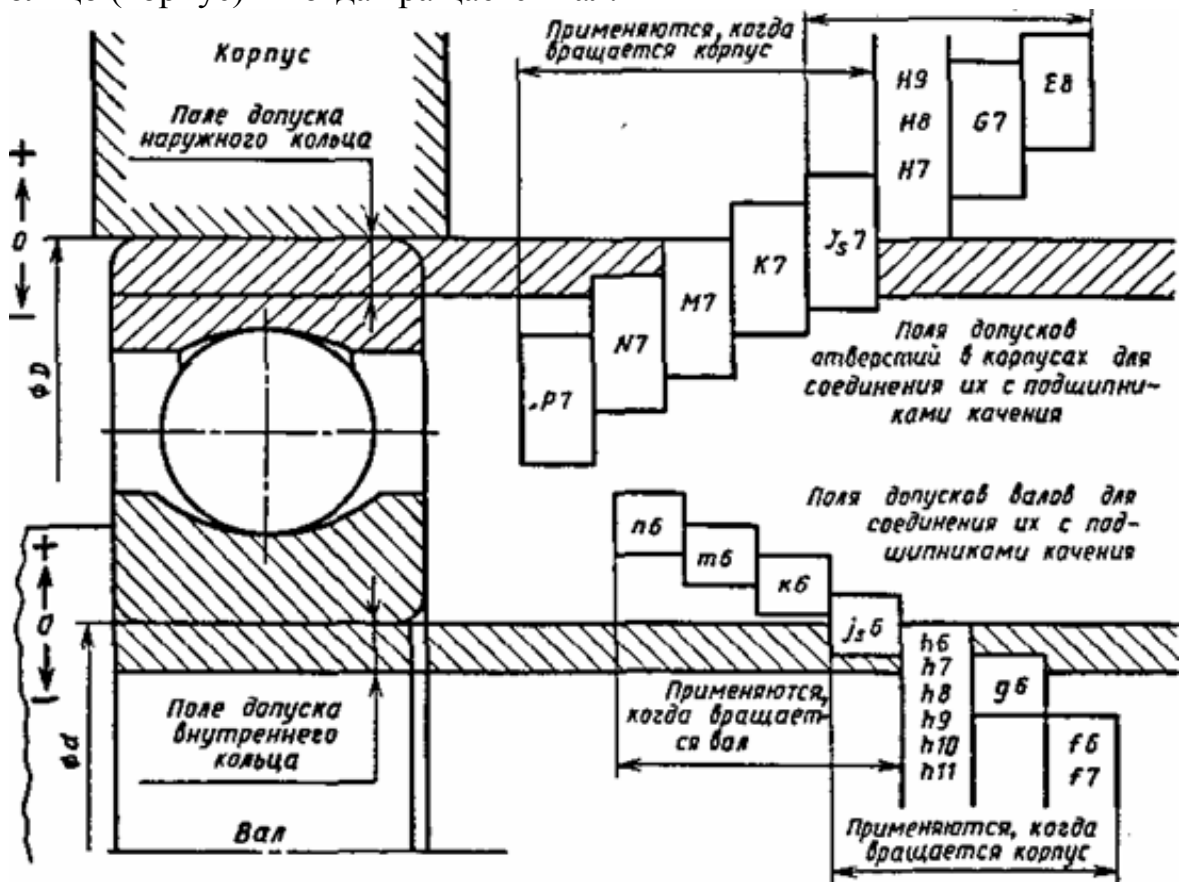


Рисунок 32 – Поля допусков отверстия корпуса и вала

Практические рекомендации по применению посадок подшипников в корпус и на вал при мощности > 50 кВт и частоте вращения n<500 мин.$^{-1}$ – наружное кольцо в корпус по **к7**, внутреннее кольцо на вал по **n6**. При мощности >50 кВт и частоте вращения n=500…5000 мин.$^{-1}$ – наружное кольцо в корпус по **H7**, внутреннее кольцо на вал – по **m6**.

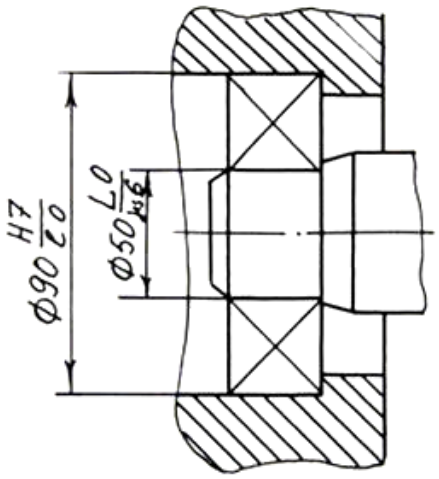


Рисунок 33 – Обозначение посадок подшипника

При средних нагрузках (мощность <50 кВт и частоте вращения n<10000 мин.$^{-1}$) наружное кольцо – по **H7**, внутреннее – по **к6**.

Основная степень точности подшипников в машиностроении 0. Обозначение на чертеже посадок в корпус и на вал показано на рисунке 33. Посадка в корпус ø90H7/ℓ0 – обрабатывается диаметр отверстия корпуса. Посадка на вал ø50L0/js6 – обрабатывается диаметр вала.

8 ПРОЕКТИРОВАНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

Корпус редуктора служит для размещения деталей передачи, защиты их от загрязнения, обеспечения системы смазки, а также восприятия сил, возникающих в зацеплении редукторной пары, подшипниках, открытой передаче.

Корпус должен быть достаточно жестким, чтобы не было его деформации и перекоса валов, что негативно скажется на равномерности распределения нагрузки по длине зубьев и вызовет преждевременный износ деталей.

В проектируемых одноступенчатых редукторах принята в основном конструкция разъемного корпуса, состоящего из крышки и основания.

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

Форма корпуса определяется в основном технологическими, эксплуатационными и эстетическими требованиями с учетом его прочности и жесткости. Этим требованиям удовлетворяют корпуса прямоугольной формы с гладкими наружными стенками без выступающих конструктивных элементов: подшипниковые бобышки и ребра внутри; стяжные болты только по продольной стороне корпуса в нишах; крышки подшипниковых узлов преимущественно врезные; фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса.

Габаритные (наружные) размеры корпуса определяются размерами, расположенными в корпусе редукторной передачи и кинематической схемой редуктора. При этом вертикальные стенки редуктора перпенди-

кулярны основанию, верхняя плоскость крышки корпуса параллельна основанию, зубчатая передача вписывается в параллелепипед. Поэтому конструирование зубчатой передачи, валов и подшипниковых узлов, размеры которых предварительно определены в эскизном проекте выполняются во взаимосвязи с конструированием корпуса.

В малонагруженных редукторах толщина стенок крышки и основания корпуса принимаются одинаковыми.

Внутренний контур стенок корпуса очерчивают по всему периметру корпуса с учетом зазоров между контуром и вращающимися деталями. Особое внимание уделяют фланцевым соединениям, которые воспринимают нагрузки от зубчатой передачи.

На рисунке 34 приведен пример конструктивного оформления корпуса одноступенчатого редуктора, изготовленного литьем.

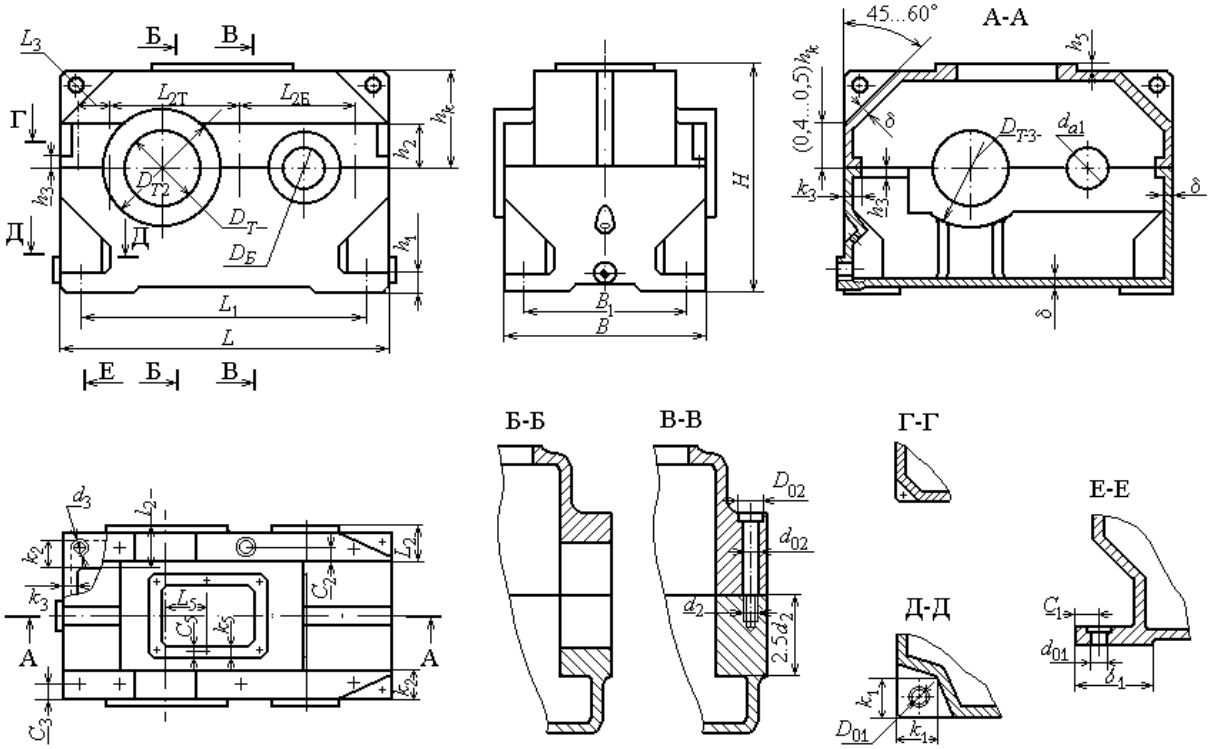


Рисунок 34 – Корпус редуктора с элементами

Ориентировочные размеры элементов корпуса из чугунного литья назначаются по рекомендациям. Толщина стенки **δ** корпуса и крышки двухступенчатого редуктора принимается **δ =(0,02a +1)** мм (а – межосевое расстояние); толщина верхнего и нижнего пояса фланца корпуса берется **1,5 δ;** толщина ребер жесткости **=(0,85…1,0) δ**; диаметр фундаментных болтов $\mathbf{d_{01}=(0,03a+12)}$ мм; диаметр болтов, соединяющих крышку с основанием корпуса $\mathbf{d_{02}=(0,5…0,6)d_{01}}$, крепящих смотровую крышку $\mathbf{(0,3…0,4)d_{01}}$.

Толщина стенки **δ** принимается равной 8, 10, 12 мм (большее ближайшее число).

Здесь необходимо отметить некоторые особенности изготовления корпуса редуктора и, соответственно, крышки корпуса.

В первую очередь обрабатывают стыковочную поверхность (плоскость разъема) корпуса с шероховатостью R_a 3,2 мкм, о чем делается запись на чертеже, то же самое относится и к стыковочной поверхности крышки корпуса. Кроме шероховатости на плоскости разъема указывается допуск плоскостности 0,02 мм, заданный в габаритных размерах плоскости разъема, так как цифры, ограничивающей распространение этого допуска на часть плоскости нет в обозначении. Контроль плоскостности производится с помощью контрольной плиты, при этом наибольшее расстояние точек обработанной плоскости разъема в габаритных размерах этой плоскости не должно превышать 0,02 мм.

Затем крышка и корпус крепко стягиваются болтами и в собранном виде на фланцах просверливают и развертывают на противоположных сторонах 2 конических отверстия под штифты. Это делается для гарантированной фиксации крышки и корпуса при последующей обработке посадочных отверстий под подшипники качения и для сборки редуктора. На чертеже указано об этом в технических требованиях.

В собранном виде крышки и корпуса (как одна деталь) растачивают посадочные отверстия под подшипники качения (отмечено и в технических требованиях), отверстия диаметрами $\mathbf{D_T}$ и $\mathbf{D_Б}$, соблюдая требования на шероховатость R_a=3,2 мкм, соосность отверстий относительно общей оси 0,005 мм, цилиндричность – 0,009 мм, перпендикулярность торцевых поверхностей – 0,045 мм.

Соблюдение этих требований необходимо для нормальной работы подшипников валов и зубчатых колес, закрепленных на валах.

После расточки посадочных отверстий под подшипники крышку отделяют от корпуса и обрабатывают остальные элементы корпуса в соответствии с чертежом.

Прокладки в плоскости разъема при сборке не ставят, так как при этом нарушается посадка подшипников в корпус. Для облегчения снятия крышки на ее поясе часто устанавливают два отжимных болта.

На чертеже указаны элементы корпуса для обслуживания редуктора: установочные размеры отверстий для крепления редуктора к раме, отверстия для захвата редуктора при подъеме, отверстия для масляного щупа и слива масла и т.д.

После расточки гнезд под подшипники, крышку снимают, внутреннюю и внешнюю поверхность обрабатывают от заусенцев, неровностей, грунтуют и производят покраску корпуса внутри и снаружи.

Таким образом, корпус редуктора готов для сборки редуктора.

9 ПРОЕКТИРОВАНИЕ СВАРНЫХ И ЛИТЫХ РАМ

Сварные рамы или литые плиты предназначены для установки на них электродвигателя с редуктором и других элементов, а также крепления рамы привода к опорной части устройства (фундаменту, металлоконструкции устройства и т.п.).

Соединяемые элементы (электродвигатель, редуктор, ременная передача, открытая передача) должны располагаться на раме с возможностью регулировки их относительного положения: соосности и перекоса соединяемых валов электродвигателя и редуктора, расположения шкивов (звездочек) ременной или цепной передач в одной плоскости, возможности натяжения ремня или цепи, регулировки открытой передачи.

В каких случаях изготавливают сварную или литую рамы?

При единичном и мелкосерийном производстве, а также в отсутствии литейного оборудования, изготавливают сварную раму из листового и профильного проката (швеллеры, двутавры, тавры, уголки и т.п.).

При серийном выпуске экономически выгодно плиты изготавливать в виде отливок из серого чугуна.

Конструкция и габариты рамы зависит от типа и размеров редуктора и электродвигателя.

Сначала вычерчивают фронтальную проекцию привода, начиная с муфты в разрезе. С одной полумуфтой соединяют вал электродвигателя, а с другой – вал редуктора. Особое внимание надо обратить на расстояние между торцами полумуфт, который, например, для упругой втулочно-пальцевой муфты (МУВП) равен 3…5 мм. Для других типов муфт в справочниках приводится свой размер зазора.

Зазор необходим для возможного относительного движения полумуфт при компенсации несоосности валов и перекосе. Если зазора не будет, то муфта будет работать как жесткая, и будет догружать подшипники валов нагрузкой от несоосности и перекоса, создавать вибрационные колебания привода, станины и опорной части и снижать ресурс подшипников, валов и других элементов привода.

Если зазор будет большим, то пальцы муфты будут передавать момент частью их длины, что приведет к увеличению изгибающего момента и к уменьшению их усталостной прочности и к ускоренному разрушению.

Затем к муфте в масштабе подрисовывают контуры электродвигателя и редуктора. Из чертежа определяется разность высот опорных поверхностей рамы (разность опорных поверхностей электродвигателя и редуктора).

Под главным видом (если позволяет масштаб) размещают вид сверху, вид сверху можно располагать и на другом листе. На виде сверху

проводят осевые линии вала электродвигателя и соосно расположенного с ним входного вала редуктора. Затем изображают координаты отверстий в лапах электродвигателя и редуктора, последние берут из каталога электродвигателей и чертежа спроектированного редуктора.

Для опорных поверхностей электродвигателя и редуктора на раме размещают платики в виде пластин, размеры которых определяют по размерам опорных поверхностей присоединяемых деталей с припуском 5…10 мм.

После этого определяют основные размеры рамы в плане, ширину и длину, а также высоту **H**, равную приближенно 0,09…0,11 длины рамы.

По величине H подбирают больший ближайший размер профиля, например, швеллера. Верхнюю полку швеллера обычно используют для размещения и крепления электродвигателя и редуктора, а нижнюю – для соединения рамы привода с опорной частью устройства (фундаментом и т.п.).

При этом ширина полки должна быть достаточной для размещения на ней крепежных деталей. Ширина полки связана с диаметром болта соотношением

$$b = 2{,}25d + (10\ldots12) \text{ мм},$$

где b – ширина полки швеллера, мм; d – диаметр болта, мм.

Если электродвигатель соединен с редуктором ременной передачей, то соблюдать расположение оси вала электродвигателя и редуктора на одной высоте не обязательно. В этом случае определение габаритов рамы целесообразно начинать с вычерчивания вида сверху.

Изображается контур электродвигателя, намечаются точки его крепления и к валу подрисовывается ведущий шкив ременной передачи, размеры шкива берутся из расчета ременной передачи.

Затем на межосевом расстоянии для горизонтальной передачи или горизонтальной проекции для передачи под углом, проводится ось входного вала редуктора. Вычерчивается ведомый шкив так, чтобы его торец и торец ведущего шкива находились в одной вертикальной плоскости. Далее вычерчивается входной вал и контуры редуктора, размеры которого берутся со сборочного чертежа. После этого вычерчиваются контуры рамы и определяются размеры длины, ширины и высоты. Затем над видом сверху изображается фронтальная проекция привода.

Изготавливают рамы (плиты) литьем из серого чугуна марок СЧ-12 и Сч-32. Основные размеры плиты (длина, ширина, высота, разность высот опорных поверхностей) для приводов, у которых вал электродвигателя соединен с валом редуктора муфтой, определяются так же, как и при конструировании сварной рамы. Толщину стенки δ плиты, отвечающую требованиям технологии литья и необходимой жесткости

плиты, рекомендуется определять по таблице 36 в зависимости от параметра N.

Таблица 36 – Рекомендуемая толщина стенки

N, м	0,75	1,0	1,5	1,8
δ, мм	8	10	12	14

Параметр N определяется по выражению:

$$N= (2L+B+H)/3,$$

где L – длина плиты, м;

B – ширина плиты, м;

H – высота плиты, м.

Опорная поверхность плиты имеет по периметру фланец шириной (2,5…3,5) δ и толщиной 1,5 δ (δ – толщина стенки).

Крепление электродвигателя и редуктора к плите обычно осуществляется шпильками, толщина стенки под шпильками усиливается приливами.

10 МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ СБОРОЧНЫХ ЧЕРТЕЖЕЙ

Прежде чем приступить к выполнению сборочного чертежа редуктора, рамы и привода, необходимо внимательно ознакомиться с ГОСТ 2.109-73 «Основные требования к чертежам», без осмысливания положений ГОСТа начинать графические работы - пустая трата времени. Кроме этого, в процессе выполнения проекта потребуются знания и соблюдение требований стандартов ЕСКД – Общие правила выполнения чертежей, начиная с ГОСТ 2.301-68 и заканчивая ГОСТ 2.320-82 [39].

Сборочный чертеж – это документ, содержащий изображение изделия и другие данные, необходимые для сборки, контроля сборки и изготовления (в случае отсутствия чертежей соединяемых непокупных изделий).

Сборочный чертеж должен содержать необходимые сведения для осуществления прогрессивной технологии сборки и производства спроектированного изделия. Достигается это посредством применения разрезов и сечений (особенно необходимых в местах соединений деталей и сборочных единиц), дополнительных видов, разрезов и сечений, а в некоторых случаях и схем, указаний по требованию сборки (в виде условных обозначений на чертеже по ГОСТ 2.308-79 или в виде технических требований по ГОСТ 2.316-68 – более предпочтительнее).

В соответствии с ГОСТ 2.109-73 сборочный чертеж должен содержать:

а) изображение сборочной единицы, дающее представление о расположении и взаимной связи составных частей, соединяемых по данному чертежу, и обеспечивающее возможность осуществления сборки (изготовления) и контроля сборочной единицы.

Допускается на сборочных чертежах помещать дополнительные схематические изображения соединения и расположения составных частей изделия;

б) размеры, предельные отклонения и другие параметры и требования, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу.

Допускается указывать в качестве справочных размеры деталей, определяющие характер сопряжения;

в) указания о характере сопряжения и методах его осуществления, если точность сопряжения обеспечивается не заданными предельными отклонениями размеров, а подбором, пригонкой и т.п., а также указания о выполнении неразъемных соединений (сварных, паяных и др.);

г) номера позиций составных частей входящих в изделие и собираемых по данному чертежу;

д) габаритные размеры изделия;

е) установочные, присоединительные и другие необходимые справочные размеры;

ж) техническую характеристику изделия (при необходимости);

з) координаты центра масс (при необходимости).

Допускается на разрезах изображать нерассеченными составные части изделий, на которые оформлены самостоятельные сборочные чертежи, а также вычерчивать только контурное очертание составных частей изделий, которые широко применяют в производстве (типовые, покупные).

На сборочном чертеже допускается не показывать:

а) фаски, скругления, проточки, углубления, выступы, накатки, насечки, оплетки и другие мелкие элементы;

б) зазоры между стержнем и отверстием;

в) крышки, щиты, кожухи, перегородки и т.п., если необходимо показать закрытые ими составные части изделия. При этом над изображением делают соответствующую надпись, например: «Кожух поз.5 не показан»;

г) видимые составные части изделий или их элементы, расположенные за сеткой, а также частично закрытые впереди расположенными составными частями;

д) надписи на табличках, фирменных планках, шкалах и других подобных деталях, изображая только их контур.

Крепежные детали изображают также упрощенно, согласно ГОСТ 2.315-68 «Изображения упрощенные и условные крепежных деталей».

Содержание технических требований и правила их оформления выполняются в соответствии с ГОСТ 2.316-68.

Технические требования излагают, группируя вместе однородные и близкие по своему характеру требования, по возможности, в следующей последовательности:

а) размеры, предельные отклонения размеров, формы взаимного расположения поверхностей, массы и т.п.;

б) требования к качеству поверхностей, указания об их отделке, покрытии;

в) зазоры, расположение отдельных элементов конструкции;

г) требования, предъявляемые к настройке и регулированию изделия;

д) другие требования к качеству изделий, например: бесшумность, виброустойчивость, самоторможение и т.д.;

е) условия и методы испытаний;

ж) указания о маркировании и клеймении;

з) правила транспортирования и хранения;

и) особые условия эксплуатации;

к) ссылки на другие документы, содержащие технические требования, распространяющиеся на данное изделие, но не приведенные на чертеже.

Пункты технических требований должны иметь сквозную нумерацию. Каждый пункт технических требований записывают с новой строки. Заголовок «Технические требования» не пишут, если нет технической характеристики изделия.

В случае если необходимо указать техническую характеристику изделия, ее размещают отдельно от технических требований с самостоятельной нумерацией пунктов на свободном поле чертежа под заголовком «Техническая характеристика». При этом над техническими требованиями помещают заголовок «Технические требования». Оба заголовка не подчеркивают.

Текстовую часть технических требований помещают над основной надписью, между текстовой частью и основной надписью не допускается помещать изображения, таблицы и т.п.

При выполнении сборочного чертежа на двух и более листах текстовую часть помещают только на первом листе независимо от того, на каких листах находятся изображения, к которым относятся указания, приведенные в текстовой части.

Для обозначения на чертежах изображений (видов, разрезов, сечений), поверхностей, размеров и других элементов изделия применяют прописные буквы русского алфавита, за исключением букв Й, О, Х, Ъ, Ы, Ь.

Буквенные обозначения присваивают в алфавитном порядке без повторения и, как правило, без пропусков, независимо от количества листов чертежа. Предпочтительно обозначать сначала изображения.

В случае недостатка букв применяют цифровую индексацию, например: А, $А_1$, $А_2$, Б-Б, $Б_1$-$Б_1$.

Размер шрифта буквенных обозначений должен быть больше размера цифр размерных чисел, применяемых на том же чертеже, приблизительно в два раза.

Если на чертеже отыскание дополнительных изображений затруднено вследствие большой насыщенности чертежа или выполнения его на двух и более листах, то дополнительные изображения отмечают с указанием номеров листов или обозначений зон, на которых эти изображения помещены.

При выполнении сборочного чертежа, как правило, используются дополнительные изображения, виды, разрезы, сечения, которые должны выполняться в соответствии с ГОСТ 2.305-68.

При этом следует обратить внимание на расположение разрезов фронтальной или профильной плоскостями. Этим изображениям, как правило, придают положение, соответствующее принятому для данного предмета на главном изображении чертежа.

Также необходимо сохранять положение, принятое для данного предмета на главном изображении, дополнительным видам и разрезам, не совпадающим с основными плоскостями проекций и расположенные в проекционной связи с соответствующим изображением. В этом случае положение видов и разрезов поворачивают и к обозначению вида добавляют графический знак ◯. При необходимости указывают угол поворота.

Следует обратить внимание на правильность использования линий в строгом соответствии с ГОСТ 2.303-68.

При выполнении чертежей возникает необходимость в показе пограничных деталей (обстановка), не относящихся к проектируемому изделию, например, фундамент, стена помещения и т.п. Все элементы обстановки следует выполнять тонкими сплошными линиями.

Крайние положения механизма или его элементов выполняют тонкими штрихпунктирными линиями с двумя точками.

Линии-выноски позиций и полки выполняют также тонкими линиями. Линию-выноску, пересекающую контур изображения следует заканчивать точкой. Линию-выноску, отводимую от линии видимого контура, изображенного основной линией, заканчивают стрелкой.

При выполнении сборочного чертежа необходимо обращать внимание на ряд существенных моментов, знание или незнание которых резко меняет смысл сборочного чертежа и выполнение тех или иных

действий по сборке и контролю сборки. Желательно придерживаться определенной последовательности работы по сборочным чертежам.

После выполнения сборочного чертежа в тонких линиях ***приступают к составлению и написанию технических требований к сборочным операциям***. На какие моменты и пункты здесь следует обратить внимание?

В требованиях на сборку редуктора должны быть указаны и соблюдены те условия, которые влияют на его работу и зависят от правильности сборки. В этом случае необходимо указать и средства, с помощью которых достигается то или иное условие сборки с обязательным перечислением номеров позиций деталей, элементов и т.д.

Например, осевой люфт в подшипниках входного вала 0,08…0,10 мм и выходного вала 0,11…0,12 мм обеспечить винтами поз. 12. Пятно контакта по длине зуба 60% ± 10%, по высоте зуба 70% ± 10% обеспечить прокладками поз. 19 и перестановкой прокладок поз. 31.

В сборочном чертеже привода при соединении вала электродвигателя с валом редуктора муфтой должно быть записано расположение валов относительно друг друга, т.е. допуск соосности и перекоса. Цифровые показатели будут зависеть от типа выбранной муфты, от ее компенсационной возможности – эти данные обычно приводятся в характеристике муфт. Так, например, глухая втулочная муфта вообще не имеет возможности компенсировать несоосность и перекос валов и требует очень точного и трудоемкого монтажа. Упругая втулочно-пальцевая муфта, в зависимости от ее типоразмера, может компенсировать несоосность в пределах 0,2…0,6 мм, а перекос до 1^0 30'. Большую возможность в этом плане имеет торовая муфта, компенсирующая несоосность до 5 мм, а перекос до 2^0.

Если в устройстве имеются передачи: ременная, цепная и т.п., то необходимо указывать на три существенных условия сборки – указание на величину натяжения цепи, ремня или ленты (в этом случае желательно показать схему, поясняющую натяжение), а также на расположение шкивов или звездочек в одной плоскости (в противном случае будет соскакивать ремень или цепь и ускоряться их износ) и на параллельность осей шкивов или звездочек.

Следует особо остановиться на размерах, характерных для сборочного чертежа. Это хотя и простой вопрос, но не совсем четко воспринимается и усваивается студентами.

В соответствии с ГОСТ 2.307-68 размеры делятся на исполнительные и справочные. Размеры, не подлежащие выполнению по данному чертежу и указываемые для большего удобства пользования чертежом, называются ***справочными***. Эти размеры на чертеже отмечают знаком $^{(*)}$, а в технических требованиях записывают: « $^{*)}$ Размеры для справок». Если же

все размеры на чертеже справочные, их знаком *) не отмечают, а в технических требованиях записывают «Размеры для справок».

Разобраться в размерах (исполнительный или справочный) весьма просто. Если по сборочному чертежу производится сборка деталей или сборочных единиц без дополнительной обработки (пригонка, сверление, нарезание резьбы, сварка и т.д.), т.е. детали и сборочные единицы были уже изготовлены и на эту сборку поступили естественно с выполненными размерами, то эти размеры будут справочными. К ним относятся установочные, присоединительные, габаритные, перенесенные с чертежей деталей и являющиеся суммой размеров нескольких деталей.

К размерам исполнительным (без звездочки) будут относиться те размеры, которые должны быть выполнены или проконтролированы по данному сборочному чертежу. Сюда, например, относятся: размеры между торцами полумуфт, размер отверстия штифта и координаты его для фиксации соединяемых деталей или сборочных единиц (электродвигатель и редуктор на раме), другие размеры для обязательного исполнения.

Какова цель разделения размеров на справочные и исполнительные? Поскольку чертеж изобилует множеством размеров, то при сборке изделия исполнителю необходимо сразу обратить внимание на те размеры, которые он должен выполнить или проконтролировать для нормальной работы изделия.

Если бы все размеры были без пометки звездочкой, то невозможно было бы определить нужные размеры для исполнения по данному сборочному чертежу. Очень простое и умное решение вопроса – размер со звездочкой не исполняется, без звездочки – выполняется.

Определенные трудности у студентов возникают и при разбивке изделия на составные части: сборочные единицы, детали, стандартные и прочие изделия, материалы.

При проектировании изделий, в том числе редуктора и привода, в их состав будут ***входить покупные изделия: стандартные и прочие, которые в спецификации входят в раздел стандартные и прочие. На эти изделия конструкторская документация не составляется.*** К стандартным изделиям относятся: болты, гайки, шайбы, подшипники качения, крышки подшипников, масленки, шпонки, клиновые ремни, муфты, электродвигатели и т.п.

К прочим относятся те изделия, на которые еще нет ГОСТа, но они выпускаются предприятиями по техническим условиям (ТУ), нормалям и т.д. и выставляются на продажу.

При составлении спецификации по эскизному варианту проекта все элементы изделия делят ***на две большие группы***: вышеназванные стандартные и прочие (***еще раз отметим, что на них конструкторская***

документация не составляется, эти изделия покупаются в торговых точках снабженцем) и вторая группа – ***сборочные единицы и детали***, которые никем не изготавливаются и их, естественно, купить нельзя. На эти изделия необходимо разработать рабочие чертежи (стоят дорого), найти завод, который по чертежам изготовит указанные изделия (тоже обойдется дорого).

Итак, исключая стандартные и прочие изделия, производят разбивку устройства в первую очередь на сборочные единицы, добиваясь простоты компоновочной схемы этих единиц. Разбивку на сборочные единицы производят для того, чтобы упростить и удешевить процесс сборки, как самой сборочной единицы, так и изделия в целом, повысить производительность сборки и качество изделий, облегчить обслуживание и ремонт.

Каждая из выделенных сборочных единиц должна представлять собой самостоятельное изделие, допускающее независимую сборку, контроль и испытание, при этом соединяться сборочная единица с другими элементами должна простейшими средствами: болтами, муфтами и т.п.

К деталям будут относиться те детали, которые не вошли ни в одну из выделенных сборочных единиц, но участвуют в процессе сборки сборочных единиц, стандартных и прочих изделий. В некоторых случаях деталей может и не быть, т.е. сборка осуществляется только сборочными единицами, стандартными и прочими изделиями.

Каждая выделенная сборочная единица, стандартные и прочие изделия, а также детали, непосредственно участвующие в сборке нумеруются в соответствии с номерами позиций, указанными в спецификации.

Таким образом, ***наличие на чертеже позиции указывает на причастность данного элемента к сборке.***

Следует напомнить, что позициями обозначены покупные изделия, сборочные единицы, детали, крепежные элементы и т.п. Хотя они и не равнозначны по составу (например, электродвигатель состоит из десятка деталей, а шпонка – всего кусочек металла), но являются участниками сборки на равных правах. При этом не надо забывать о том, что обозначенный позицией элемент сборки должен соединяться с другими элементами, обозначенными также номерами позиций. Соединение элементов необходимо показывать и где это необходимо указывать на контроль соединения.

Размер шрифта номеров позиций должен быть на один-два номера больше, чем размер шрифта, принятого для размерных чисел на том же чертеже.

Часто допускаются характерные ошибки по составу (смыслу) позиций, например, обозначают позицией одну деталь, находящуюся в

окружении других деталей, которые позициями не обозначены. В качестве примера такой ошибки можно привести обозначение номера позиции подшипника качения, а вал, крышка с винтами крепления позициями не обозначены. В данном случае подшипник находится как бы вне контакта с валом и крышкой, что противоречит смыслу. Здесь вал, крышка с винтами также должны быть обозначены номерами позиций, поскольку они являются участниками сборки и находятся в непосредственном контакте с подшипником.

Следует помнить о том, что выполняемый сборочный чертеж редуктора является и исходной информацией (базой) для дальнейшей конструкторской работы – выполнению рабочих чертежей, т.е. по данному сборочному чертежу будут выполняться сборочные чертежи и детали, отмеченные в спецификации. По этой причине необходимо дать всю информацию для дальнейшего проектирования, выразив ее в разрезах, видах, сечениях, размерах и т.п.

О посадках

При простановке размеров сопряжений типовыми и стандартными элементами деталей посадку следует назначать с учетом предельных отклонений этих элементов. Например, предельные отклонения диаметров концов валов электродвигателей, выпускаемых в России при диаметре до 200 мм выполняются с отклонениями **к6**. Следовательно, если необходимо соединить вал электродвигателя с полумуфтой, то характер соединения определяется ***диаметром отверстия*** полумуфты в зависимости от характера работы устройства. При спокойной работе устройства обычно отверстие полумуфты выполняется по Н7 и на чертеже проставляется размер **Н7/к6**.

То же самое относится и к ***посадкам подшипников качения***.

Поля допусков, посадки и другие технические требования для соединения с подшипниками качения изложены в ГОСТ 3325-85. Поскольку подшипники качения являются готовыми комплектующими изделиями, их присоединительные размеры стандартизированы, удовлетворяют условию полной взаимозаменяемости и не подлежат дополнительной обработке. При этом соединение наружных колец подшипников ***с корпусом*** выполняется ***в системе вала***, а ***внутренних*** колец с валом ***в системе отверстия***.

В системе допусков подшипников имеется отличие от принятой в машиностроении системы допусков: ***поле допуска на диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника расположено не вверх от нулевой линии (не «в плюс»), а вниз (в «минус»)***. Такое расположение поле допуска гарантирует посадку с натягом в соединениях внутреннего кольца с валами, имеющими поля допусков **«к», «m», «n».**

Поле допуска на диаметр наружного кольца расположен как обычно – «в минус» или «в тело детали», т.е. так же, как и в обычной системе допусков.

Основное отклонение поле допуска для среднего диаметра отверстия подшипника обозначается L, а основное отклонение поле допуска для среднего наружного диаметра – ℓ. Соответственно, L0, L6, L5, L4, L2 и ℓ0, ℓ6, ℓ5, ℓ4, ℓ2 – обозначение полей допусков для среднего диаметра отверстия и среднего наружного диаметра по классам точности подшипника.

Условное обозначение посадок подшипников на чертежах проставляется в виде дроби, в числителе которой условно обозначается поле допуска отверстия, а в знаменателе – поле допуска вала.

Например, для соединения внутреннего кольца с валом

$$\varnothing 45\frac{L6}{k6}, \quad \varnothing 30\frac{L0}{k6} \;;$$

для соединения наружного кольца с корпусом

$$\varnothing 110\frac{H7}{\ell 0}, \quad \varnothing 120\frac{H7}{\ell 6} \;.$$

О посадках полумуфт, шкивов, звездочек, манжетных уплотнений, распорных втулок и колец

Полумуфты на цилиндрических концах валов соединяются по переходным посадкам, обеспечивающие достаточно надежное центрирование и простоту сборки. При постоянном направлении вращения и малых касательных напряжениях ($\tau \leq 15$ МПа) рекомендуется использовать посадки $\frac{H7}{k6}\left(\frac{H7}{m6}\right)$, последняя (в скобках) не входит в число предпочтительных посадок, рекомендуемых ГОСТ 25347-82.

При реверсивной работе, и при сильно нагруженных валах ($\tau > 15$ МПа), а также при соединении неподвижных полумуфт в кулачковых муфтах применяют посадку $\frac{H7}{n6}$.

Для посадки шкивов, звездочек цепных передач, зубчатых колес открытых передач на цилиндрических концах валов используют переходные посадки $\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{js6}$.

Для распорных втулок используют посадки $\frac{H7}{h6}, \frac{H8}{h7}$ обеспечивающие перемещение их по посадочным поверхностям и центрирование, исключающее возникновение дисбаланса.

Для распорных колец – $\frac{H8}{h8}$.

Посадки манжетных уплотнений должны обеспечивать небольшой гарантированный зазор $\frac{H8}{f7}$ *или* $\frac{H7}{f7}$.

Посадки шпоночных соединений

Характер соединения призматической шпонки с пазами вала и втулки осуществляется полем допуска на ширину пазов при постоянном поле допуска **h9** ширины шпонки. Это позволяет изготавливать шпонки из калиброванного материала вне зависимости от посадок.

Различают три вида шпоночных соединений с призматическими шпонками:

– ***свободное***, с гарантированным зазором для соединений с направляющими и скользящими шпонками;

– ***нормальное***, для неподвижных соединений при серийном и массовом производстве;

– ***плотное***, для неподвижных соединений с напрессовкой для обеспечения надежной работы соединения при реверсивных и ударных нагрузках.

Рекомендуемые поля допусков на ширину пазов приведены в таблице 37.

Таблица 37 – Рекомендуемые поля допусков на ширину пазов

Вид соединения	Предельные отклонения размеров			Назначение
	шпонки	паза вала	паза ступицы	
Свободное	h9	N9, H9	D10	Для направляющих шпонок
		D10	N9, H9	Для скользящих шпонок
Нормальное		N9	J_S9, D10	Для неподвижных соединений при спокойном нагружении
Плотное		P9	P9, J_S9	Для неподвижных соединений при ударном нагружении

Отклонения на остальные размеры шпоночного соединения: на высоту шпонки по **h11**, на длину шпонки по **h14**, на длину шпоночных пазов вала и втулки по **H15**, на глубину шпоночных пазов вала t_1 втулки t_2,

в зависимости от высоты шпонки (в таблице ГОСТ 23360-78, фрагмент которой приведен в таблице 38).

Таблица 38 – Отклонения глубины шпоночных пазов вала и втулки

Высота шпонки h, мм	От 2 до 6	От 6 до 18	От 18 до 50
Отклонение глубины пазов t_1 и t_2, мм	+0,1 0,0	+0,2 0,0	+0,3 0,0

Посадки зубчатых колес

В зубчатых передачах для обеспечения необходимого центрирования зубчатого колеса на валу и благоприятных условий для работы шпоночного соединения необходимо выбирать поле допуска, гарантирующее наличие натяга.

При сборке колес с валом вне корпуса редуктора рекомендуется :

– для цилиндрических прямозубых колес $\frac{H7}{p6}\left(\frac{H7}{r6}\right)$;

– для цилиндрических косозубых колес $\frac{H7}{r6}\left(\frac{H7}{s6}\right)$;

– для конических колес $\frac{H7}{r6}\left(\frac{H7}{s6}\right)$.

Для коробок передач, не имеющих плоскости разъема по осям валов, сборка деталей внутри корпуса затруднена, поэтому применяют переходные посадки $\frac{H7}{k6}\left(\frac{H7}{m6}\right)$.

Посадки с большим натягом, приведенные в скобках, используются для колес реверсивных передач.

Рекомендации для выбора полей допусков соединений с зубчатыми колесами приведены в таблице 39.

При конструировании устройства необходимо обеспечить высокое качество проектируемого изделия, характеризующееся рядом свойств и показателей. Первое важное свойство изделия – прочность. Следует помнить, что ни один элемент конструкции не должен выполняться без достаточных прочностных обоснований – расчетов.

Рядом с прочностью стоит понятие равнопрочность, означающее, что все детали машины должны, по возможности, иметь одинаковую «наработку на отказ».

Третьим важным свойством конструкции является жесткость, которая может быть достигнута разными приемами: добавлением ребер и поясов жесткости и плавными их переходами, применением пустотелых или оболочковых конструкций деталей, блокировкой деформаций

поперечными и диагональными связями, рациональным расположением опор и узлов жесткости, заменой изгибных напряжений растяжением и т.д.

Таблица 39 – Рекомендуемые посадки при установке зубчатых и червячных колес на валы и оси

Посадки	Условия, определяющие выбор посадки	Область применения	Способ сборки и разборки
$\frac{H8}{s7}, \frac{H7}{s6}$	Колеса тяжело нагруженные и работающие с ударными нагрузками или при частоте вращения n>1800 мин.$^{-1}$	В тихоходных ступенях редукторов со шпонкой, в коробках передач грузовых автомобилей	Под прессом как с нагревом, так и без нагрева
$\frac{H7}{p6}, \frac{H7}{r6}$	Для прочных соединений при незначительных ударных нагрузках и вибраций. Фиксация от осевых сил не требуется	Втулки муфт на валах редукторов, шестерни передней бабки токарных станков	Под прессом (без нагрева)
$\frac{H8}{n7}, \frac{H7}{m6}$	Точное центрирование при ударных нагрузках и вибрациях при редких съемов колес. Все переходные посадки для зубчатых колес, воспринимающих осевые нагрузки, требуют дополнительных креплений	Шестерни на валах ковочных машин, камнедробилок, вибрационных устройств. Конические шестерни и колеса редукторов	Под прессом, съемниками и молотками, сборка и разборка требуют значительных усилий
$\frac{H7}{k6}, \frac{H7}{js6}, \frac{H8}{k6}$	При частых съемах колес и при неудобной разборке в труднодоступных местах машины	Посадка конических и цилиндрических зубчатых колес редукторов при спокойной работе. Посадка сменных шестерен	Под прессом, съемниками, деревянными ручниками. Сборка и разборка требуют незначительных усилий
$\frac{H7}{h6}, \frac{H8}{h8}, \frac{H8}{h9}, \frac{H9}{h8}$	Для хорошей соосности у часто снимаемых колес H7/h6, при невысоких требованиях к соосности H8/h9; H9/h8	Для сменных шестерен на валах металлорежущих станков	Вручную
$\frac{H7}{f7}, \frac{H8}{f9}, \frac{H8}{e9}$	Перемещение шестерни от руки вдоль вала. Шестерни, свободно вращающиеся на валах, и шестерни, включаемые муфтами	Посадки свободно вращающихся шестерен со средней скоростью H7/f7, со значительной скоростью H8/f9, H8/e9	Вручную

Не менее важные свойства устройств – надежность, т.е. безотказная работа в течение заданного срока службы и долговечность, так как преждевременный износ даже одной детали снижает долговечность всей машины.

Кроме перечисленных выше свойств, в конструкцию изделия должны быть заложены удобства ремонта, объединенные одним термином – ремонтопригодность.

В Единой системе конструкторской документации (ЕСКД) имеются ГОСТы 2.601-68 …2.604-68, которые относятся к ремонту и эксплуатации изделий. Эти ГОСТы требуют, чтобы при проектировании закладывалась высокая ремонтопригодность конструкции. Это значит, что надо разрабатывать такие изделия, которые были бы приспособлены к техническому обслуживанию и восстановлению с минимальными затратами труда и материалов.

Важный показатель конструкции – художественный облик изделия, техническая эстетика. Техническая эстетика за последние годы сложилась как новая отрасль знания, накопила опыт и сформулировала свои законы, обязательные для конструкторов.

Для оценки эстетических качеств проектируемых изделий при конструировании можно использовать ряд контрольных вопросов:

– правильно ли в композиционном отношении распределена и уравновешена вся масса изделия (машины, устройства)? Правильны ли переходы между отдельными объемами, не слишком ли расчлененной получилась общая форма изделия?

– имеет ли изделие спокойный уравновешенный контур (контурные линии)?

– соответствуют ли радиусы закругления углов и ребер величине соответствующих тел и их положению на изделии? Обеспечено ли единообразие закруглений (унифицированы ли их размеры)?

– не слишком ли много различных элементов на поверхности изделия?

– нет ли у изделия узких швов, канавок, углов, где легко будут задерживаться загрязнения, что затруднит содержание его в чистоте?

– будет ли общий внешний вид изделия гармонировать с его окружением, в котором оно будет установлено?

В конструкции изделия должны быть заложены требования охраны труда, в первую очередь, требования Госгортехнадзора и рекомендаций эргономики.

Аспекты техники безопасности можно учесть сопоставлением своей конструкции с рядом вопросов:

– обладает ли спроектированное изделие достаточной устойчивостью против опрокидывания?

– нет ли на внешних поверхностях изделия выступающих острых ребер и углов, о которые мог бы пораниться оператор, обслуживающий изделие?

– учтена ли возможность надежного захвата при транспортировке подъемным устройством или вручную?

– достаточно ли надежно закрыты все опасные движущиеся части машины (зубчатые колеса, цепи, ремни и т.п.)?

– обеспечена ли своевременная и четкая сигнализация о достижении опасной границы работы?

– обеспечена ли безопасность подхода к рабочему посту машины и уход с этого поста?

– обеспечена ли безопасность загрузки материала в машину и выгрузка из нее?

– обеспечены ли мероприятия по уменьшению шума и вибрации?

– оснащено ли изделие необходимыми предохранительными устройствами?

С целью выполнения чертежей с меньшим количеством ошибок рекомендуется сделать самопроверку.

Самопроверку предлагается производить в следующем порядке:

– достаточно ли ясно представлена конструкция на чертеже? Нет ли надобности в дополнительных разрезах, сечениях, видах?

– не загромождают ли чертежи лишние проекции и изображения?

– проверить стыковочные, кинематические и другие размерные связи частей конструкции, правильность графического изображения изделия;

– использованы ли при разработке конструкции все возможности применения стандартных и нормализованных элементов?

– все ли необходимые технические требования отражены в записях?

– проверить правильность простановки размеров (выявить лишние, повторяющиеся и недостающие);

– проверить возможность легкой сборки и разборки сборочных единиц без повреждения деталей; удобство проведения операций сборки (шплинтовка, штифтовка, крепление, регулирование и т.п.);

– соблюдены ли правила техники безопасности?

– проверить надежность смазки конструкции;

– проверить технологичность исполнения деталей, по возможности, самым дешевым способом;

– проверить наличие устройств для строповки и транспортировки (ушки, рым-болты и т.п.);

– проверить правильность выбранных посадок сопряженных частей;

– проверить правильность использования линий на чертежах.

Ошибки, распространенные в сборочных чертежах

При выполнении сборочного чертежа привода и редуктора студентами наиболее часто допускаются следующие ошибки:

– в основной надписи в графе «Наименование изделия» не пишется присвоенный этому документу шифр СБ в развернутом виде, т.е. «Сборочный чертеж», причем писать необходимо шрифтом меньшего размера, чем шрифт надписи изделия;

– нельзя сокращать слово «Масштаб»;

– технические требования расположены не на месте (слишком высоко и далеко от рамки основной надписи);

– не все моменты сборки изделия отражены в технических требованиях (натяжение цепей, ремней, расположение шкивов и звездочек относительно друг друга, расположение соединенных валов и т.п.);

– не показаны параметры для контроля сборки составных элементов изделия;

– пункты технических требований не нумеруются;

– элементы изделия изображены не в масштабе и не в соответствии с действующими стандартами на эти элементы (валы электродвигателей, шпонки и т.д.);

– непонимание смысла сборочного чертежа (нет ясности, где и сколько делать разрезов, видов и т.д.), нет полной информации по составу выделенных сборочных единиц (невозможно будет изобразить сборочный чертеж сборочной единицы и разработать чертежи ее деталей);

– в обозначении разрезов использованы буквы латинского алфавита, а также использование одной буквы и в виде и в разрезе;

– высота номера позиции и высота цифр размеров одинаковы, тогда как высота первых должна быть на размер больше;

– нет разделения размеров на исполнительные и справочные;

– нет проекционной связи между изображениями первого и второго листов;

– нет габаритных и присоединительных размеров изделия;

– пункты технической характеристики не нумеруются;

– не все посадки сопряженных деталей показаны.

11 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ

Пояснительная записка должна оформляться в соответствии со стандартами: ГОСТ 2.105-95 [22], ГОСТ 2.106-96 [23], ГОСТ 7.32-2001 [24].

Текстовые документы можно разделить на две группы, оформление листов которых отличаются друг от друга [33].

К первой группе относятся документы на изделия машиностроения, приборостроения и строительства (конструкторские):

– ***спецификации;***
– ***ведомости спецификаций (ВС);***
– ***ведомости ссылочных документов (ВД);***
– ***ведомости покупных изделий (ВП);***
– ***ведомости разрешения применения покупных изделий (ВИ);***
– ***ведомости держателей подлинников (ДП);***
– ***ведомости технического предложения (ПТ);***
– ***ведомости эскизного проекта (ЭП);***
– ***ведомости технического проекта (ТП);***
– ***пояснительная записка (ПЗ);***
– ***программы и методики испытаний (ПМ);***
– ***таблицы (ТБ);***
– ***расчеты (РР);***
– ***инструкции (И);***
– ***прочие документы (Д).***

Ко второй группе относятся документы, не относящиеся к изделиям машиностроения, т.е. не конструкторские. Сюда относятся тексты домашних работ студентов, рефераты, тексты разделов дипломных работ и проектов, не относящиеся к конструкторской разработке, статьи и т.п.

Кроме этого, текстовые документы можно разделить на ***документы, имеющие сплошной текст*** (расчеты, пояснительные записки, инструкции, статьи, диссертации и т.п.) и ***документы, в которых текст разбит на графы*** (спецификации, ведомости, таблицы и т.п.).

Подлинники текстовых документов выполняют одним из следующих способов:

– рукописным – чертежным шрифтом по ГОСТ 2.304-81 с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм. Цифры и буквы необходимо писать четко черной тушью (студенческие работы допускается выполнять шариковой ручкой с ***пастой только черного цвета***);

– с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ (ГОСТ 2.004-88).

Вписывать в текстовые документы, изготовленные машинописным способом, отдельные слова, формулы, «условные знаки», а также выполнять иллюстрации следует чернилами, **пастой или тушью только черного цвета**.

Опечатки, описки и графические неточности, обнаруженные в процессе выполнения документа, допускается исправлять подчисткой или закрашиванием белой краской и нанесением на том же месте

исправленного текста (графики) черными чернилами, пастой или тушью рукописным способом.

Повреждение листов текстовых документов, помарки и следы не полностью удаленных прежнего текста (графики) не допускается.

Текстовые документы как первой, так и второй групп выполняют на бумаге формата А4 (210 х 297 мм).

Листы текстовых документов первой группы (конструкторские) должны иметь рамку, левая сторона которой расположена от края листа на 20 мм, верхняя, нижняя, боковая правая стороны рамки расположены от краев листа на 5 мм.

Текстовые документы второй группы (не конструкторские) рамки на листах не имеют (домашние работы, рефераты, научные статьи, разделы дипломных работ и проектов, кроме конструкторской части).

Расстояние от рамки формы до границ текста в начале и в конце строк не менее 3 мм.

Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки должно быть не менее 10 мм.

Абзацы в тексте начинают отступом – 15–17 мм.

Текстовые документы без рамки должны иметь следующие размеры полей: левое – 25 мм, правое – 10 мм, верхнее и нижнее – по 20 мм. Расположение текста от условных границ полей такое же, как и в первой группе.

Заглавный лист с Содержанием (третий лист после титульного листа текстовых документов и титульного листа пояснительной записки) текста с рамкой должен иметь основную надпись по форме 2, последующие листы с основной надписью по форме 2а, в соответствии с ГОСТ 2.104-68.

В основной надписи по форме 2 (рисунок 35) в графах (номера граф показаны в скобках) указывают:

– в графе 1 – наименование документа с расшифровкой кода обозначения (например, «***Редуктор червячный» – Пояснительная записка***);

– в графе 2 – обозначение документа (например, «***Курсовой проект РД.123.00.00.ПЗ,*** Дипломный проект МГП.00.00.ПЗ»);

– в графе 4 – литеру, присвоенную данному документу (например, «У» – учебный);

– в графе 7 – порядковый номер листа (***на документах, состоящих из одного листа, графу не проставляют)***;

– в графе 8 – общее количество листов документа (графу заполняют только на первом листе);

– в графе 9 – наименование предприятия, выпускающего документ (в нашем случае – университет, кафедра, группа; например, КГСАУ, кафедра ДСМ, группа 203);

– в графе 10 – характер работы, выполняемый лицом, подписывающим документ: разработал, проверил, нормоконтроль, утвердил; свободная строка заполняется по усмотрению кафедры – зав. каф., консультант);

– в графе 11 – фамилии лиц, подписавших документ;

– в графе 12 – подписи лиц, фамилии которых указаны в графе 11;

– в графе 13 – дату подписания документа;

– графы 14, 15, 16, 17, 18 – в студенческих работах не заполняют.

Основная надпись по форме 2 *(первый или заглавный лист)*

<table>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td colspan="4" rowspan="3">(2)</td></tr>
<tr><td>(14)</td><td>(15)</td><td>(16)</td><td>(17)</td><td>(18)</td></tr>
<tr><td>Изм.</td><td>Лист</td><td>№ док.</td><td>Подп.</td><td>Дата</td></tr>
<tr><td colspan="2">Разраб.</td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="5">(1)</td><td>Лит.</td><td>Лист</td><td>Листов</td></tr>
<tr><td colspan="2">Пров.</td><td></td><td></td><td></td><td>(4)</td><td>(7)</td><td>(8)</td></tr>
<tr><td colspan="2">(10)</td><td>(11)</td><td>(12)</td><td>(13)</td><td colspan="3" rowspan="3">(9)</td></tr>
<tr><td colspan="2">Н. контр.</td><td></td><td></td><td></td></tr>
<tr><td colspan="2">Утв.</td><td></td><td></td><td></td></tr>
</table>

Рисунок 35 – Графы основной надписи

Основная надпись по форме 2а (*последующие листы)*

<table>
<tr><td></td><td></td><td></td><td></td><td></td><td rowspan="3">(2)</td><td>Лист</td></tr>
<tr><td>(14)</td><td>(15)</td><td>(16)</td><td>(17)</td><td>(18)</td><td rowspan="2">(7)</td></tr>
<tr><td>Изм.</td><td>Лист</td><td>№ докум.</td><td>Подп.</td><td>Дата</td></tr>
</table>

Рисунок 36 – Графы формы 2а

В основной надписи по форме 2а (рисунок 36) графы 2 и 7 заполняют аналогично таковым формы 2 рисунка 35, т.е. указывают обозначение документа и порядковый номер листа документа.

В курсовом проекте обязательно будут пояснительная записка и спецификации. Если пояснительная записка и спецификации **подшиты в одну папку**, то первым листом будет титульный лист с наименованием «***Текстовые документы к курсовому проекту*** …». Вторым титульным листом будет «***Пояснительная записка к курсовому проекту*** …». Титульные листы не нумеруются. Третьим листом будет **Содержание** с основной надписью по форме 2 (в графе 7 формы 2 проставляется цифра 3 – номер листа, далее в форме 2а, в графе 7, последующие номера листов записки).

Титульный лист выполняется на листе формата А4, в котором указывают:

– поле 1 – наименование ведомства, в систему которого входит университет (Министерство образования и науки Российской Федерации,

Казанский государственный архитектурно-строительный университет, кафедра «Дорожно-строительные машины»);

– поле 2 – наименование документа и тема (например, текстовые документы (пояснительная записка) к курсовому проекту по деталям машин, тема: Редуктор двухступенчатый);

– поле 3 – обозначение документа (например, РД.148.00.00.ПЗ);

– поле 4 – должность разработчиков и руководителей, их подписи. Справа от каждой подписи проставляют фамилии лиц, подписавших документ и дату подписи;

– поле 5 – наименование города, где расположен университет (без указания «г»), ниже – год выполнения документа (без указания слова «год»).

Пример заполнения титульного листа текстовых документов (пояснительная записка и спецификация) показан на рисунке 37, пояснительной записки – на рисунке 38.

Ошибки, допускаемые студентами по данному разделу, сводятся к следующему.

1. Текст документа выполняется пастой не черного цвета.

2. Буквы текста пишутся далеко не чертежным шрифтом, разобрать смысл текста не всегда удается.

3. Не соблюдено соотношение между прописными и строчными буквами (прописные в несколько раз больше положенного соотношения, если строчные буквы имеют высоту 2,5 мм, то прописные должны иметь высоту 3,5 мм).

4. Основные надписи формы 2 и 2а вообще отсутствуют.

5. Основная надпись формы 2 выполнена не на первом листе (третий лист после титульных листов) текста, а на другом.

6. Отсутствует рамка на страницах конструкторского текста.

7. Перенос слов в тексте титульного листа.

8. Не указана нумерация страниц в основной надписи.

9. В графе 1 основной надписи не дается расшифровка кода документа, т.е. не пишут после наименования документа «Пояснительная записка».

10. В графе 2 не присваивается код документа (например, не указывают ПЗ).

11. Наименование документа на титульном листе, в основной надписи, спецификации и сборочном чертеже различны, в том числе и по порядку слов. Первым словом должно быть имя существительное, затем определение, например, «Консольный кран», должно быть «Кран консольный».

12. Размер шрифта на титульном листе на полях 1–5 весьма различен (отличие в 3–4 раза).

Пример оформления титульного листа для пояснительной записки и спецификации, объединенных в один документ

Министерство образования и науки Российской Федерации
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Поле 1 Кафедра «Дорожно-строительные машины»

Поле 2

ТЕКСТОВЫЕ ДОКУМЕНТЫ
К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН
И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Тема: Привод ленточного конвейера

Поле 3 **ПЛК.124.00.00.ПЗ**
ПЛК.124.00.00

Поле 4

Разработал студент 2ДМ401 гр. Умаров В.П.
Руководитель, доцент Колычев И.Р.
Зав. кафедрой, доцент Кукушкин В.П.

Поле 5

КАЗАНЬ
2015

Рисунок 37 – Образец титульного листа текстовых документов

Пример оформления титульного листа пояснительной записки

Министерство образования и науки Российской Федерации
Казанский государственный архитектурно-строительный университет
Кафедра «Дорожно-строительные машины»

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
к курсовому проекту по деталям машин
и основам конструирования

Тема: Привод ленточного конвейера

ПЛК.124.00.00. ПЗ

Разработал студент 2ДМ401 гр.	Умаров В.П.
Руководитель, доцент	Колычев И.Р.
Зав. кафедрой, доцент	Кукушкин В.П.

КАЗАНЬ
2015

Рисунок 38 – Титульный лист пояснительной записки

Пояснительная записка к курсовым работам, проектам, к конструкторской части дипломных проектов (работ) должна в общем случае включать следующие разделы.

Введение (с указанием цели работы, оценки состояния решаемой задачи, на основании каких документов ведется разработка, показывается актуальность и практическая значимость темы). Введение номера не имеет.

1. Наименование и область применения проектируемого изделия.

2. Техническая характеристика.

3. Описание и обоснование выбранной конструкции с указанием, какие части заимствованы из ранее разработанных изделий.

4. Расчеты, подтверждающие работоспособность и надежность конструкции.

5. Разработка устройств и мероприятий, обеспечивающих безопасную эксплуатацию проектируемого изделия.

6. Заключение, с оценкой экономической эффективности и уровнем унификации.

7. Список использованной литературы.

В зависимости от особенностей курсового проекта (работы), дипломных проектов (работ) отдельные разделы допускается объединять или исключать, а также вводить новые разделы.

При написании пояснительной записки студенты сталкиваются с двумя основными видами проектирования: выбором типовых (покупных) разработок (изделий) и расчетом вновь создаваемых. Каждое из них имеет свои особенности.

Если приходится **выбирать готовое (покупное) изделие** (стандартное, прочее), то выбор (а не расчет) производится по следующей схеме.

1. Приводятся необходимые параметры, по которым производится выбор готового изделия.

2. Указывается марка, тип выбранного изделия.

3. Приводится характеристика выбранного изделия.

4. Дается заключение о соответствии изделия требуемым параметрам.

Данная схема позволяет видеть характеристики изделия, которые необходимо иметь для работы, и те характеристики, которые может обеспечить выбранное изделие.

Если же производится **расчет изделия** (при отсутствии покупного или при неудовлетворении его заданным параметрам), то он должен содержать:

– ***задачу расчета*** (с указание, что требуется определить при расчете);

– ***эскиз или схему рассчитываемого изделия;***

– ***данные для расчета;***

– ***условия расчета*** (что принимается или, что назначается исполнителем);

– ***расчет;***

– ***заключение.***

Эскиз или схему допускается вычерчивать в произвольном масштабе, с соблюдением соответствующих стандартов, обеспечивающих четкое представление о рассчитываемом изделии.

Как видно из приведенных пунктов, схема дает ясный ход решения, исключающая двоякое толкование или необходимость додумывать какие-то элементы расчета.

Распространенные ошибки данного раздела следующие.

1. Не все разделы представлены в записке (часто отсутствует техническая характеристика изделия, разработка устройств и мероприятий, обеспечивающие безопасную работу проектируемого изделия и др.).

2. Совершенно неграмотно производится подбор покупных изделий. Не приводятся ни параметры, по которым выбирается изделие, ни параметры выбранного изделия. Поэтому невозможно заключить, соответствует ли покупное изделие требуемым параметрам.

3. Неверно проводится расчет изделия. Как правило, не указывают цель (задачу) расчета, не приводятся данные для расчета и условия расчета, и нет заключения по расчету.

4. Не приводят поясняющего текста к расчету, а сразу пишут формулу, не указывая, из какого источника она взята.

5. Не приводят эскиз или схему к расчету. А если и приводят, то схемы выполнены с грубыми нарушениями ГОСТ, рисунок не нумеруется и не имеет подрисуночной подписи.

11.1 Оформление текста

Текст документа при необходимости делят на разделы и подразделы. При большом объеме текста (диссертация и т.п.) документы делят на части, а части на книги. Каждую часть и книгу комплектуют отдельно, им присваивают наименование и порядковый номер документа [33].

Листы документа нумеруют в пределах каждой части, каждую часть начинают на листах с основной надписью по ГОСТ 2.104-68.

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всего документа, обозначенные **арабскими цифрами без точки и записанные с абзацного отступа.** Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номера раздела и

подраздела, разделенных точкой. **В конце номера подраздела точка не ставится**. Раздел, как и подраздел, может состоять из одного или нескольких пунктов.

Если документ не имеет подразделов, то нумерация пунктов в нем должна быть в пределах каждого раздела, и номер пункта должен состоять из номеров раздела и пункта, разделенных точкой. В конце номера пункта точка не ставится, *например:*

1 РАСЧЕТЫ

1.1 Расчет цилиндрической передачи

1.2 Расчет червячной передачи

1.3 Расчет вала быстроходной передачи

2 ИССЛЕДОВАНИЕ РЕДУКТОРА

2.1 Общие положения

2.2 Исследование КПД редуктора

Если документ имеет подразделы, то нумерация пунктов должна быть в пределах подраздела и номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела, разделенных точками, *например:*

3 РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

3.1 Расчет быстроходного вала

3.1.1 Расчет вала на выносливость

3.1.2 Расчет вала на жесткость

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

3.1.2.1 Расчет вала на изгиб

3.1.2.2 Расчет вала на колебания

Внутри пунктов или подпунктов могут быть перечисления, которые могут записываться одним из двух способов: ***посредством дефиса или строчных букв,*** после которых ставятся скобки. Если перечисление идет внутри пункта перечисления, то ***оно записывается арабскими цифрами, после которых ставится скобка, а запись производится с абзацного отступа***, *например:*

3.2.1.1 Приборы для визуально-оптического контроля

Эти приборы могут быть использованы для обнаружения следующих повреждений:

- ***крупных трещин;***
- ***мелких трещин;***

а) механических дефектов поверхностей;

б) коррозийных повреждений:

1) на поверхности деталей;

2) внутри изделий;

в) абразивных износов.

Каждый пункт, подпункт и перечисление записывают с абзацного отступа.

Разделы и подразделы должны иметь заголовки (в именительном падеже), которые четко и кратко отражают содержание разделов. Пункты и подпункты заголовка могут не иметь.

Заголовки раздела следует печатать с прописной буквы, без точки в конце, не подчеркивая. (*Но в тексте самого ГОСТа заголовки разделов напечатаны прописными буквами, что противоречит написанному.)*

Заголовки подразделов начинают с прописной буквы, далее строчными. В конце заголовка точка не ставится. Перенос слов в заголовках не допускается. Если заголовок состоит из двух предложений, их разделяют точкой.

Каждый раздел документа рекомендуется начинать с нового листа (страницы).

Расстояние между заголовком и текстом должно быть 15 мм или 3 интервала при выполнении машинописным способом. Расстояние между заголовками раздела и подраздела – 2 интервала при машинописном способе или 8 мм при ручном.

Содержание. В тексте документа (части, книги) большого объема на первом (заглавном) листе и при необходимости на последующих листах помещают содержание, включающее номера и наименование разделов, подразделов с указанием номеров страниц.

Если документ разбит на части (книги), то в каждой из них должно быть свое содержание. При этом в первой части помещают содержание всего документа с указанием номеров частей, в последующих – только содержание соответствующей части. Допускается в первой части вместо содержания последующих частей указывать только их наименования.

Слово «Содержание» записывают в виде заголовка (симметрично тексту) с прописной буквы. Наименование, включенное в содержание, записывают строчными буквами, начиная с прописной буквы.

В конце текстового документа приводят список литературы, который включают в содержание документа.

11.2 Оформление формул

В формулах в качестве символов следует применять обозначения, установленные соответствующими государственными стандартами. Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. ***Формулу размещают в середине строки.*** *После формулы ставится запятая, затем в крайнем правом положении на*

строке (около 15 мм от границы рамки) ставится в круглых скобках номер формулы. ***Между запятой и номером никаких записей производить недопустимо***. Пояснения каждого символа следует давать с новой строки в той последовательности, в которой символы приведены в формуле. Если правая часть формулы является дробью, то сначала поясняют обозначения величин, помещенных в числителе, в том же порядке, что и в формуле, а затем – в знаменателе. Первая строка пояснения должна начинаться со слова ***«где» без запятой или двоеточия после него***. В конце каждой расшифровки ставят *точку с запятой*, а в конце последней – *точку*. Обозначения физических величин в каждой расшифровке отделяют запятой от текста расшифровки. ***После расшифровки формулы подставляют числовые значения символов и результат с обозначением физической величины.*** *Например:*

Размеры скребка определяются по формуле (312) [15, с. 241],

$$h = \frac{1}{60}\sqrt{\frac{Q}{ck\psi\gamma v}}, \qquad (1)$$

где h *– высота скребка, м;*

Q *– подача скребкового конвейера, т/ч;*

c *– коэффициент, учитывающий влияние угла подъема транспортера (по таблице 49 из* [15] *при легкосыпучем грузе и угле наклона* 20^0*, коэффициент* $c=0,65$*);*

k *– коэффициент соотношения ширины* B *и высоты* h *скребка (для сплошных скребков* $k=B/h=2\ldots4$*);*

ψ *– коэффициент заполнения (по таблице 49 из* [15], $\psi = 0,5$*);*

γ *– плотность груза (насыпная плотность), т/м*^{3}*;*

v *– скорость транспортирования груза, м/с.*

$$h = \frac{1}{60}\sqrt{\frac{30}{0,65\cdot3\cdot0,5\cdot0,7\cdot1,0}} = 0,1 \ \ м = 100 \ \ мм \ .$$

Исходя из принятого $к=3$ *и найденного значения* $h=100$ *мм определяется ширина скребка* $B=kh=3\cdot100=300$ *мм.*

Размеры скребка уточняют по ГОСТ 7116-64, размеры соответствуют данному ГОСТу и остаются равными принятым значениям.

Нумерация формул. Формулы, за исключением формул, помещаемых в приложении, должны ***нумероваться сквозной нумерацией арабскими цифрами***, которые записывают на уровне формулы в крайнем правом положении в круглых скобках. Место номера, не умещающегося в строке формулы, располагается в следующей строке ниже формулы также в крайнем правом положении. Место номера при переносе формулы ставится на уровне последней строки. Место номера формулы-дроби помещают на середине основной горизонтальной черты формулы.

Нумерация небольших формул, помещенных в одной строке и составляющих единую группу, помещают в одну строку и объединяют одним номером.

Нумерацию группы формул, расположенных отдельными строками, ставят справа от этой группы фигурными скобками, охватывающими по высоте все формулы, – *парантез*. Острие парантеза находится в середине группы формул по высоте и обращено в сторону номера, помещаемого в скобке против острия в правом крае полосы.

Например:

$$\left.\begin{aligned} x &= \sin\alpha + tg\delta, \\ y &= 2\arccos\beta, \\ z &= 10\sin 2\varphi. \end{aligned}\right\} \qquad (2)$$

При отсутствии парантеза номер также помещают против середины группы формул.

Формулы – разновидности приведенной ранее основной формулы допускается нумеровать арабской цифрой и прямой строчной буквой русского алфавита, набираемого слитно с цифрой. *Например*, (14а), (14б), (14с).

Допускается нумерация формул в пределах раздела. В этом случае номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, *например*, (3.1).

Ссылки *на номера формул в тексте*. При ссылке на какую-либо формулу ее номер ставят точно в той же графической форме, что и после формулы, т.е. арабскими цифрами в круглых скобках. *Например, в формуле (2.7)*. Употреблять номера без определяющих слов в тексте не рекомендуется. *Например:*

Рекомендуется:	***Не рекомендуется:***
Из формулы (3.4) следует…	*Из (3,4) следует…*

Если ссылка на номер формулы находится внутри выражения, заключенного в круглые скобки, то их рекомендуется заменять квадратными скобками. *Например: Используя выражение для определения импульса [см. формулу (12.3)], имеем…*

Пунктуация в тексте с формулами. Формула включается в предложение как ***его равноправный элемент***. Поэтому в конце формул и в тексте перед ними знаки препинания ставят в соответствии с правилами пунктуации.

Двоеточие перед формулой ставят лишь в тех случаях, когда оно необходимо по правилам пунктуации:

а) в тексте перед формулой содержится обобщающее слово;

б) этого требует построение текста, предшествующего формуле. *Например: а) В результате получаем следующее соотношение:* $\sin\beta \le \cos\alpha + tg\psi$;

в) *Производную n-го порядка можно выразить через производные первого, второго,…,(n-1)-го порядков:* $y^{(n)} = \varphi(x, y, y', y'', ..., y^{(n-1)})$.

Формулы, следующие одна за другой и не разделенные текстом, разделяют запятой, знаки препинания при парантезе ставят внутри парантеза. После таких громоздких выражений, как определители и матрицы, допускается знаки препинания не ставить.

Ошибки, допускаемые студентами в данном разделе:

– ***расчеты не сопровождаются эскизами, схемами и другими иллюстрациями, поэтому трудно проследить за правильностью расчета;***

– ***неверно записываются наименования подразделов и пунктов, т.е. заголовок одновременно означает и выполняемое действие (например, пишут «3.1.1 Выбираем материал», надо писать «3.1.1 Выбор материала» и с новой строки текст о выборе материала);***

– ***между заголовком и текстом нет интервала в 15 мм;***

– ***нет ссылки на источник, откуда заимствована формула;***

– ***неверно производятся действия с формулами: нет обозначения размерностей символов, пояснения символов не в последовательности их расположения в формуле, не на месте проставляется номер формулы, т.е. не в 15 мм от правой границы рамки, между формулой и номером формулы делается ссылка на литературный источник, после формулы дается размерность определяемого формулой символа, нет ссылки на выбор коэффициентов формулы, после формулы пишется знак равенства и производится подстановка числовых значений;***

– ***после заголовка пункта или подпункта дается ссылка на литературный источник;***

– ***ссылка на литературный источник расположена не в тексте, а оторвана от текста (тогда как ссылка входит в состав предложения как слово);***

– ***текст записки записывается не в 5 мм от левой границы рамки и не в 3 мм от правой границы рамки, а на значительно большем расстоянии;***

– ***текст пишется неразборчивым, трудночитаемым шрифтом;***

– ***нет исходных данных для выбора покупных изделий и их характеристик, поэтому трудно установить их достоверность;***

– ***не все элементы редуктора подтверждены расчетами;***

– ***нет заключения с оценкой уровня унификации;***

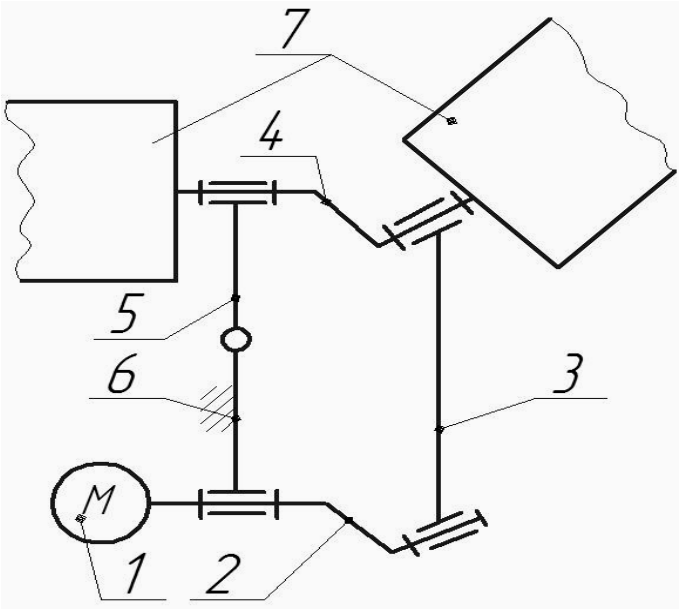
– ***в список использованной литературы вводятся неизданные печатным способом материалы, например, лекции.***

11.3 Оформление иллюстраций

Для пояснения излагаемого текста широко используют иллюстрации: фотографии, технические рисунки, чертежи, схемы, графики, диаграммы и номограммы. Количество и вид иллюстраций должно быть достаточным для лучшего восприятия содержания материала. В любом случае следует помещать лишь такие иллюстрации, которые обогащают содержание материала, помогают читателю лучше, полнее, глубже воспринимать содержание текста.

Иллюстрации могут быть расположены как по тексту документа, возможно ближе к соответствующим частям текста, так и в конце его. Иллюстрации должны быть выполнены в соответствии с требованиями стандартов ЕСКД и СПДС. Допускается выполнение чертежей, графиков, диаграмм, схем посредством использования компьютерной печати.

Иллюстрации, за исключением иллюстраций приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией. В обозначении рисунка пишется (без сокращения – Рис.) слово ***«Рисунок 1***». Допускается нумеровать иллюстрации в пределах раздела. В этом случае номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. *Например* ***– Рисунок 1.1.***



1 – источник привода; 2 – ведущий кривошип; 3 – шатун; 4 – ведомый кривошип; 5 – балансир; 6 – стойка; 7 – контейнеры

Рисунок 39 – Схема пространственного смесителя

При ссылках на иллюстрации следует писать «***… в соответствии с рисунком 3»*** при сквозной нумерации и ***«… в соответствии с рисунком 3.1***» при нумерации в пределах раздела.

Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово «***Рисунок***» и его наименование помещают после пояснительных данных. Все это располагают следующим образом: ***Иллюстрации*** (*Схема-Рисунок-Эскиз***), затем пояснительные данные, далее номер, через тире – наименование рисунка. Иллюстрации, при необходимости, могут иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст***). Слово «***Рисунок***» и его наименование помещают после пояснительных данных.

Пример оформления показан на рисунке 39, где пояснительные сведения (экспликация) расположены между графикой рисунка и его номером с наименованием.

Если в тексте документа имеется иллюстрация, на которой изображены составные части изделия, то на этой иллюстрации должны быть указаны номера позиций этих составных частей в пределах данной иллюстрации, которые располагают в возрастающем порядке, за исключением повторяющихся позиций, а для электро- и радиоэлементов – позиционные обозначения, установленные в схемах данного изделия. Исключения составляют электро- и радиоэлементы, являющиеся органами регулировки или настройки, для которых (кроме номера позиции) дополнительно указывают в подрисуночном тексте назначение каждой регулировки и настройки, позиционное обозначение и надписи на соответствующей планке или панели.

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

Для схем расположения элементов конструкций и архитектурно-строительных чертежей зданий (сооружений) указывают марки элементов.

При ссылке в тексте на отдельные элементы деталей (отверстия, пазы, канавки, буртики и др.) их обозначают прописными буквами русского алфавита. Указанные данные наносят на иллюстрациях, согласно ГОСТ 2.109 –73 ЕСКД.

На приводимых в документе электрических схемах около каждого элемента указывают его позиционное обозначение, установленное соответствующими стандартами, и при необходимости, номинальное значение величины.

Иллюстрации каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. *Например – Рисунок А.3.*

11.4 Оформление таблиц

Таблицы применяют для лучшей наглядности и удобства сравнения показателей.

Название таблицы должно отражать ее содержание, быть точным, кратким. Название следует помещать над таблицей. Слово «Таблица» указывают слева над первой частью таблицы, затем пишут номер, далее тире и название таблицы.

Таблица 40 – Сведения о количестве студентов

Номер группы	Факультет	Курс	Количество студентов
213	К 432	4	23
204	К 432	3	21

При переносе части таблицы на ту же или другие страницы название помещают только над первой частью таблицы.

Таблицы, за исключением таблиц приложений, следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией.

Таблицы каждого приложения обозначают отдельной нумерацией арабскими цифрами с добавлением перед цифрой обозначения приложения. Если в документе одна таблица, она должна быть обозначена «Таблица 1» или «Таблица В.1», если она приведена в приложении В.

Допускается нумеровать таблицы в пределах раздела. В этом случае номер таблицы состоит из номера раздела и порядкового номера таблицы, разделенных точкой.

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

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

Таблицы слева, справа и снизу, как правило, ограничивают линиями.

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

Горизонтальные и вертикальные линии, разграничивающие строки таблицы, допускается не проводить, если их отсутствие не затрудняет пользование таблицей.

Заголовки граф, как правило, записывают параллельно строкам таблицы. При необходимости допускается перпендикулярное расположение заголовков граф.

Головка таблицы должна быть отделена линией от остальной части таблицы.

Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Таблицу, в зависимости от ее размера, помещают под текстом, в котором впервые дана ссылка на нее, или на следующей странице, а при необходимости, в приложении к документу. Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны листа документа.

Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, ее делят на части, помещая одну часть под другой или рядом, при этом в каждой части таблицы повторяют ее головку и боковик. При делении таблицы на части допускается ее головку или боковик заменять, соответственно, номером граф и строк. При этом нумеруют арабскими цифрами графы и (или) строки первой части таблицы.

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

Если в конце страницы таблица прерывается и ее продолжение будет на следующей странице, в первой части таблицы нижнюю горизонтальную линию, ограничивающую таблицу, не проводят.

Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается. Нумерация граф таблицы арабскими цифрами допускается в тех случаях, когда в тексте документа имеются ссылки на них, при делении таблицы на части, а также при переносе части таблицы на следующую страницу в соответствии с рисунком.

Таблица 41 – Параметры запорного вентиля

Размеры в миллиметрах

Условный проход D_y	D	L	L_1	L_2	Масса, кг, не более
1	2	3	4	5	6
50	160	130	525	600	160
80	195	210			170

12 О СПЕЦИФИКАЦИЯХ

В соответствии с ГОСТ 2.102-68 основным конструкторским документом для детали является ***чертеж детали***, для сборочных единиц, комплексов и комплектов – ***спецификация***.

Спецификация определяет состав сборочной единицы, комплекса и комплекта и ***необходима для изготовления, комплектования и планирования запуска их в производство***.

Спецификацию составляют на отдельных листах на каждую сборочную единицу, комплекс и комплект на формах 1 и 1а (форма спецификации – заглавный лист и последующие листы, пример на рисунках 40 и 41).

В спецификацию вносят составные части, входящие в специфицируемое изделие, а также конструкторские документы, относящиеся к этому изделию и к его неспецифируемым составным частям.

Спецификация в общем случае ***состоит из разделов***, которые располагают в следующей последовательности:

- ***документация;***
- ***комплексы;***
- ***сборочные единицы;***
- ***детали;***
- ***стандартные изделия;***
- ***прочие изделия;***
- ***материалы;***
- ***комплекты.***

Наличие тех или иных разделов определяется составом специфицируемого изделия. В курсовом проекте по Деталям машин и основам конструирования разделы «Комплексы» и «Комплекты» исключаются по причине их отсутствия. В дальнейшем тексте развернутые сведения, касающиеся разделов «Комплексы» и «Комплекты», упоминаться не будут.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают.

Допускается объединять разделы «Стандартные изделия» и «Прочие изделия» под наименованием «Прочие изделия». Запись изделий в этом случае производят в соответствии с требованиями, относящимися к разделу «Прочие изделия».

В раздел «Документация» вносят документы, составляющие основной комплект конструкторских документов специфицируемого изделия, кроме его спецификации, ведомости эксплуатационных документов и ведомости документов для ремонта, а также документы

основного комплекта записываемых в спецификацию неспецифицируемых составных частей (деталей), кроме их рабочих чертежей.

Документы внутри раздела записывают в следующей последовательности:

– документы на специфицируемое изделие;

– документы на неспецифицируемые составные части.

В курсовом проекте ДМ и ОК ***в раздел «Документация» входят пояснительная записка и сборочный чертеж.***

Следует указать на ключевые понятия, связанные с составлением разделов спецификации, так как многие студенты не совсем осознанно их составляют.

При проектировании изделий стремятся к меньшей стоимости всего объема работ, поэтому после эскизной проработки при составлении спецификации необходимо разделить элементы изделия (по сборочному чертежу) на две группы. ***Одну группу составляют покупные изделия***: электродвигатели, муфты, подшипники, болты, гайки, шайбы, шплинты, корпуса и крышки подшипников, цепи, клиновые ремни и т.д. (на эти изделия имеются ГОСТы), в эту группу входят и покупные изделия, изготовленные по техническим условиям, нормалям. ***На эти изделия чертежи не изготавливаются***, эти изделия будут входить в разделы «Стандартные» и «Прочие изделия» (эти изделия будут приобретаться снабженцем в торговых центрах).

Был бы идеальный вариант сборки только из покупных изделий, так как не надо разрабатывать рабочую конструкторскую документацию, стоимость которой весьма высока. Однако это практически осуществить не удается.

Другую группу составляют изделия, которые приобрести нельзя, поскольку они никем не изготавливаются. Следовательно, эти изделия необходимо изготавливать самим, для чего необходимо разработать рабочую конструкторскую документацию (стоит дорого) и искать завод, который по чертежам изготовит изделия.

Итак, в раздел «Сборочные единицы» включаются те сборочные единицы, на которые необходимо разработать сборочные чертежи и чертежи деталей с последующим изготовлением в металле.

В курсовом проекте привода к сборочным единицам, например, будут отнесены сварная рама, редуктор и элементы внешней передачи после редуктора, или перед редуктором (ременная передача).

Следует отметить, что на каждую выделенную сборочную единицу разрабатывают сборочный чертеж, чертежи входящих в нее деталей и составляют спецификацию.

Документы в каждой части раздела записывают в порядке: «Комплексы», «Сборочные единицы» и «Детали»; в них вносят

комплексы, сборочные единицы и детали, непосредственно входящие в специфицируемое изделие. Запись указанных изделий рекомендуется производить в алфавитном порядке сочетания букв кодов организаций-разработчиков. В пределах этих кодов – в порядке возрастания классификационной характеристики, при одинаковой классификационной характеристике – по возрастанию порядкового регистрационного номера.

Выписка из классификатора Государственных стандартов

Группы

Б22	Масла индустриальные	621.892. 2/8
Б26	Масла трансмиссионные и для грубых механизмов	621.892.2 093/094
Б31	Смазки универсальные	621.892.09
Б33	Смазки автотракторные	621.892.097
В22	Сортовой и фасонный прокат	669.14-42
В23	Листы и полосы	669.14-41
В42	Рельсы. Накладки. Подкладки. Костыли	625.143.1/5
В62	Трубы стальные и соединительные части к ним:	621.643.23
	трубы стальные	621.642.21
	соединения	
В71	Проволока стальная низкоуглеродистая	669.15-194-426
В75	Канаты стальные	669.14/15-427.4
В76	Сетки металлические	621.778.8
Г11	Детали и узлы общие для различных машин и механизмов	621.81
Г14	Соединения шпоночные, шлицевые и клиновые	621.886
Г15	Передачи зубчатые и фрикционные	621.833
	Приводы трансмиссии	621.83/85
Г16	Подшипники	621.822
Г26	Технологическая оснастка и механическое оборудование для сварочных работ	621.791.009
	Болты	621.882.6
Г32	Винты. Шпильки	
	Винты	621.882.2
	Шпильки	621.886
	Гайки	621.882.3
Г34	Заклепки	621.884
Г36	Шайбы, шплинты	
	Шайбы	621.882.4
	Шплинты	621.885

Г37	Штифты	621.886
Г38	Прочие промышленные метизы	621.88
Г86	Подъемно-транспортное оборудование	621.86/87
Г91	Общие детали, узлы и приспособления сельскохозяйственных машин	631.3.02
Д22	Грузовые автомобили и автотракторные повозки	
	Автомобили грузовые	629.114.4
	Автотракторные повозки	629.114.3
Д24	Автотракторные двигатели и детали к ним	621.431.73
Д71	Ящики деревянные	674.6
Д72	Бочки и барабаны деревянные	674.4
Д78	Контейнеры деревянные	674.6
Д82	Бочки и барабаны металлические	672.34.621.798.133
Д88	Контейнеры металлические	621.798.1 621.869
Е42	Кабели и провода силовые и контрольные	621.315.2
Е61	Электродвигатели	621.313.13/14
К22	Лифты и строительные подъемники	69.026.6 69.057.7
Л15	Удобрения	631.8
Л18	Пигменты и краски	667.622
Л24	Лаки и эмали	
	Лаки	667.7
	Эмали	666.29
Л25	Органические растворители, олифы, грунтовки	
	Растворители	661.7.062
	Олифы	667.621.52
	Грунтовки	667.638.2
С12	Зерно	633.1
С43	Корнеплоды и клубнеплоды	635.1/2

Запись в пределах обозначения изделия производят в последовательности, в которой они перечислены в ГОСТ 2.102-68 в таблице 3, где приведена номенклатура конструкторских документов, разрабатываемых на изделия в зависимости от стадии разработки (из-за громоздкости таблица здесь не приводится).

Эксплуатационные и ремонтные документы записывают в той последовательности, в которой они перечислены в ГОСТ 2.601-95 и ГОСТ 2.602-95.

В раздел «Детали» включают те детали, участвующие в сборке изделия, которые не вошли ни в одну из выделенных сборочных единиц или покупных изделий.

Например, по сборочному чертежу привода, на раму устанавливают электродвигатель и редуктор, валы которых соединены муфтой (других изделий в сборке нет). При таких условиях деталей, участвующих в сборке, нет, следовательно, этот раздел будет отсутствовать.

Если же имеются прокладки (как правило) для регулировки соосности валов электродвигателя и редуктора, а также защитный кожух муфты, то они должны быть обозначены позициями и будут входить в раздел «Детали».

В сборочном чертеже редуктора в раздел «***Детали***» будут входить детали, участвующие в сборке редуктора, но не входящие ни в одну из его сборочных единиц.

В разделе «Стандартные изделия» записывают ***покупные изделия***, примененные по стандартам:

– ***межгосударственным;***

– ***государственным;***

– ***отраслевым;***

– ***предприятий*** (для вспомогательного производства, инициативных разработок или если их применение установлено договором на разработку изделия).

В пределах каждой категории стандартов запись рекомендуется производить по группам изделий, объединенных по их функциональному назначению (например, подшипники, крепежные изделия, электротехнические изделия и т.п.), в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах каждого наименования – в порядке возрастания обозначений стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

В разделе «Прочие изделия» вносят ***покупные изделия***, примененные по техническим условиям (эти изделия еще не имеют ГОСТ). Запись изделий рекомендуется производить по группам, объединенным по их функциональному назначению; в пределах каждой группы – в алфавитном порядке наименований изделий, а в пределах каждого наименования – в порядке возрастания основных параметров или размеров изделия.

В раздел «Материалы» вносят все материалы, непосредственно входящие в специфицируемое изделие, которые в сборке участвуют не в виде готовых деталей, например, электроды, проволока, смазочные материалы и т.п.

Материалы рекомендуется записывать по видам в следующей последовательности:

– *металлы черные;*

– *металлы магнитоэлектрические и ферромагнитные;*

– *металлы цветные, благородные и редкие;*
– *кабели, провода и шнуры;*
– *пластмассы и пресс-материалы;*
– *бумажные и текстильные материалы;*
– *лесоматериалы;*
– *резиновые и кожевенные материалы;*
– *минеральные, керамические и стеклянные материалы;*
– *лаки, краски, нефтепродукты и химикаты;*
– *прочие материалы.*

В пределах каждого вида материала рекомендуется записывать в алфавитном порядке наименований, а в пределах каждого наименования – по возрастанию размеров или других технических параметров.

В раздел «Материалы» не записывают материалы, необходимое количество которых не может быть определено конструктором по размерам элементов изделия и вследствие этого устанавливается технологом. К таким материалам относят, например: лаки, краски, клей, смазки, замазки, припои, электроды. Указание о применении таких материалов дают в технических требованиях на поле чертежа.

Графы спецификаций заполняют следующим образом:

– в графе ***«Формат»*** указывают форматы документов, обозначения которых записывают в графе «Обозначение». Если документ выполнен на нескольких листах различных форматов, то в графе «Формат» проставляют «звездочку» со скобкой, а в графе «Примечание» перечисляют все форматы в порядке их увеличения.

Для документов, записанных в разделе «Стандартные изделия», «Прочие изделия» и «Материалы», графу «Формат» не заполняют.

Для деталей, на которые не выпущены чертежи, в графе «Формат» указывают БЧ.

Для документов, изданных типографским, литографическим и подобными способами на форматах, предусмотренных соответствующими государственными стандартами для типографских изданий, в графе «Формат» ставят прочерк;

– в графе ***«Зона»*** указывают обозначение зоны, в которой находится номер позиции записываемой составной части (при разбивке поля чертежа на зоны по ГОСТ 2.104-68).

Если имеются повторяющиеся номера позиций, то в спецификации в графе «Зона» проставляют «звездочку» со скобкой, а в графе «Примечание» указывают все зоны;

– в графе ***«Позиция»*** указывают порядковые номера составных частей, непосредственно входящих в специфицируемое изделие, в

последовательности записи их в спецификации. Для разделов «Документация», «Комплекты» графу «Позиция» не заполняют;

– в графе «Обозначение» указывают:

в разделе ***«Документация»*** – обозначение записываемых документов;

в разделе «Комплексы», ***«Сборочные единицы», «Детали»,*** «Комплекты» – обозначение основных конструкторских документов на записываемые в эти разделы изделия. Для деталей, на которые не выпущены чертежи, – присвоенное им обозначение.

В разделах «Стандартные изделия», «Прочие изделия» и «Материалы» ***графу «Обозначение» не заполняют***. Если для изготовления стандартного изделия выпущена конструкторская документация, в графе «Обозначение» указывают обозначение выпущенного основного конструкторского документа.

В курсовом проекте по деталям машин принята следующая система обозначений.

Документация (Пример): сборочный чертеж – **ПЛК.125.00.00.СБ**, пояснительная записка – **ПЛК.125.00.00.ПЗ**.

Первые три буквы – начальные буквы названия привода (Привод ленточного конвейера (ПЛК)), следующие три цифры – номер (тип) задания и вариант, (125)12 тип, 5 вариант, две пары нулей (00.00.) – цифровое обозначение первичных документов; СБ и ПЗ – шифры документов (СБ – сборочный чертеж, ПЗ – пояснительная записка).

Основные сборочные единицы обозначаются: **ПЛК.125.01.00; ПЛК.125.02.00; ПЛК.125.03.00** *и так возможно обозначать до девяносто девяти сборочных единиц* **– ПЛК.125.99.00**.

Если каждая из сборочных единиц, в свою очередь, включает ряд сборочных единиц, а последующие также имеют в составе сборочные единицы, то их обозначение следующее, например, для первой:

ПЛК.125.01.01.00; ПЛК.125.01.01.01.00; ПЛК.125.01.01.01.01.00; ***для второй***: ПЛК.125.02.01.00; ПЛК.125.02.01.01.00; ПЛК.125.02.01.01.01.00 и так ***до последней сборочной единицы,*** имеющей в составе только детали.

Детали, в основной сборке обозначаются: **ПЛК.125.00.01**
ПЛК.125.00.02
и так далее.

Детали, в первой сборочной единице: **ПЛК.125.01.01**
ПЛК.125.01.02
ПЛК.125.01.03
и так далее.

Напомним, деление сборочной единицы на составляющие осуществляется до сборочной единицы, состоящей только из деталей.

В графе «Наименование» указывают:

в разделе «Документация» для документов, входящих в основной комплект документов специфицируемого изделия и составляемых на данное изделие, – только наименование документов, например: «Сборочный чертеж», «Габаритный чертеж», «Технические условия». Для документов на неспецифицированные составные части – наименование изделия и наименование документов;

в разделах спецификации «Комплексы», «***Сборочные единицы», «Детали***», «Комплекты» – наименования изделий в соответствии с основной надписью на основных конструкторских документах этих изделий. Для деталей, на которые не выпущены чертежи, указывают наименование, материал и другие данные, необходимые для изготовления;

в разделе «***Стандартные изделия***» – наименования и обозначения изделий в соответствии со стандартами на эти изделия;

в разделе «***Прочие изделия***» – наименования и условные обозначения изделий в соответствии с документами на их поставку с указанием обозначений этих документов.

Если изделие применено по документу, содержащему ссылку на другой (общий) документ (например, на общие технические условия), то в графе «Наименование» записывают только обозначение первого документа (общий документ не указывают);

в разделе «Материалы» – обозначения материалов, установленные в стандартах или технических условиях на эти материалы.

Для записи ряда изделий и материалов, отличающихся размерами и другими данными и примененных по одному и тому же документу (и записываемых в спецификацию за обозначением этого же документа), допускается общую часть наименования этих изделий или материалов с обозначением указанного документа записывать на каждом листе спецификации один раз в виде общего наименования (заголовка). Под общим наименованием записывают для каждого из указанных изделий и материалов только их параметры и размеры.

Примечание. Указанным упрощением не допускается пользоваться, если основные параметры или размеры изделия обозначают только одним числом или буквой. Для подобных случаев запись производят следующим образом:

Шайбы ГОСТ 18123-82

Шайба 3

Шайба 4 и т.д.

В графе «Количество» указывают:

для составных частей изделия, записываемых в спецификацию, количество их на одно специфицируемое изделие;

в разделе «***Материалы»*** – общее количество материалов на одно специфицируемое изделие с указанием единиц измерения. Допускается единицы измерения записывать в графе «Примечание» в непосредственной близости от графы «Количество».

В разделе «Документация» графу не заполняют.

В графе «Примечание» указывают дополнительные сведения для планирования и организации производства, а также другие сведения, относящиеся к записанным в спецификацию изделиям, материалам и документам, например, для деталей, на которые не выпущены чертежи, - массу.

Для документов, выпущенных на двух и более листах различных форматов, указывают обозначение форматов, перед перечислением которых проставляют знак «звездочка», например, *) А4, А3.

В соответствии с ГОСТ 2.105-95 Общие требования к текстовым документам, раздел 5 – Требования к текстовым документам, содержащим текст, разбитый на графы (спецификации, ведомости, таблицы и т.п.), ***заголовки*** (документация, сборочные единицы, детали, стандартные изделия и т.д.) ***подчеркивают и оставляют снизу свободную строку и выше – не менее одной свободной строки***.

После каждого раздела спецификации допускается оставлять несколько свободных строк для дополнительных записей (в зависимости от стадии разработки, объема записей и т.п.). Допускается резервировать и номера позиций, которые проставляют в спецификацию при заполнении резервных строк.

Пример составления спецификации основной сборочной единицы показан на рисунке 40, а составляющей – на рисунке 41.

Допускается совмещение спецификации со сборочным чертежом при условии их размещения на листе формата А4 (ГОСТ 2.301-68). При этом ее располагают над основной надписью и заполняют в том же порядке и по той же форме, что и спецификацию, выполненную на отдельных листах.

Для изделий вспомогательного производства и единичного производства разового изготовления допускается совмещение спецификации со сборочным чертежом на листах любого формата, установленного ГОСТ 2.301-68. Правила выполнения и обращения таких совмещенных документов устанавливают в отраслевых стандартах. Совмещенному документу присваивают обозначение основного конструкторского документа. Основную надпись выполняют по ГОСТ 2.104-68 (форма 1).

Для изделий, разрабатываемых по заказам Министерства обороны, совмещение спецификации со сборочным чертежом на любых форматах, кроме А4, не допускается.

В курсовом проекте по деталям машин «***Ведомости спецификаций***», «***Ведомости ссылочных документов», «Ведомости покупных изделий»*** не составляют. Указанные документы необходимы для объемных изделий, состоящих из десятков и сотен сборочных единиц.

Ошибки, допускаемые студентами в оформлении спецификации

– ***Спецификации присваивают шифр пояснительной записки, например, ПЛК.125.00.00.ПЗ, тогда как спецификация не имеет шифра, т.е. ПЛК.125.00.00.***

– ***В обозначении сборочных единиц в разделе «Сборочные единицы» пишут шифр СБ, например, ПЛК.125.01.СБ. Шифр СБ пишут для сборочных единиц только в разделе «Документация».***

– ***После каждого раздела не оставляют свободные (резервные) строчки и резервные номера позиций. Они необходимы для случая уточнения состава конструкции и введения дополнительных сборочных единиц и деталей.***

Необходимо оставлять свободные строчки и вверху перед каждым разделом.

– ***В раздел «Сборочные единицы» включают электродвигатели, муфты и другие покупные изделия, которые должны быть в разделах «Стандартные изделия» и «Прочие изделия».***

– ***В обозначении сборочных единиц в разделах указывают по три цифры, например, ПЛК.125.000.000. Это излишне, так как 999 сборочных единиц и деталей в курсовом проекте никогда быть не может. Достаточно двух цифр, так как они могут охватить 99 сборочных единиц и 99 деталей.***

– ***На первом листе спецификации используют основную надпись не по форме 2, а другие, например, форму 1, предназначенную для первых листов сборочных единиц и чертежей деталей, или форму 2а, используемую для последующих листов чертежей, пояснительных записок и спецификаций.***

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
				Документация		
А1			**ПЛК.125.00.00.СБ**	Сборочный чертеж		
А4			**ПЛК.125.00.00.ПЗ**	Пояснительная записка		
				Сборочные единицы		
А1		1	**ПЛК.125.01.00**	Редуктор червячный	1	
А2		2	**ПЛК.125.02.00**	Рама сварная	1	
				(и так далее)		
				Детали		
А4		7	**ПЛК.125.00.01**	Прокладка	8	
А4		8	**ПЛК.125.00.02**	Кожух защитный	1	
				(и так далее)		
				Стандартные изделия		
		12		Эл. двигатель 4А90L	1	
				ГОСТ 19523-81		
		13		Муфта 250-40-2	1	
				ГОСТ 21424-93		
		14		Болт М16-6g х 50.58	8	
				ГОСТ 7798-70		
		15		Гайка М16-6Н.5	8	
				ГОСТ 5915-70		

					Курсовой проект ПЛК.125.00.00		
Изм	Лист	№ док.	Подп.	Дата			
Разработал		Павлов		2010	ПРИВОД ЛЕНТОЧНОГО КОНВЕЙЕРА	Лит.	Лист	Листов
Проверил		Махмутов				У	1	2
						КГАСУ, Кафедра ДСМ Группа 2ДМ401		
Н.контр.								
Утвердил								

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
		16		Шайба 16 65Г	8	
				Гост 6402-70		
		17		Шплинт 4 х 25.05.6	8	
				ГОСТ 397-79		
		18		Винт М10-6g х 60.68	4	
				ГОСТ 11738-84		
		19		Штифт конический	4	
				ГОСТ 9464-79		
				и так далее		
				Прочие изделия		
		23		Кольцо 90 х100	4	
				МИ 5396 -64		
				(и т.д.)		
				Материалы		
		26		Проволока	1м	
				ГОСТ 3282-74		
				(и т.д.)		

					Курсовой проект ПЛК.125.00.00	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		2

Рисунок 40 – Образец спецификации основного сборочного чертежа

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
				Документация		
А1			**ПЛК.125.01.00.СБ**	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
А2		1	**ПЛК.125.01.01.00**	Вал ведущий	1	
А2		2	**ПЛК.125.01.02.00**	Вал промежуточный	1	
				(и так далее)		
				Детали		
А2		6	**ПЛК.125.01.01**	Корпус	1	
А4		7	**ПЛК.125.01.02**	Крышка	1	
А4		8	**ПЛК.125.01.03**	Стакан	2	
А4		9	**ПЛК. 125. 01. 04**	Прокладка	8	
				(и так далее)		
				Стандартные изделия		
		12		Подшипник конический	2	
				7211А ГОСТ 27365-87		
		13		Подшипник шариковый	4	
				304 ГОСТ 8338-75		
		14		Подшипник шариковый	4	
				408 ГОСТ 8338-75		
		15		БолтМ12-6g х 50.58	8	
				ГОСТ 7798-70		

					Курсовой проект ПЛК.125.01.00		
Изм	Лист	№ док.	Подп.	Дата			
Разработал		Павлов		2010	РЕДУКТОР ЧЕРВЯЧНЫЙ	Лит.	Лист	Листов
Проверил		Махмутов				У	1	2
						КГАСУ, Кафедра ДСМ Группа 2ДМ401		
Н.контр.								
Утвердил								

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Примечание
		16		Гайка М12-6Н.5	8	
				Гост 5918-73		
		17		Шайба12.65Г.09.10	8	
				ГОСТ 6402-70		
		18		Манжета 1-40 х 60-3	2	
				ГОСТ 8752-79		
		19		Штифт конический	2	
				ГОСТ 9464-79		
				и так далее		
				Прочие изделия		
		23		Кольцо войлочное 30	4	
				(и т.д.)		
				Материалы		
		25		Масло И-Г-С-220	2л	
				ТУ 38 101413-78		
				(и т.д.)		

						Лист
					Курсовой проект ПЛК.125.01.00	2
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Рисунок 41 – Образец спецификации составных сборочных единиц

13 ОФОРМЛЕНИЕ ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

В текстовых документах, как правило, приводятся сведения об использованных источниках, оформлять которые необходимо с учетом ГОСТов:

– ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. – Введ. 2004-07-01;

– ГОСТ 7.80-2000. Библиографическая запись. Заголовок. Общие требования и правила составления;

– ГОСТ 7.12-93. Библиографическая запись. Сокращение слов на русском языке;

– ГОСТ Р 7.05-2008. Библиографическая запись. Библиографическое описание.

При оформлении документа (книги, статьи, изобретения, отчета и т.д.) придерживаются следующего. Если у документа ***один, два*** или ***три автора, то перед заглавием пишется только первый из них***, после фамилии запятая, далее инициалы. В сведениях об ответственности (после заглавия за косой чертой) записываются все авторы: один, два или три – в той форме, как в документе, инициалы перед фамилией.

Если у документа более трех авторов, он описывается на заглавие и все авторы пишутся только в сведениях об ответственности. При необходимости количество авторов сокращают, при этом в сведениях об ответственности приводят не более четырех фамилий авторов. Если авторов более четырех, приводят фамилии трех с добавление слов «и др.».

В качестве иллюстрации оформления ниже приведены примеры библиографических описаний различных источников.

Книги одного, двух, трех авторов

Коренман, И.К. Фотометрический синтез: Методы определения органических соединений / И.К. Коренман. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Химия, 1975. – 359 с.

Энтелис, С.Г. Кинетика реакций в жидкой фазе: Количественный учет влияния среды / С.Г Энтелис, Р.П. Тигер. – М.: Химия, 1973. – 416 с.

Киямов, И.М. Физическая химия неводных растворов / И.М. Киямов, А.Т. Кожух, Ю.Р. Тарасюк. – Л.: Химия. Ленингр. отд-ие, 1973. – 376 с.

Flanaut, J. Les elements des terries rarest / J. Flanaut. – Paris: Masson, 1969. – 165 p.

Книги четырех и более авторов, а также сборники статей

Комплексные соединения в аналитической химии: Теория и практика применения / Ф. Умланд, А. Янсен, Д. Тиринг, Г. Вюнш. – М.: Мир, 1975. – 531с.

Обеспечение качества результатов химического анализа / Н. Буйгаш, Н.М. Кузьмин, Л. Лейстнер и др. – М.: Наука, 1993. – 165 с.

Аналитическая химия и экстракционные процессы: сб. ст. / отв. ред. А.Т. Пилиненко, Б.И. Набиванец. – Киев: Наукова думка, 1970. – 119 с.

Пиразолоны в аналитической химии: тез. докл. конф., Пермь, 24–27 июня 1980. – Пермь: ПГУ, 1980. – 118 с.

Статья из журналов и газет

Чалков, Н.Я. Химико-спектральный анализ методов высокой чистоты / Н.Я. Чалков // Завод. лаб. – 1980. – Т. 46. – № 9. – С. 813–814.

Козлов, Н.С. Синтез и свойства фторсодержащих ароматических азометинов / Н.С. Козлов, Л.Ф. Гладченко // Изв. АН БССР. Сер. хим. науки. – 1981. – № 1. – С. 86–88.

Марчак, Т.В. Сорбционно-фотометрическое определение микроколичеств никеля / Т.В. Марчак, Г.Д. Брыкина, Т.А. Белявская // Журн. аналит. химии. – 1981. – Т. 36. – № 3. – С. 513–517.

Иванов, Н. Стальной зажим: ЕС пытается ограничить поставки металла из России / Николай Иванов // Коммерсант. – 2001. – 4 декабря. – С. 8.

Определение водорода в магнии, цирконии, натрии и литии на установке С2532 / Е.Д. Маликова, В.П. Велюханов, Л.С. Махинова, Л.Л. Кунин // Журн. физ. химии. – 1980. – Т. 54. – Вып. 11. – С. 2846–2848.

Mukai, K. Determination of phosphorus in hypereutectic aluminum-silicon alloys / K. Mukai // Talanta. – 1972. – Vol. 19. – № 4. – P. 489–495.

Статья из продолжающегося издания

Живописцев, В.И. Комплексные соединения тория с диантипирилметаном / В.П. Живописцев, Л.П. Пятосин // Ученые зап. // Перм. ун-т. – 1970. – № 207. – С. 184–191.

Статья из периодических сборников

Маркович, Дж. Ассоциация солей длинноцепочечных третичных аминов в углеводородах / Дж. Маркович, А. Кертес // Химия экстракции: Докл. междунар. конф., Гетеборг, Швеция, 27 авг.–1 сент. 1966. – М., 1971. – С. 223–231.

Любомилова, Г.В. Определение алюминия в тантало-ниобиевых минералах / Г.В. Любомилова, А.Д. Миллер // Новые методические исследования по анализу редкометалльных минералов, руд и горных пород. – М., 1970. – С. 90–93.

Диссертация

Ганюхина, Т.Г. Модификация свойств ПВХ в процессе синтеза: дис. … канд. хим. наук: 02.00.06 / Т.Г. Ганюхина. – Н. Новгород, 1999. – 109 с.

Автореферат диссертации

Балашова, Т.В. Синтез, строение и свойства бинирдильных комплексов редкоземельных элементов: автореф. дис. … канд. хим. наук: 02.00.08 / Т.В. Балашова. – Н.Новгород, 2001. – 21 с.

Депонированные научные работы

Крылов, А.В. Гетерофазная кристаллизация бромида серебра / А.В. Крылов, В.В. Бабкин; редкол. «Журн. Прикладной химии». – Л., 1982. – 11 с. – Деп. в ВИНИТИ 24.03.1982, № 1286-82.

Кузнецов, Ю.С. Изменение скорости звука в холодильных расплавах/ Ю.С. Кузнецов; Моск. хим.-технол. ин-т. – М., 1982. – 10 с. – Деп. в ВИНИТИ 27.05.1982, № 2641.

Патентные документы

А. с. 1007970 СССР, МКИ^{1} В 03 С 7/12. А 22 С 17/04. Устройство для разделения многокомпонентного сырья / Б.С. Бабакин, Э.И. Каухчешвили (СССР). – №3599960/28–13; заявл. 02.06.1985; опубл. 30.10.1985, Бюл. № 28. – 2 с.

Пат. 4194039 США, МКИ^{3} В 32 в 7/12. В 32 В 27/8. Multi-layer polvolefin shrink film / W.B/ Muelier; W.R. Grage &Co. – № 896963; заявл. 17.04.1978; опубл. 18.03.1980. – 3 с.

Заявка 54-151681 Япония, МКИ^{2} В 29 D 23/18. Способ изготовления гибких трубок / Йосиаки Инаба; К.К. Тое Касэй. – № 53–69874; заявл. 12.06.1978; опубл. 21.12.1979. – 4 с.

***Примечание*. Обязательны только подчеркнутые элементы.**

Стандарт

ГОСТ 10749.1-80. Спирт этиловый технический. Методы анализа. – Взамен ГОСТ 10749-72; введ. 01.01.1982 до 01.01.1987. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 4 с.

Примечание. **Обязательны только подчеркнутые элементы.**

Отчет о НИР

Проведение испытания теплотехнических свойств камеры КХС-2-12-ВЗ: отчет о НИР (промежуточ.) / Всесоюз. заоч. ин-т пищ. пром-сти (ВЗИПП); рук. В.М. Шавра. – М., 1981. – 90 с. – ОЦО 101 2ТЗ; № ГР 80057238. – Инв. № Б119699.

Основные положения ГОСТ Р 7.05-2008

Следует отметить, что ГОСТ Р 7.05-2008 не отменяет ГОСТ 7.1-2003, он вносит некоторые добавления к различным библиографическим ссылкам: внутритекстовым, подстрочным, затекстовым, повторным, комплексным, ссылкам на электронные ресурсы, ссылкам на архивные документы

В пункте 4.5 ГОСТ Р 7.05-2008 отмечено «По составу элементов библиографическая ссылка может быть ***полной или краткой***, в зависимости от вида ссылки, ее назначения, наличия библиографической информации в тексте документа».

Пункт 4.5.1 отмечает – ***полную ссылку, содержащую совокупность библиографических сведений о документе, предназначенную для общей характеристики, идентификации и поиска документа – объекта ссылки, составляют по ГОСТ 7.1-2003***

В пункте 4.9 указано, что «***Независимо от назначения ссылки правила представления элементов библиографического описания, применение знаков предписанной пунктуации в ссылке осуществляются в соответствии с ГОСТ 7.1-2003 с учетом следующих особенностей»***:

– допускается прописанный знак точку и тире, разделяющий области библиографического описания, заменять точкой;

– сокращения отдельных слов и словосочетаний применяют для всех элементов библиографической записи, за исключением основного заглавия документа. Слова и словосочетания сокращают по ГОСТ 7.11-2004 и ГОСТ 7.12 -93;

– в области физической характеристики указывают либо общий объем документа, либо сведения о местоположении объекта ссылки в документе.

Библиографические ссылки краткие следует оформлять в соответствии с **ГОСТ Р 7.05-2008** [10].

Описание каждого печатного произведения делается по следующей форме.

Имя автора или издателя пишется курсивом. Сначала фамилия, затем инициалы.

Название произведения пишется без кавычек. Сначала название части издания (статьи, главы), затем, через «//», – название всего издания.

Через точку и тире – место издания.

Через двоеточие – название издательства.

Через запятую – год издания. В журнале – только номер и год выпуска.

Через точку или точку и тире – номера использованных страниц (если использовалась не вся книга).

Через точку или точку и тире – полное количество страниц в источнике (если использовалась вся книга).

Через точку или точку и тире **ISBN**, **URL** (если они известны). При длинном URL можно его «спрятать» в названии. Запись «ISBN…» автоматически создает ссылку на страницу **Источники книг**.

Пример: *Ахметов Н.С.* Актуальные вопросы курса неорганической химии. – М.: Просвещение, 1991. – С. 224. – **ISBN 5-09-002630-0**.

Часть книги – *Фамилия И.О.* Заглавие // Автор издания. Издание. – Место: Издательство, год. – С. 20–40. – ISBN. URL.

Ссылка на книгу – *Фамилия И.О.* Заглавие. – Место: Издательство, год. – С. 50. – ISBN. URL.

Описание книги – *Фамилия И.О.* Заглавие. – Место: Издательство, год. – 100 с. – ISBN. URL.

Статья из журнала – *Фамилия И.О.* Заглавие // Издание. – Год. – Т. 1. – № 1. – С. 20–40. – ISSN. URL.

Издание без автора – Заглавие / Ответственный за издание (редактор). – Место: Издательство, год. – 100 с. – ISBN. URL.

Многотомное издание – Заглавие / Ответственный за издание. – Место: Издательство, год. – Т. 1. – 20 с. – ISSN. URL.

Затекстовая краткая библиографическая ссылка может содержать следующие элементы

– заголовок;
– основное заглавие документа;
– общее обозначение материала;
– сведения, относящиеся к заглавию;
– сведения об ответственности;
– сведения об издании;
– выходные данные;
– физическую характеристику документа;
– сведения о местоположении объекта ссылки в документе (если ссылка на часть документа);
– сведения о серии;
– обозначение и порядковый номер тома или выпуска (для ссылок на публикации в многочастных или сериальных документах);
– сведения о документе, в котором опубликован объект ссылки;
– примечания;
– Международный стандартный номер.

Примеры описания библиографической ссылки (затекстовой)

14. Экономика и политика России и государств ближнего зарубежья, аналит. обзор, апр. 2007 / Рос. акад. наук. Ин-т мировой экономики и междунар. отношений. – М.: ИМЭМО, 2007. – 39 с.

16. Валукин М.Е. Эволюция движения в мужском классическом танце. – М.: ГИТИС, 2006. – 251 с.

22. Ковшиков В.А., Глухов В.П. Психолингвистика: теория речевой деятельности: учеб. пособие для студентов педвузов. М.: Астрель, 2007. – 223 с.

28. Содержание и технологии образования взрослых: проблема опережающего образования, сб. науч. тр. / Ин-т образования взрослых Рос. акад. образования; под ред. А.Е. Марона. – М.: ИОВ, 2007. – 118 с.

29. Ефимова Т.Н., Кусакин А.В. Охрана и рациональное использование болот в Республике Марий Эл // Проблемы региональной экологии. – 2007. – № 1. – С. 60–86.

30. Дальневосточный международный экономический форум (Хабаровск, 5–6 окт. 2006 г.): материалы / Правительство Хабар. края. – Хабаровск: Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2006. – Т. 1–8.

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная литература

1. ГОСТ 21354-87. Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет на прочность.
2. ГОСТ 16532-70. Передачи зубчатые цилиндрические внешнего зацепления. Расчет геометрии.
3. ГОСТ 18498-89. Передачи червячные. Термины, определения и обозначения. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 46 с.
4. ГОСТ 19672-74. Передачи червячные цилиндрические. Модули и коэффициенты диаметра червяка. М.: Изд-во стандартов, 1974. – 2 с.
5. ГОСТ 19650-74. Передачи червячные цилиндрические. Расчет геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1989. – 7с.
6. ГОСТ 2.406-76. Правила выполнения чертежей цилиндрических червяков и червячных колес // Правила выполнения чертежей различных изделий: ЕСКД. – М., 1988. – С. 38–41.
7. Татаринцев, Б.Е. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2006. – 248 с.
8. Анурьев, В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: в 3т./ В.И. Анурьев. – М.: Машиностроение, 1992.
9. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование: Справочное учебно-методическое пособие / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – М.: Высш. шк., 2005. – 309 с.
10. Чернавский, С.А. Проектирование механических передач. Учебно-справочное пособие/ С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.
11. Дунаев, П.Ф. Детали машин. Курсовое проектирование: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2002. – 536 с.
12. Гулиа Р.В., Клоков В.Г., Юрков С.А. Детали машин. – 2-е изд. – СПб.: Изд-во Лань, 2010. – 416 с.
13. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Высш. шк., 2000. – 446 с.
14. Иванов, М.Н. Детали машин / М.Н. Иванов. – М.: Высш. шк., 2000. – 383 с.
15. Дунаев, П.Ф. Расчет допусков размеров / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – М.: Машиностроение, 2001.
16. Балдин В.А., Галевко В.В. Детали машин и основы конструирования. Передачи: учебное пособие. – М.: ИКЦ Академкнига, 2006. – 332 с.

17. Решетов, Д.Н. Детали машин. – 4-е изд. перераб. и доп. / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

18. Мудров, А.Г. Детали машин и основы конструирования: учебно-методическое пособие / А.Г. Мудров. – Казань: РИЦ Школа, 2007. – 236 с.

19. Боков, В.Н. Детали машин. Атлас / В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько. – М.: Машиностроение, 1983. – 164 с.

20. Детали машин. Атлас конструкций: учебное пособие: в 2-х ч. / Б.А. Байков, В.Н. Богачев, А.В. Буланже и др. – 5 изд. – М.: Машиностроение, 1992. – 352 с.

21. Курмаз, Л.В. Детали машин. Проектирование / Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда. – 2-е изд. испр. и доп. – Минск: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.

22. ГОСТ 2.105-95-ЕСКД. Общие требования к текстовым документам.

23. ГОСТ 2.106-96-ЕСКД. Текстовые документы.

24. ГОСТ 7.32-2001. Отчет о научно-исследовательской работе.

Дополнительная литература

25. Орлов, П.И. Основы конструирования: в 3 т. / П.И. Орлов. – М.: Машиностроение, 1989. – Т.1. – 623 с., Т. 2. – 574 с., Т. 3. – 357 с.

26. Мудров, А.Г. Текстовые документы: учебно-справочное пособие/ А.Г. Мудров. – Казань: РИЦ «Школа», 2004. – 144 с.

27. Готовцев, А.А. Проектирование цепных передач / А.А. Готовцев, И.П. Котенок. – М.: Машиностроение, 1982. – 336 с.

28. Поляков, В.С. Справочник по муфтам / В.С. Поляков, И.Д. Барбаш, О.А. Ряховский. – М.–Л., 1979. – 351 с.

29. ГОСТ 7.1-2003. Библиографическая запись. Библиографическое описание. – Введ. 2004-07-01.

30. ГОСТ 7.80-2000. Библиографическая запись. Заголовок. Общие требования и правила составления.

31. ГОСТ 7.12-93. Библиографическая запись. Сокращение слов на русском языке.

32. ГОСТ Р 7.05-2008. Библиографическая запись. Библиографическое описание.

33. Мудров, А.Г., Сахапов Р.Л. Текстовые документы: учебно-справочное пособие. – Казань: КГАСУ, 2011. – 144 с.

34. Бухгольц, Н.Н. Основной курс теоретической механики: в 2-х ч. – М.: Изд-во «Лань», 2009. – 816 с.

35. Степин П.А. Сопротивление материалов. – СПб.: Изд-во «Лань», 2010. – 320 с.

36. Березняк, И.В. Курсовое проектирование и конструирование деталей машин: учебное пособие. – Пенза: Изд-во ПГУАС, 2008. – 376 с.

37. Глухов Б.В., Игнатюгин В.Ю. Конструирование деталей машин: учебное пособие. – Новосибирск: Изд-во СГУПСа, 2011. – 134 с.

38. Александров, П.С. Курс аналитической геометрии и линейной алгебры. – 2-е изд. – СПб.: Изд-во «Лань», 2009. – 512 с.

39. Мудров, А.Г., Сахапов Р.Л. Разработка курсового проекта по грузоподъемным машинам: учебно-методическое пособие. – Казань: Изд-во КазГАСУ, 2014. – 125 с.

40. Жулай, В.А. Курсовое проектирование приводов транспортных, строительных и дорожных машин: учебное пособие. – Воронеж: Изд-во Воронежского ГАСУ, 2007. – 248 с.

41. Анфимов, М.И. Редукторы. Конструкция и расчет. – М.: Машиностроение, 1972. – 283 с.

42. Орлов, П.И. Основы конструирования: в 3 т. – М.: Машиностроение, 1989. – Т. 1. – 623 с., Т. 2. – 574 с., Т.3. – 357 с.

43. Решетов, Д.Н. Детали машин. – 4-е изд. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.

44. Осипов А.Г., Горнов Ю.Н. Основы расчета деталей и узлов транспортных машин: учебное пособие. – Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 2009. – 144 с.

45. Малиновский М.П. Компьютерная графика в COMPAS. Ч. 1: Конструкторская документация: учебное пособие. – М.: Изд-во МАДИ, 2015. – 108 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица А1 – Нормальные линейные размеры, мм (ГОСТ 6636–69)

РЯДЫ				РЯДЫ				РЯДЫ			
R_a5	R_a10	R_a20	R_a40	R_a5	R_a10	R_a20	R_a40	R_a5	R_a10	R_a20	R_a40
1,0	1,0	1,0	1,0	10	10	10	10	100	100	100	100
			1,05				10,5				105
		1,1	1,1			11	11			110	110
			1,15				1,15				120
	1,2	1,2	1,2		12	12	12		125	125	125
			1,3				13				130
		1,4	1,4			14	14			140	140
			1,5				15				150
1,6	1,6	1,6	1,6	16	16	16	16	160	160	160	160
			1,7				17				170
		1,8	1,8			18	18			180	180
			1,9				19				190
	2,0	2,0	2,0		20	20	20		200	200	200
			2,1				21				210
		2,2	2,2			22	22			220	220
			2,4				24				240
2,5	2,5	2,5	2,5	25	25	25	25	250	250	250	250
			2,6				26				260
		2,8	2,8			28	28			280	280
			3,0				30				300
	3,2	3,2	3,2		32	32	32		320	320	320
			3,4				34				340
		3,6	3,6			36	36			360	360
			3,8				38				380
4,0	4,0	4,0	4,0	40	40	40	40	400	400	400	400
			4,2				42				420
		4,5	4,5			45	45			450	450
			4,8				48				480
	5,0	5,0	5,0		50	50	50		500	500	500
			5,3				53				530
		5,6	5,6			56	56			560	560
			6,0				60				600
6,3	6,3	6,3	6,3	63	63	63	63	630	630	630	630
			6,7				67				670
		7,1	7,1			71	71			710	710
			7,5				75				750
	8,0	8,0	8,0		80	80	80		800	800	800
			8,5				85				850
		9,0	9,0			90	90			900	900

Таблица А2 – Важнейшие производные единицы СИ пространства и времени

Величина		Единица		
Наименование	Размерность	Наименование	Обозначение	
			международное	русское
Площадь	L^2	квадратный метр	m^2	$м^2$
Объем, вместимость	L^3	кубический метр	m^3	$м^3$
Скорость	LT^{-1}	метр в секунду	m/s	м/с
Ускорение	LT^{-2}	метр на секунду в квадрате	m/s^2	$м/с^2$
Градиент ускорения	T^{-2}	секунда в минус второй степени	s^{-2}	$с^{-2}$
Угловая скорость	T^{-1}	радиан в секунду	rad/s	рад/с
Угловое ускорение	T^{-2}	радиан на секунду в квадрате	rad/s^2	$рад/с^2$
Частота периодического процесса	T^{-1}	герц	Hz	Гц
Частота событий (импульсов и т.п., частота вращения, частота ударов, угловая частота, круговая частота	T^{-1}	секунда в минус первой степени	s^{-1}	$с^{-1}$
Волновое число	L^{-1}	метр в минус первой степени	m^{-1}	$м^{-1}$
Коэффициент затухания	T^{-1}	секунда в минус первой степени	s^{-1}	$с^{-1}$
Коэффициент ослабления, коэффициент фазы, коэффициент распространения	L^{-1}	метр в минус первой степени	m^{-1}	$м^{-1}$

Таблица А3 – Основные технические характеристики электродвигателей

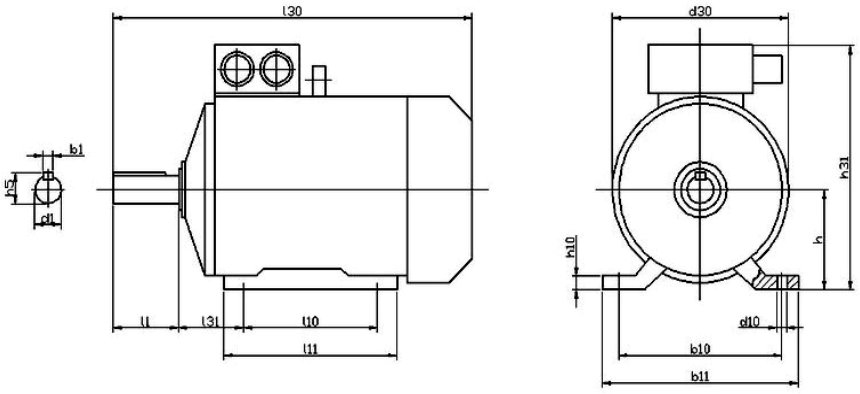
Высота оси вращ., мм	Мощн., кВт	Тип	Масса, кг	Частота вращ., мин.$^{-1}$	КПД, %	Коэфф. мощн.	Ток при U=380В, А	Отношение пускового тока к номин.	Отношение пускового момента к номин.	Отношение максим. момента к номин.	Динамический момент инерции ротора, кг·м^2
Синхронная -3000 мин.$^{-1}$ (2 полюса)											
63	0,55	АИР 63В2	6,1	2730	75	0,85	–	5,0	2,2	2,2	–
71	0,75	А71А2	8,7	2815	74,0	0,83	1,9	5,3	2,5	2,7	0,0006
71	1,1	А71В2	10,5	2800	77,0	0,86	2,5	5,2	2,6	2,8	0,0008
80	1,5	А80А2	13	2835	79,0	0,87	3,3	6,5	2,8	3,0	0,0011
80	2,2	А80В2	15	2820	82,0	0,87	4,6	6,5	3,2	3,4	0,0018
90	3,0	А90L2	17	2835	82,0	0,86	6,5	6,5	2,9	3,2	0,0024
100	4,0	А100S2	20,5	2820	82,0	0,84	8,8	6,8	3,0	3,2	0,0070
100	5,5	А100L2	28	2860	84,0	0,86	11	5,5	1,8	2,2	0,0080
112	7,5	А112М2	49	2895	87,0	0,89	15	7,0	2,5	3,2	0,0185
132	11,0	А132М2	54	2890	88,0	0,88	22	7,5	2,8	3,5	0,0227
160	15,0	АИР160S2	116	2940	88,0	0,86	30	7,5	2,0	3,2	0,0500
160	18,5	АИР160М2	130	2940	90,0	0,88	35	7,5	2,0	3,2	0,0550
180	22,0	А180S2	150	2940	90,5	0,89	42	7,5	2,1	3,5	0,0620
180	30,0	А180М2	170	2940	92,0	0,89	56	7,5	2,2	3,5	0,0700
200	37,0	А200М2	230	2950	91,5	0,88	70	7,5	2,3	3,2	0,1400
200	45,0	А200L2	255	2940	92,5	0,90	83	7,5	2,4	3,3	0,1600
Синхронная-1500 мин.$^{-1}$ (4 полюса)											
71	0,55	А71А4	8,5	1410	70,0	0,78	1,4	4,0	1,7	2,0	0,0010
71	0,75	А71В4	10	1415	73,0	0,74	2	4,5	2,0	2,5	0,0015
80	1,1	А80А4	14	1420	77,0	0,80	2,7	5,5	2,3	2,6	0,0028
80	1,5	А80В4	16	1420	78,5	0,80	3,6	5,5	2,3	2,8	0,0034
90	2,2	А90L4	17	1390	78,0	0,82	5,2	5,0	2,2	2,6	0,0056
100	3,0	А100S4	21	1395	78,0	0,80	7,3	5,5	2,7	3,0	0,0100
100	4,0	А100L4	30	1425	84,0	0,82	8,8	6,0	2,5	3,0	0,0130
112	5,5	А112М4	45	1450	87,0	0,85	11,3	7,0	2,4	3,0	0,0236
132	7,5	А132S4	52	1455	88,0	0,83	15,6	7,0	2,8	3,2	0,0227
132	11,0	А132М4	60	1440	88,0	0,84	23	7,5	2,8	3,3	0,0349
160	15,0	АИР160S4	120	1460	89,0	0,87	29	7,0	1,9	2,9	0,0600
160	18,5	АИР160М4	142	1460	90,0	0,89	35	7,0	1,9	2,9	0,0650
180	22,0	А180S4	160	1460	91,0	0,88	42	7,0	2,1	2,8	0,0700
180	30,0	А180М4	190	1460	91,0	0,89	56	7,0	2,4	3,0	0,0800
200	37,0	А200М4	230	1460	92,0	0,87	70	7,5	2,2	3,5	0,1500
200	45,0	А200L4	260	1460	92,0	0,87	86	7,0	2,2	3,2	0,1800
Синхронная-1000 мин.$^{-1}$ (6 полюсов)											
80	0,75	А80А6	14	930	71,0	0,70	2,3	4,0	2,0	2,4	0,0035
80	1,1	А80В6	16	930	72,0	0,72	3,2	4,0	2,0	2,4	0,0048
90	1,5	А90L6	18	925	72,0	0,71	4,5	4,5	2,4	2,8	0,0066
100	2,2	А100L6	24	925	76,0	0,71	6,2	4,8	2,9	3,1	0,0200
112	3,0	А112МА6	41	960	83,0	0,79	7	5,9	2,2	2,6	0,0380
112	4,0	А112МВ6	50	960	84,0	0,80	9	6,0	2,2	2,6	0,0425
132	5,5	А132S6	56	950	83,0	0,82	12,2	5,0	2,2	2,5	0,0500
132	7,5	А132М6	61	960	84,5	0,77	17,5	6,5	2,8	3,1	0,0597
160	11,0	АИР160S6	125	970	87,0	0,82	23	6,5	1,9	2,9	0,0700
160	15,0	АИР160М6	155	970	89,0	0,82	31	7,0	2,3	3,0	0,0750
180	18,5	А180М6	160	970	89,0	0,86	37	6,0	2,2	3,0	0,0900

Высота оси вращ., мм	Мощн., кВт	Тип	Масса, кг	Частота вращ., мин.$^{-1}$	КПД, %	Коэфф. мощн.	Ток при U=380В, А	Отношение пускового тока к номин.	Отношение пускового момента к номин.	Отношение максим. момента к номин.	Динамический момент инерции ротора, кг·м^2
200	22,0	A200M6	195	970	87,0	0,84	46	6,0	2,0	2,5	0,2000
200	30,0	A200L6	240	970	89,5	0,86	59	6,5	2,0	2,7	0,2500
225	37,0	A225M6	308	980	90,5	0,84	74	6,5	2,0	2,5	0,8250
250	45,0	A250S6	450	980	92,5	0,81	91	6,0	2,4	2,5	1,2800
Синхронная-750 мин.$^{-1}$ (8 полюсов)											
90	0,75	A90LA8	23	705	67,0	0,60	2,70	3,3	2,0	2,3	0,0063
90	1,1	A90LB8	28	705	72,0	0,68	3,25	4,0	2,0	2,4	0,0090
100	1,5	A100L8	33,5	705	75,0	0,71	4,1	4,4	2,2	2,5	0,0123
112	2,2	A112MA8	46	705	75,0	0,75	5,6	4,0	1,7	2,3	0,0221
112	3,0	A112MB8	53	700	78,0	0,73	7,4	4,0	1,7	2,3	0,0288
132	4,0	A132S8	70	710	79,0	0,76	9,6	4,0	1,6	1,9	0,0690
132	5,5	A132M8	86	710	80,0	0,76	13	4,0	1,7	2,1	0,0935
160	7,5	АИР160S8	125	730	86,0	0,73	18	5,5	1,8	2,4	0,0800
160	11,0	АИР160M8	150	730	87,0	0,75	26	5,5	1,8	2,4	0,0850
180	15,0	A180M8	172	730	86,5	0,76	35	5,5	2,0	2,7	0,1000
200	18,5	A200M8	210	730	88,0	0,80	40	5,8	2,1	2,5	0,3000
200	22,0	A200L8	225	730	88,5	0,77	49	6,0	2,0	2,5	0,3500
225	30,0	A225M8	316	730	90,0	0,79	64	6,0	2,0	3,0	0,8250
250	37,0	A250S8	430	735	91,5	0,84	73	5,5	1,7	2,5	1,3500
250	45,0	A250M8	560	735	89,5	0,69	111	4,0	1,7	2,0	1,5500
Синхронная-600 мин.$^{-1}$ (10 полюсов)											
280	45,0	АИР280M10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
315	55,0	АИР315S10	–	–	92	0,79	94	–	–	1,9	–
315	75,0	АИР315M10	–	–	92	0,8	155	–	–	1,9	–
315	90	АИР315MB10	–	–	–	–	–	–	–	–	–
Синхронная-500 мин.$^{-1}$ (12 полюсов)											
160	5,5	АИР160M12	150	480	75,0	0,58	19	3,4	1,4	2,1	0,0850
180	7,0	A180MA12	200	485	84,5	0,58	23,2	4,3	1,9	2,6	0,0900
180	9,0	A180MB12	210	480	82,0	0,64	26	3,7	1,8	2,0	0,0900
200	11,0	A200M12	215	480	83,0	0,61	33	4,0	2,0	2,5	0,2500
200	13,0	A200LA12	220	480	83,0	0,65	36,4	4,0	1,6	2,0	0,2500
200	15,0	A200LB12	250	480	84,0	0,61	39	4,5	2,0	3,0	0,2500
225	18,5	A225M12	325	480	84,0	0,69	48,5	4,7	1,7	2,5	0,8250
315	45,0	АИР315S12	–	–	90,5	0,75	101	–	–	1,8	–

Таблица А4 – Габаритные и присоединительные размеры электродвигателей для серий АИР, А, 5А, АИ, 4А, 4АМ, 5АМ (монтаж 1081)

Тип двигателя	Число полюсов	l30	h31	d30	l1	l10	l11	l31	d1	d10	b1	b10	b11	h	h5	h10
АИР 56	2,4	218	148	127	23	71	80	148	11	5,8	4	90	—	56	12,5	7
АИР 63	2,4,6	237	161	142	30	80	92	161	14	7	5	100	—	63	16,0	8
АИР 71 А	2,4	271	188	150	40	90	112	45	19	7	6	112	138	71	21,5	7
А 71 В	2	291	188	150	40	90	112	45	19	7	6	112	138	71	21,5	7
А 71 В	4	271	188	150	40	90	112	45	19	7	6	112	138	71	21,5	7
А 80 А	2,4,6	300	207	175	50	100	130	50	22	10	6	125	160	80	24,5	8
А 80 В	2,4,6	320	207	175	50	100	130	50	22	10	6	125	160	80	24,5	8
А 90 L	2,4,6	350	217	175	50	125	155	56	24	10	8	140	174	90	27,0	10
А 100 S	2,4	376	277	175	60	112	148	63	28	12	8	160	196	100	31,0	12
А 100 L	2,4,6	420	277	175	60	140	176	63	28	12	8	160	200	100	31,0	12
А112 М	4,А6	475	290	255	80	140	178	70	32	12	10	190	230	112	35,0	11
А 112 М	2,В6	505	290	255	80	140	178	70	32	12	10	190	230	112	35,0	11
А 132 S	4,6	505	310	255	80	140	184	89	38	12	10	216	260	132	41,0	13
А 132 М	2	505	310	255	80	178	222	89	38	12	10	216	260	132	41,0	13
А 132 М	4,6	525	310	255	80	178	222	89	38	12	10	216	260	132	41,0	13
АИР 160 S	4,6	620	415	350	110	178	218	108	48	15	14	254	304	160	51,5	18
АИР 160 М	4,6	660	415	350	110	210	250	108	48	15	14	254	304	160	51,5	18
АИР 160 SE	4,6,8	735	415	350	110	178	218	108	48	15	14	254	304	160	51,5	18
АИР 160 МЕ	4,6,8	775	415	350	110	210	250	108	48	15	14	254	304	160	51,5	18
4АК 160 S	4,6,8	843	430	358	110	178	250	108	48	15	14	254	304	160	51,5	18
4АК 160 М	4,6,8	886	430	358	110	210	294	108	48	15	14	254	304	160	51,0	18
АИР 160 S	2	605	405	350	110	178	218	108	42	15	12	254	300	160	45,0	20
АИР 160 S	4,6,8	605	405	350	110	178	218	108	48	15	12	254	300	160	51,5	20
АИР 160 М	2	645	405	350	110	210	250	108	42	15	12	254	300	160	45,0	20
АИР 160 М	4,6,8	645	405	350	110	210	250	108	48	15	12	254	300	160	51,5	20
А 180 S	2	645	425	350	110	203	249	121	48	15	14	279	330	180	51,5	23
А 180 М	2	705	425	350	110	241	249	121	48	15	14	279	330	180	59,0	23
А 180 S	4	645	425	350	110	203	249	121	55	15	16	279	330	180	59,0	23
А 180 М	6	645	425	350	110	241	287	121	55	15	16	279	330	180	59,0	23
А 180 М	4,6	705	425	350	110	241	287	121	55	15	16	279	330	180	59,0	23
А 200 М	2	805	475	380	110	267	337	133	55	19	16	318	390	200	59,0	28
А 200 L	2	805	475	380	110	305	375	133	55	19	16	318	390	200	59,0	28
А 200 М	4,6,8	750	475	380	140	267	337	133	60	19	16	318	390	200	64,0	28
А 200 L	4,6	835	475	380	140	305	375	133	60	19	16	318	390	200	64,0	28
А 200 L	8	750	475	380	140	305	375	133	60	19	16	318	390	200	64,0	28
А 225 М	2	840	515	415	140	311	380	149	55	19	16	356	438	225	59,0	32
А 225 М	4,6,8	870	515	415	140	311	380	149	65	19	18	356	438	225	69,0	32
А 250 S	2	930	595	505	140	311	380	168	65	24	18	406	485	250	69,0	32
А 250 М	2	930	595	505	140	349	420	168	65	24	18	406	485	250	69,0	32
А 250 S	4,6,8	930	595	505	140	311	380	168	75	24	20	406	485	250	79,5	32
А 250 М	4,6	930	595	495	140	349	420	168	75	24	20	406	485	250	79,5	32
А 250 М	8	990	595	495	140	349	420	168	75	24	20	406	485	250	79,5	32
А 280 S	2	1050	625	495	140	368	440	190	70	24	20	457	535	280	74,5	32
А 280 S	4,8	1020	625	495	170	368	440	190	80	24	20	457	535	280	85,5	32
А 280 S	6	1080	625	495	170	368	440	190	80	24	20	457	535	280	85,5	32
А 280 М	2	1050	625	495	140	419	495	190	70	24	20	457	535	280	74,5	32
А 280 М	4,6,8	1080	625	495	170	419	495	190	80	24	22	457	535	282	85,5	32
А 315 S	2	1200	660	590	140	457	554	200	75	28	20	508	590	315	79,5	44
А 315 S	6	1200	660	590	170	457	554	216	90	28	25	508	590	315	95,5	44
АИР 315 S	4,8,10,12	1315	750	630	170	406	602	216	90	28	25	508	615	315	95,0	31
АИР 355 S	4,6,8,10,12	1450	825	710	210	500	710	254	100	28	28	610	710	355	106,0	31
АИР 355 М	4,6,8,10,12	1480	825	710	210	560	760	254	100	28	28	610	710	355	106,0	31

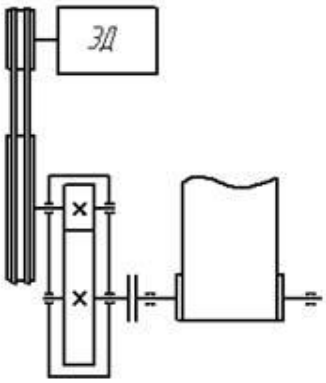
Эскиз электродвигателей серий АИР, А, 5А, АИ, 4А, 4АМ, 5АМ



ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (ВАРИАНТ 1)

Задание № 01

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



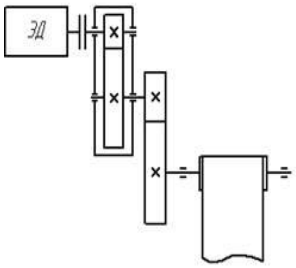
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	10000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	0,8	1,2	1,6	2,0	2,4	2,8	3,2	3,6	4,0	4,4
V	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25
D	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16
Материал зубч.колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 02

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



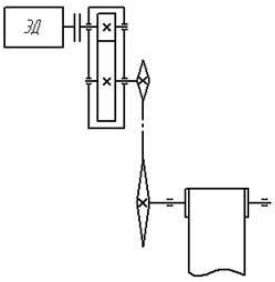
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	10000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	0,8	1,1	1,4	1,7	2,0	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7
V	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8
D	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 03

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



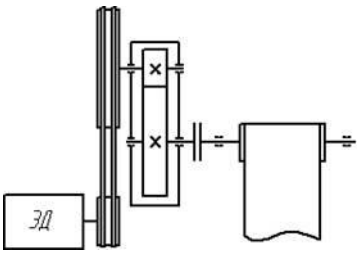
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	10000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	1,5	1,8	2,1	2,4	2,7	3,0	3,3	3,6	3,9	4,1
V	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25
D	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 04

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



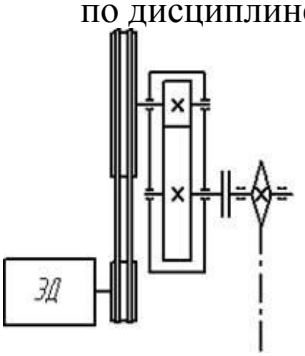
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	10000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	1,0	1,4	1,8	2,2	2,6	3,0	3,4	3,8	4,2	4,6
V	2,0	1,6	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25
D	1,5	1,25	1,0	0,8	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2
Материал зубч.колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 05

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



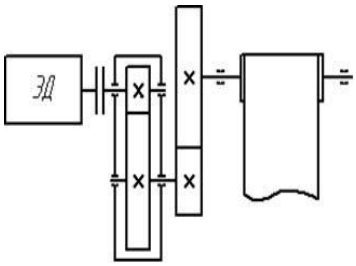
1. Полезная сила, передаваемая цепью элеватора	F	=		кН
2. Скорость цепи	V	=		м/с
3. Число зубьев приводной звездочки	z	=		
4. Шаг цепи	t	=		мм
5. Долговечность привода	12000			ч

Спроектировать привод люлечного элеватора с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	6	6,5	7	7,5	8	8	7,5	7	6,5	6
V	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15	0,15	0,14	0,12	0,1
Z	12	12	10	10	12	12	10	10	12	12
t	80	100	80	100	80	100	80	100	80	100
Материал зубч.колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 06

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



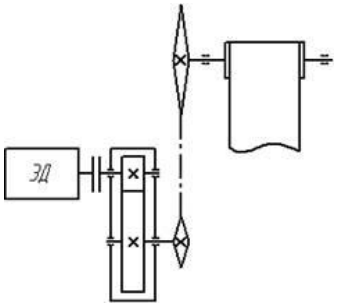
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	11000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	3,0	3,4	3,8	4,2	4,6	5,2	5,6	2,3	2,6	2,9
V	0,63	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,63	0,5	0,4
D	0,32	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,4	0,32	0,25
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 07

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



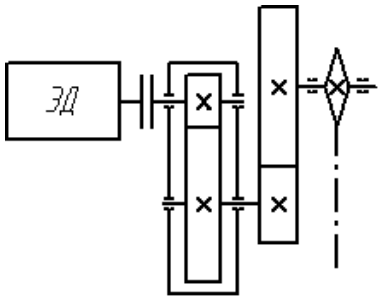
1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	11000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	3,0	3,4	3,8	4,2	4,6	5,2	5,6	2,3	2,6	2,9
V	0,63	0,63	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,63	0,5	0,4
D	0,32	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	0,16	0,4	0,32	0,25
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 08

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



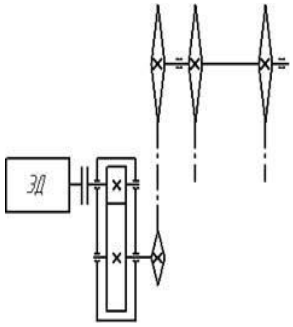
1. Полезная сила, передаваемая цепью элеватора	F	=		кН
2. Скорость цепи	V	=		м/с
3. Число зубьев приводной звездочки	z	=		
4. Шаг цепи	t	=		мм
5. Долговечность привода	12000			ч

Спроектировать привод люлечного элеватора с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	6	6,5	7	7,5	8	8	7,5	7	6,5	6
V	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15	0,15	0,14	0,12	0,1
Z	12	11	10	10	12	12	10	10	12	10
t	80	100	80	100	80	100	80	100	80	100
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 09

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



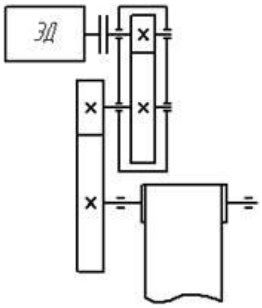
1. Полезная сила, передаваемая цепью элеватора	F	=		кН
2. Скорость цепи	V	=		м/с
3. Число зубьев приводной звездочки	z	=		
4. Шаг цепи	t	=		мм
5. Долговечность привода	12000			ч

Спроектировать привод пластинчатого конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	3,5	3,4	3,3	3,2	3,1	3,0	2,9	2,8	2,7	2,6
V	0,25	0,3	0,35	0,4	0,45	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7
Z	8	8	9	9	10	10	11	11	12	12
t	100	100	125	125	160	160	125	125	100	100
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

Задание № 10

на курсовой проект
по дисциплине «Детали машин и основы конструирования»



1. Полезная сила, передаваемая лентой конвейера	F	=		кН
2. Скорость ленты	V	=		м/с
3. Диаметр приводного барабана	D	=		м
4. Долговечность привода	11000			ч

Спроектировать привод ленточного конвейера с одноступенчатым горизонтальным цилиндрическим косозубым редуктором по схеме (рис.), если: привод нереверсивный, работа односменная, валы установлены на подшипниках качения, крышки подшипников врезные, уплотнения подшипниковых узлов манжетные.

№	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F	3,2	3,5	3,3	3,6	3,9	4,2	4,5	1,4	1,8	2,2
V	0,32	0,25	0,5	0,4	0,32	0,25	0,2	2,0	1,6	1,25
D	0,2	0,16	0,32	0,25	0,2	0,16	0,12	1,5	1,25	1,0
Материал зубч. колес редуктора	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х	45У	30 ХГС	40Х	40 ХН	40Х

ЗАДАНИЯ НА КУРСОВОЙ ПРОЕКТ (ВАРИАНТ 2)

Задание 1. Спроектировать привод к вертикальному валу цепного конвейера по схеме (рисунок 1) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Мощность на этом валу P_4 и угловая скорость вращения его ω_4 приведены в таблице 1.

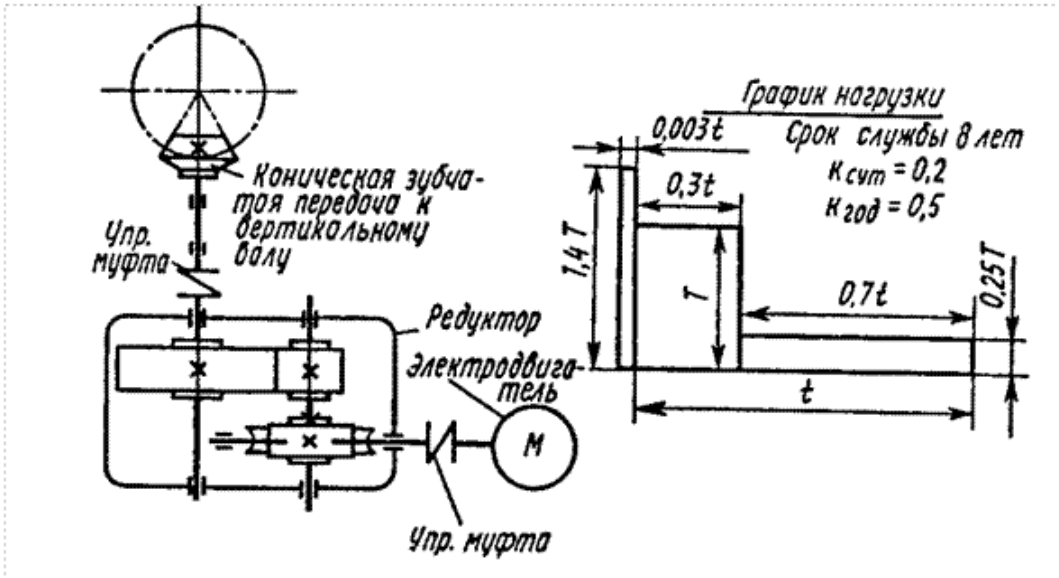


Рисунок – 1

Таблица 1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4, кВт	5	5,2	5,4	5,6	5,8	6	6,2	6,4	6,6	6,8
ω_4, рад/с	0,3π	0,4π	0,5π	0,6π	0,7π	0,8π	0,9π	0,9π	0,8π	0,7π

Задание 2. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 2) с графиком нагрузки, данным на этом рисунке. Окружное усилие на тяговой звездочке F_t, окружная скорость этой звездочки V, шаг цепи t и число зубьев звёздочки z приведены в таблице 2.

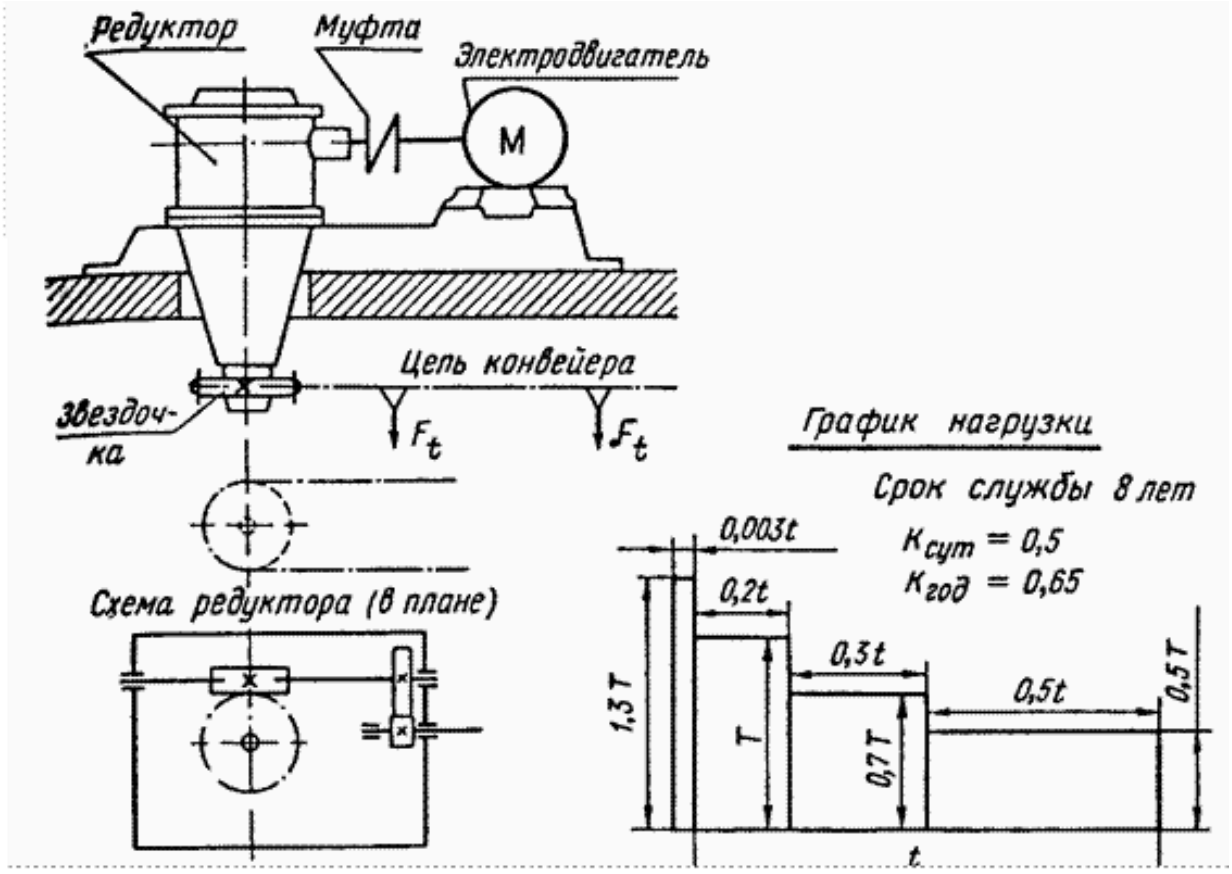


Рисунок – 2

Таблица 2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t кН	6	6,5	7	7,5	8	8	7,5	7	6,5	6
V,м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15	0,15	0,14	0,12	0,1
t, мм	44,45	44,45	44,45	50,88	50,88	50,88	50,88	50,88	44,45	44,45
z	22	23	21	24	22	24	23	23	22	22

Задание 3. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 3) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на барабане F_t, окружная скорость барабана V и диаметр барабана D приведены в таблице 3.

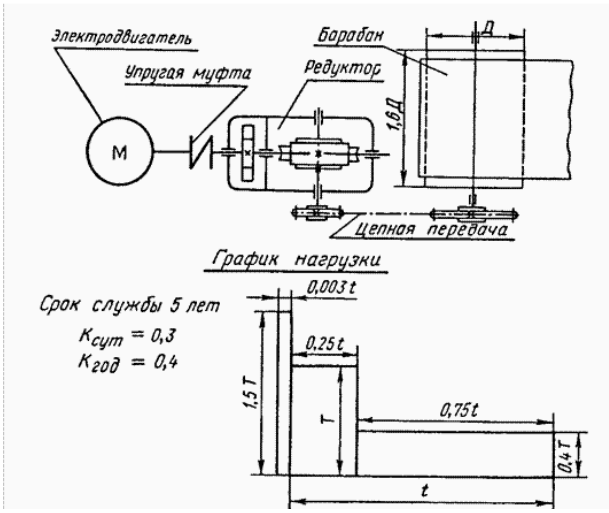


Рисунок – 3

Таблица 3

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	3	3,5	4	4,5	4	5,6	6	6,5	7	7,5
V, м/с	0,1	0,12	0,14	0,15	0,16	0,15	0,12	0,14	0,15	0,16
D, мм	350	400	450	400	450	350	400	450	350	400

Задание 4. Спроектировать привод к цепному подвесному конвейеру по схеме (рисунок 4) с графиком нагрузки, данным на рисунке. Окружное усилие на тяговой звездочке F_t, окружная скорость этой звездочки, шаг тяговой цепи t и число зубьев звездочки z приведены в таблице 4.

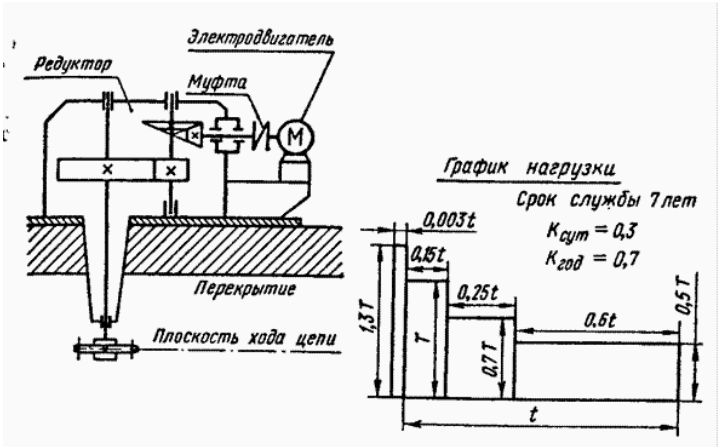


Рисунок – 4

Таблица 4

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t ,кН	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9
V, м/с	0,7	0,8	0,9	1	1,1	1,1	1	0,9	0,8	0,7
t, мм	80	80	80	80	80	100	100	100	100	100
z	9	9	9	7	7	7	8	8	8	8

Задание 5. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 5). Мощность на ведомом валу зубчатой передачи N_4 и угловая скорость его вращения ω_4 даны в таблице 5.

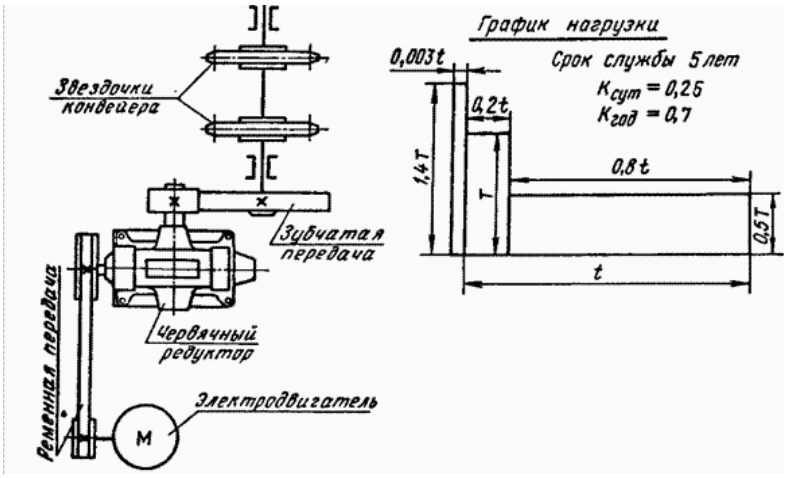


Рисунок – 5

Таблица 5

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_4, кВт	9	9	10	10	11	11	12	12	13	13
ω_4, рад/с	0,3π	0,5π	0,7π	0,3π	0,5π	0,7π	0,3π	0,5π	0,7π	0,3π

Задание 6. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 6) с графиком нагрузки, показанным на рисунке. Окружное усилие на тяговой звездочке F_t, окружная скорость этой звездочки V, шаг тяговой цепи t и число зубьев звездочки z приведены в таблице 6. Ременную передачу выполнить на клиновых ремнях.

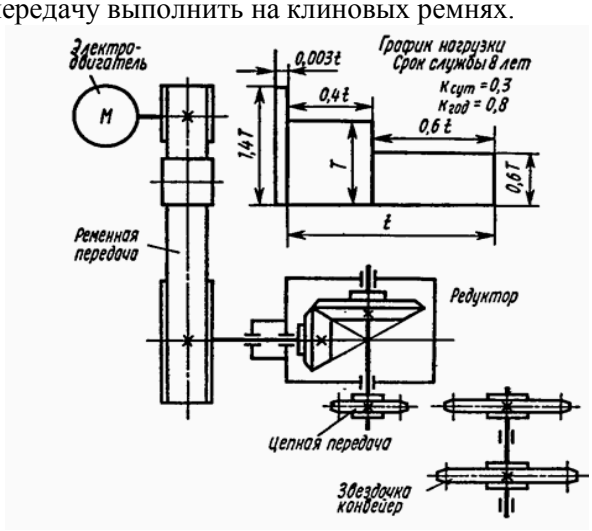


Рисунок – 6

Таблица 6

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	2	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9
V, м/с	0,5	0,55	0,6	0,65	0,7	0,75	0,8	0,85	0,9	1
t, мм	25,4	25,4	31,75	31,75	38,1	38,1	38,1	50,8	50,8	50,8
z	50	50	50	46	46	42	42	40	40	40

Задание 7. Спроектировать привод к ленточному конвейеру по схеме (рисунок 7) с графиком нагрузки, показанным на рисунке 3. Окружное усилие на барабане F_t, окружная

скорость V и диаметр барабана D приведены в таблице 7. Ширину ленты принять не менее 300 мм. Длину конвейера принять не менее 10 м.

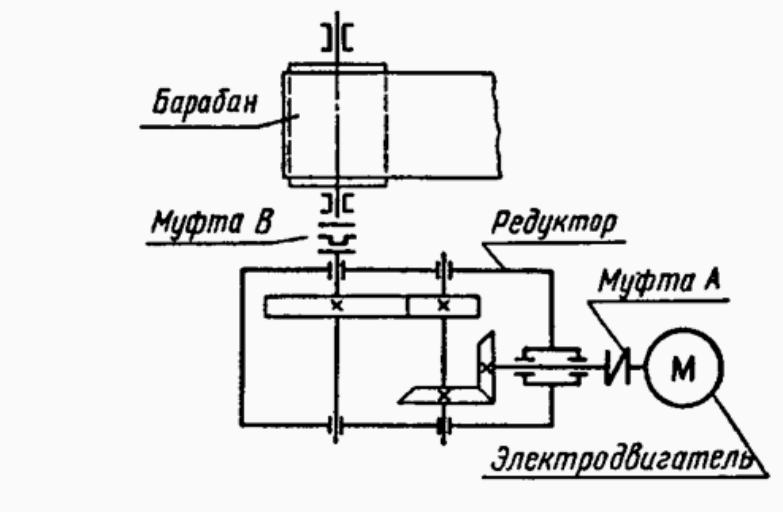


Рисунок – 7

Таблица 7

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	3	3,1	3,2	3,3	3,4	3,7	3,6	3,7	3,8	3,9
V, м/с	0,75	0,8	0,85	0,9	0,95	1	1,05	1,1	1,15	1,2
D, мм	300	325	300	275	250	225	200	225	250	300

Задание 8. Спроектировать привод к ленточному конвейеру, по схеме (рисунок 8) с графиком нагрузки, показанному на рисунке 4. Мощность на ведомом валу редуктора N_3 и угловая скорость его вращения ω_3 приведены в таблице 8. Ширину ленты конвейера при расчете ленточной передачи принять не менее 300 мм. Длину конвейера принять не менее 10 м.

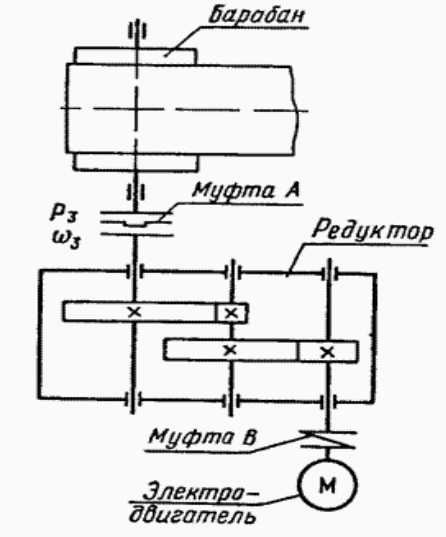


Рисунок – 8

Таблица 8

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_3, кВт	10	9	8	7	6	6	7	8	9	10
ω_3, рад/с	3π	3,1π	3,2π	3,3π	3,4π	3,5π	3,6π	3,7π	3,8π	3,9π

Задание 9. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 9) и графиком нагрузки, показанным на рисунке 5. Мощность на ведомом валу зубчатой передачи N_3 и угловая скорость вращения ведомого зубчатого колеса $\boldsymbol{\omega_3}$ приведены в таблице 9.

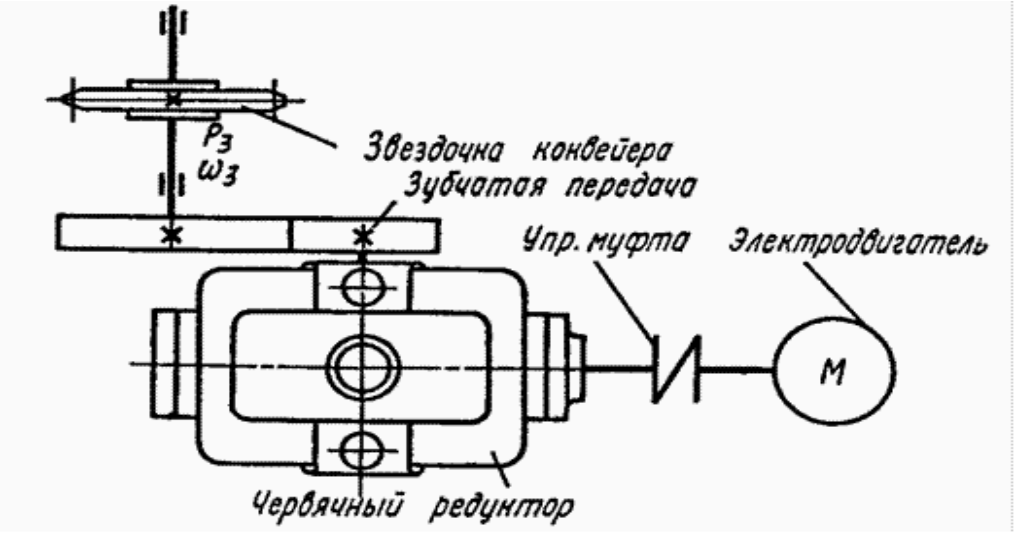


Рисунок – 9

Таблица 9

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
N_3, кВт	7,5	5,5	4	3	2,2	3	5,5	7,5	5,5	3
ω_3, рад/с	1,1π	1,2π	1,3π	1,4π	1,5π	1,6π	1,7π	1,8π	1,9π	2π

Задание 10. Спроектировать привод к цепному конвейеру по схеме (рисунок 10) и с графиком нагрузки, показанным на рисунке 6. Окружное усилие на тяговых звездочках F_t, окружная скорость этих звездочек V, шаг тяговых цепей t и число зубьев звездочки z приведены в таблице 10.

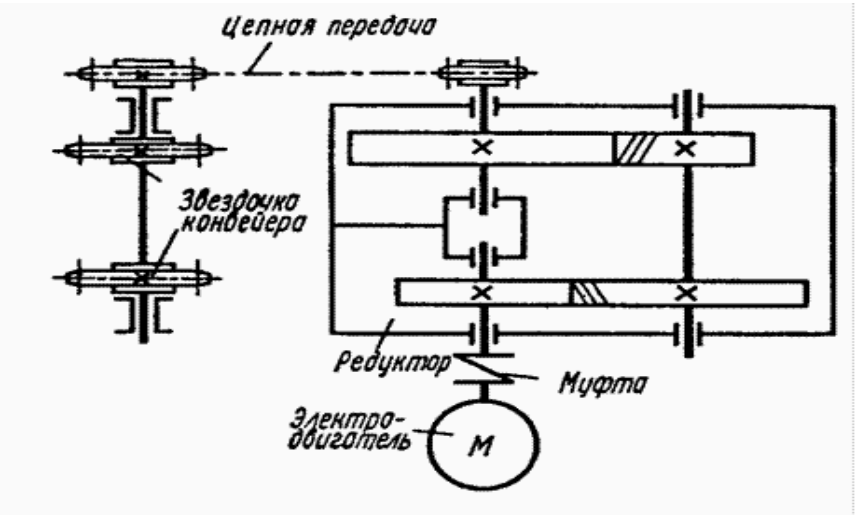


Рисунок – 10

Таблица 10

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	2,5	2,4	2,3	2,2	2,1	2	1,9	1,8	1,7	1,6
V, м/с	0,7	0,8	0,9	1	0,7	0,8	0,8	1	0,7	0,8
t, мм	50,8	50,8	50,8	50,8	50,8	38,1	38,1	38,1	38,1	38,1
z	42	40	38	36	40	46	48	50	52	54

При предварительных расчетах зубчатых передач редуктора – разница межосевого расстояния первой и второй ступени не должна превышать 15%.

ВОПРОСЫ для самопроверки к курсовому проекту по деталям машин и основам конструирования

1. На какой стадии проектирования выполняется чертеж общего вида?
2. На какой стадии проектирования выполняется сборочный чертеж?
3. Что является первичным, чертеж общего вида или сборочный чертеж?
4. Что такое чертеж общего вида?
5. Что такое сборочный чертеж?
6. Какой шифр имеет сборочный чертеж?
7. Какой шифр имеет пояснительная записка?
8. В каком месте сборочного чертежа располагаются технические требования и техническая характеристика?
9. Что отражается в технических требованиях?
10. Какая форма основной надписи используется на листах сборочного чертежа: на 1 листе, на 2 и последующих листах?
11. Для какой цели используют «Размеры для справок»?
12. Что такое присоединительный размер, указать у редуктора и привода?
13. Что такое установочный размер, у редуктора, у привода?
14. Какие размеры на чертежах являются исполнительными или для контроля, у редуктора, у привода?
15. Какое изображение используют в качестве главного, у редуктора, у привода?
16. В каком случае используют изображение «Повернуто»?
17. В каком положении показывают изображение, сделанное на виде сверху профильным разрезом?
18. Сколько должно быть видом, разрезов, сечений на сборочном чертеже?
19. Укажите основные монтажные требования к цепной передаче?
20. Укажите основные монтажные требования к ременной передаче?
21. Как определяется допускаемый максимальный прогиб ремня?
22. В редукторе, в каких зубчатых передачах необходимы регулировки?
23. Как назначается допуск соосности отверстий под подшипники в корпусе редуктора?
24. Как назначается допуск соосности валов редуктора и электродвигателя?

25. Как назначается допуск перекоса валов электродвигателя и редуктора?

26. Как обеспечивается посадка полумуфты на вал электродвигателя?

27. Как обеспечивается посадка полумуфты на вал редуктора?

28. При соединении зубчатого колеса с валом назначается посадка с гарантированным натягом, как осуществить сборку?

29. При вращении внутреннего кольца, как соединяется вал с кольцом подшипника?

30. При вращении внутреннего кольца, как соединяется с корпусом наружное кольцо подшипника?

31. Какие подшипники используются при возможных перекосах вала?

32. Когда применяют роликовые подшипники?

33. Какие подшипники воспринимают осевую нагрузку?

34. В какой системе осуществляется посадка колец подшипника на вал и в корпус?

35. Как обозначаются допуски и посадки на рабочих и сборочных чертежах?

36. Что называется зазором, натягом, где используются в редукторе?

37. Для какой цели строятся эпюры изгибающих моментов, у каких деталей?

38. В каких случаях используют валы в виде трубы?

39. Какие напряжения в отдельности вызывают крутящий и изгибающий моменты?

40. Почему сначала проводят ориентировочный расчет вала?

41. Какие напряжения возникают при чистом изгибе?

42. Что характеризует коэффициент концентрации напряжений?

43. Укажите концентраторы напряжений в деталях редуктора?

44. Укажите зависимость между осевым и окружным усилиями в болтовом соединении?

45. Как распределена осевая нагрузка на витки гайки?

46. Условие самоторможения в резьбе?

47. Укажите отличие глухой втулочной от упругой втулочно-пальцевой муфты?

48. Какие требования на чертеже детали должны соблюдаться к размерам и шероховатостям?

49. Как определить по чертежу, деталь входит в состав сборочной единицы или участвует в сборке самостоятельно?

50. Что указывается в таблице чертежа зубчатых колес?

51. Как по обозначению определяется диаметр внутреннего кольца подшипника?

52. Что такое динамическая грузоподъемность подшипника?

53. Что такое статическая грузоподъемность подшипника?

54. Что такое приведенный коэффициент трения, приведите пример в редукторе?

55. Чем отличается коэффициент трения скольжения от коэффициента трения качения?

56. Как определяется угол трения?

57. Свойство угла трения, применение его в деталях редуктора?

58. Как осуществляется компоновка редуктора?

59. Когда осуществляется покраска корпуса редуктора, крышки, рамы привода?

60. Что используют в приводе для фиксации электродвигателя и редуктора в правильном положении на раме.

61. Какие регулировки подшипниковых узлов необходимы в редукторе?

62. Как осуществляется смазка подшипников, смазка колес в редукторе?

63. Как подбирается муфта?

64. Что включается в раздел «Сборочные единицы» сборочного чертежа «Редуктор»?

65. Что включается в раздел «Сборочные единицы» сборочного чертежа «Привод …»?

66. Что включается в раздел «Детали» сборочного чертежа «Редуктор»?

67. Что включается в раздел «Детали» сборочного чертежа «Привод…»?

68. Какую базу используют при механической обработке детали?

69. Как разбирается редуктор?

70. Как собирается редуктор?

71. Что является основным документом для детали?

72. Что является основным документом для сборочной единицы?

73. При сборке крышки редуктора к корпусу болтовым соединением происходит срез витков резьбы у гайки, назовите причину?

74. При фиксации гайки от самоотвинчивания используют пружинные шайбы (прежнее название – шайба Гровера), как осуществляется фиксация?

75. Каким образом (преимущественно) осуществляется регулировка подшипников в редукторе?

76. При соединении вала электродвигателя с валом редуктора имеются глухая втулочная и втулочно-пальцевая муфты, какую следует поставить?

77. При соединении вала редуктора с валом барабана конвейера имеются втулочно-пальцевая, цепная и зубчатая муфты, какую следует применить?

78. Редуктор имеет передаточное отношение 40, что функционально это означает?

79. Как объяснить – двигатель автомобиля «глохнет» при трогании с места на третьей или четвертой передачи, но на шоссе движется со скоростью до 200 км/ч? *Ответ имеет связь с редуктором (коробкой передач*).

80. В каком случае проводится проектный расчет деталей редуктора?

81. В каком случае проводится проверочный расчет деталей редуктора?

82. Что такое нормальное и касательное напряжения?

83. В приводе, включающем редуктор и ременную передачу, последнюю рационально разместить?

84. Что означает КПД редуктора 0,92; 1,1?

85. Укажите «Золотое правило механики» применительно к редуктору?

86. Рекомендуемое передаточное число ременной передачи?

87. Рекомендуемое передаточное число цепной передачи?

88. Как можно увеличить прочностные показатели материала зубчатого колеса, не изменяя марки стали?

89. Какие силы действуют в косозубой передаче?

90. В каких зубчатых передачах действуют осевые силы?

91. Как проверяется правильность зацепления червяка и колеса?

92. Если перегревается редуктор, что можно предложить для охлаждения, без больших материальных затрат?

93. Какие меры по технике безопасности необходимо включать в конструкцию привода?

94. На каком листе приводят технические требования и техническую характеристику редуктора, привода?

95. Какое соотношение размерных чисел и номеров позиций на чертеже?

Мудров Александр Григорьевич
Сахапов Рустем Лукманович

РАЗРАБОТКА КУРСОВОГО ПРОЕКТА ПО ДЕТАЛЯМ МАШИН И ОСНОВАМ КОНСТРУИРОВАНИЯ

Учебное пособие

Редакция и корректура авторов