

МИНОБРНАУКИ РОССИИ
ФИЛИАЛ ФЕДЕРАЛЬНОГО ГОСУДАРСТВЕННОГО БЮДЖЕТНОГО
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОГО УЧРЕЖДЕНИЯ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«БЕЛГОРОДСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ
ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ им. В.Г.ШУХОВА» В Г.НОВОРОССИЙСКЕ
(НФ БГТУ им. В.Г.Шухова)

Кафедра: Технических дисциплин

Методические указания и задания к выполнению курсового проекта по
дисциплине

«ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

направление подготовки:

23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы

профиль подготовки:

23.03.02-01 Подъемно-транспортные, строительные, дорожные машины и оборудование

Новороссийск -2020

УДК 631.3.02 (075.8)

ББК 40.72

Составитель: к.т.н. доцент Старчик Ю.Ю.

Изложены варианты заданий, методика и правила оформления чертежа редуктора, составления спецификаций, расчетно-пояснительной записки. Приведены примеры, необходимые справочные данные.

Содержание

Введение	5
1 Структура курсового проекта.....	6
2 Оформление чертежа редуктора	8
3 Оформление спецификации.....	9
4 Задания на курсовое проектирование.....	13
5 Последовательность расчета курсового проекта.....	22
5.1 Расчет механизма подъема крана.....	22
5.2 Расчет механизма передвижения крана (крановой тележки).....	28
5.3 Расчет механизма поворота крана	30
5.4 Основные кинематические параметры передачи	33
5.5 Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач	34
5.6 Последовательность расчета конических зубчатых передач.....	43
5.7 Последовательность расчета червячных передач	46
5.8 Последовательность расчета планетарных передач	53
5.9 Последовательность расчета валов.....	56
5.9.1 Ориентировочный расчет валов.....	56
5.9.2 Расчет диаметра вала в опасном сечении.....	59
5.9.3 Расчет вала на сопротивление усталости (выносливость)	70
5.9.4 Справочные данные по коэффициентам концентрации напряжений....	72
Рекомендуемая литература	78

Введение

Курсовой проект по курсу «Детали машин и основы конструирования» является завершающим этапом освоения дисциплины.

Курсовой проект представляет собой совокупность конструкторских документов: графических (чертежи, схемы) и текстовых (пояснительная записка, спецификации).

Правила, порядок разработки и оформления конструкторских документов регламентированы комплексом стандартов Единой системы конструкторской документации (ЕСКД).

Под изделием понимают любую продукцию, изготавливаемую по конструкторской документации. В учебном проектировании используют следующие виды изделий: детали; сборочные единицы; комплексы.

При проектировании применяют следующие виды конструкторских документов чертеж детали, сборочный чертеж, чертеж общего вида, схема, спецификация, пояснительная записка.

Чертеж детали —документ, содержащий изображение детали и другие данные, необходимые для ее изготовления и контроля.

Сборочный чертеж (код СБ) —документ, содержащий изображение сборочной единицы и другие данные, необходимые для ее сборки (изготовления) и контроля.

Чертеж общего вида (код ВО)—документ, определяющий конструкцию изделия, взаимодействие его составных частей и поясняющий принцип работы изделия.

Схема —документ, на котором показаны в виде условных изображений или обозначений составные части изделия и связи между ними. Номенклатура различных видов схем и их обозначений установлена ГОСТ 2.701—84.

Пояснительная записка (код ПЗ)—документ, содержащий описание устройства и принципа действия разрабатываемого изделия, а также обоснования при его разработке технических и технико-экономических решений, сопровождаемые необходимыми расчетами.

1 Структура курсового проекта

Цель курсового проекта - углубить и закрепить знания, полученные при изучении курса «Детали машин и основы конструирования», рассчитав реальный привод одного механизма грузоподъемной машины (ГПМ).

Курсовой проект состоит из расчетно-пояснительной записки, выполненной на стандартных листах формата А 4 и графической части.

Оформление записи и чертежей должно выполняться в строгом соответствии с ЕСКД.

Расчетно-пояснительная записка должна содержать следующие разделы:

1. Исходные данные для расчета, кинематическая схема проектируемого привода.
2. Общее описание механизма, принципа его действия, особенностей конструкции, области применения (с необходимыми рисунками и схемами).
3. Выполнение общих (укрупненных) расчетов на основе зависимостей между главными геометрическими, силовыми, кинематическими и энергетическими параметрами. Выбор электродвигателя для приводов различных механизмов ГПМ.
4. Выбор материалов и методов упрочнения ступеней зубчатого зацепления редуктора. Назначение допускаемых напряжений для расчета зубчатых и червячный передач редуктора.
5. Определение основных размеров зубчатых и червячных пар.
6. Предварительный расчет валов. Определение нагрузок, выбор расчетных схем (идеализация опор), материалов и термической обработке. Ориентировочное определение диаметров валов из условия их прочности при кручении и по эмпирическим зависимостям (например, по диаметру вала электродвигателя). Выбор типа подшипников.
7. Эскизное проектирование редукторов (первый этап компоновки выполняется на миллиметровой бумаге, желательно в масштабе 1:1).
8. Конструирование валов и их упрощенный расчет, а также расчет на усталость и прочность (с использованием справочных данных и типовых

конструктивных элементов; один вал).

9. Расчет и проектирование подшипниковых узлов; определение действующих нагрузок и режима работы. Подбор подшипников качения при динамической грузоподъемности.

10. Расчеты проектирования соединений (шпоночных, шлицевых, резьбовых и т.п.). Посадки и закрепления деталей на валах и в корпусе. Выбор посадок, точность обработки (квалитетов) и параметров шероховатостей сопряженных деталей.

11. Расчет и проектирование корпусных деталей редуктора и узлов (корпуса, съемных крышек, фундаментных рам, кожуха и т.п.).

12. Выбор способа смазки и марки масла. Термический расчет червячного редуктора.

13. Выбор типа и конструкции муфты, отвечающие условиям ее работы машины. Выбор муфт по стандартам.

14. Техника безопасности при эксплуатации механизма.

15. Список литературы.

Графическая часть курсового проекта должна содержать:

1. сборочный чертеж проектируемого редуктора,
2. рабочие чертежи 4-5 его деталей (например, корпус редуктора, шестерни, вал - шестерни, и т.д.)
3. компоновочный чертеж редуктора.

Графическую часть рекомендуется выполнять с использованием программ AutoCad или Компас.

2 Оформление чертежа редуктора

Чертеж редуктора учебного проекта должен содержать изображения всех деталей, входящих в него. Виды, разрезы, сечения, выносные элементы должны давать полное представление о конструкции каждой детали.

Детали тел вращения (валы, колеса, стаканы, втулки и др.) полностью выявляются в одной проекции. Для выявления конструкции более сложных деталей требуется несколько проекций, разрезов и сечений. В частности, чтобы показать конструкцию корпуса или крышки корпуса, на чертеже редуктора показывают: основной вид — развертку по осям валов, внешние виды спереди, сверху и сбоку, а также ряд сечений.

Известно, что при конструировании изделий в масштабе уменьшения размеры деталей и их соотношения воспринимаются конструктором в искаженном виде. Поэтому конструктивную проработку изделия и чертеж редуктора — его главный вид — выполняют в масштабе 1:1.

Некоторые наиболее простые внешние виды допускается выполнять в масштабе уменьшения ($M 1:2$ или $M 1:2,5$). Сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам изображают в масштабе увеличения ($2:1$, $2,5:1$, $4:1$).

На сборочных чертежах рабочего проекта стандартами единой системы конструкторской документации (ЕСКД) рекомендуется ряд деталей изображать упрощенно, например подшипники качения, детали резьбовых соединений. В учебных проектах такие упрощения недопустимы. В связи с этим подшипники качения изображают в разрезе.

На изображениях деталей следует показывать канавки для выхода инструмента (элементы 1 и 3 на рисунке 1 и 2 на рисунке 2), а также след инструмента на выходе при фрезеровании зубьев и пазов (элемент 2 на рисунке 1 и элемент 1 на рисунке 2).

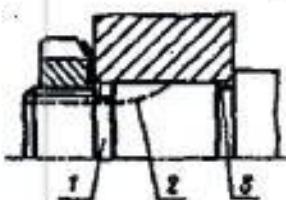


Рисунок 1

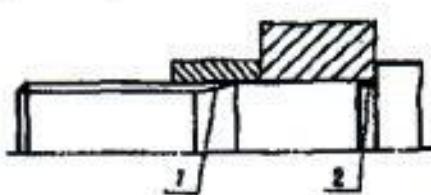


Рисунок 2

Изображения деталей зубчатых и червячных зацеплений выполняют на чертежах редукторов по ГОСТ 2.402—68.

3 Оформление спецификации

На проектируемое изделие составляют спецификацию, в которую записывают все документы курсового проекта.

Спецификацию составляют на отдельных листах формата А4 по формам, показанным на рисунке 3 (первый лист) и рисунке 4 (листы продолжения).

The diagram shows the layout of the first page of a technical specification (спецификация) according to GOST 2.107-80. The table has the following dimensions and key sections:

- Width:** 70 mm (left margin), 63 mm (right margin), 10 mm (inner margin), 22 mm (outer margin).
- Height:** 15 mm (top header), 55 mm (body height), 5-6 mm (bottom header).
- Columns:** The main body table has four columns: **Обозначение** (Designation), **Наименование** (Name), **Кол.** (Qty), and **Примечание** (Note).
- Annotations:**
 - (1) is located at the bottom center of the main table area.
 - (2) is located in the middle right section of the main table area.
 - Below the main table, there is a small table for **Разделы** (Sections) with rows for **Документ**, **Лист**, and **Номер**.
 - To the right of the main table, there is a small table for **Лист** (Sheet) with rows for **Номер**, **Лист**, and **Последний**.
 - At the bottom right, there is a row with numbers: 3, 15, 15, 15, 20.

Рисунок 3

Спецификация состоит из разделов, которые располагают в следующем порядке: 1. Документация. 2. Сборочные единицы. 3. Детали. 4. Стандартные изделия. 5. Материалы.

К разделу «Документация» относятся: чертеж изделия, т.е. чертеж редуктора, коробки передач, вариатора, привода робота и др. К этому разделу относится также расчетно-пояснительная записка к проекту.

К разделу «Сборочные единицы» относятся: сварные детали, например корпус редуктора и крышка корпуса редуктора (если они сварные), червячное колесо, состоящее из центра и напрессованного зубчатого венца, маслоуказатель составной, отдушина составная и другие элементы, состоящие

из нескольких деталей.

К разделу «Детали» относятся оригинальные детали: валы, зубчатые колеса, червяки, втулки, кольца, стаканы и др.

К разделу «Стандартные изделия» относятся: болты, винты, гайки, шайбы, подшипники качения и др.

К разделу «Материалы» относятся: бумажные и текстильные материалы, например, для прокладок, смазочное масло, герметик и др.

Наименование каждого раздела указывают в виде заголовка в графе «Наименование» и подчеркивают.

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

Графы спецификации заполняют следующим образом:

Графы «Формат» и «Зона» в учебных проектах не заполняют.

В графе «Поз.» указывают порядковые номера составных частей, указанные на полках-выносках чертежа изделия. Разделу «Документация» номера позиций не присваивают.

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Примечание

Лист 1 из 16	Номер чертежа	Наименование изделия	Номенклатурный №	Размеры	Комплектность	
					Наименование	Количество

Рисунок 4

В графу «Обозначение» записывают обозначение конструкторского документа:

в разделе «Документация» — обозначение чертежа изделия и обозначение расчетно - пояснительной записи;

в разделе «Сборочные единицы» — обозначение сборочных единиц, входящих в состав изделия;

в разделе «Детали» — обозначения чертежей деталей;

в разделе «Стандартные изделия» и «Материалы» графу «Обозначение» не заполняют.

В графу «Наименование» записывают:

в разделе «Документация» — наименование документа, например: «Редуктор (тип). Чертеж общего вида», «Расчетно-пояснительная записка»;

в разделах «Сборочные единицы» и «Детали» записывают их наименования так, как они даны в основной надписи на чертежах.

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

в разделе «Материалы» записывают общее количество материалов на одно изделие с указанием единиц;

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

Детали группируют по типам: корпус, крышка корпуса, валы, втулки, колеса, крышки подшипников и т. д.

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

Графу «Обозначение» следует заполнить так:

КП МО – 08 XXX 01 00 00, где

КП – курсовой проект,

МО (ДМ) – сокращенная аббревиатура специальности (для 270101- МО, для 190205- ДМ)

09 – год выполнения курсового проекта,

XXX – три последние цифры зачетной книжки студента,

01 00 00 – сборочные единицы и детали из сборочного чертежа.

Внизу спецификации располагают основную надпись (см. рисунок 5).

В графе 1 записывают название изделия и слово «Спецификация», например: «Редуктор (тип). Спецификация».

В графе 2 записывают обозначения спецификации.

Обозначение чертежа изделия и расчетно-пояснительной записи должно совпадать. Единственное отличие состоит в том, что в обозначении на спецификации сокращение «СБ» не пишут.

The drawing shows a cylindrical reducer with the following dimensions: overall width 115, side height 60, and side thickness 10. The front view indicates a total length of 115 divided into segments of 7, 10, 22, 15, and 10. The side view shows a height of 60 and a thickness of 10. A table below provides drawing reference information:

График	Редуктор	Лист	Листов
План	ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ	(1)	(2)
Вид			
Уча			

Below the table, the text "3xФ=15" is followed by three vertical lines and the numbers 15 and 20.

Рисунок 5

В графах основной надписи указывают:

- 1—наименование изделия (редуктор: цилиндрический, конический, червячный, коробка передач).
- 2—обозначение документа (чертежа редуктора, коробки передач).
- 4— в учебных проектах в левой клетке пишут букву У;
- 7—порядковый номер листа
- 8— общее количество листов документа, указанного в графе 2
- 9 - сокращенное обозначение института, шифр группы студента.

4 Задания на курсовое проектирование

Вариант задания кинематической схемы привода механизма (рисунок 6-16) для курсового проектирования студент выбирает по предпоследней цифре зачетной книжки, а численные данные - по последней цифре зачетной книжки.

После выбора задания студент должен детально изучить кинематическую схему привода механизма: определить расположение электрического двигателя, муфты, тип механической передачи в редукторе и их пространственное расположение (ориентацию). Кроме того, необходимо по кинематической схеме установить вид зубчатого зацепления (косозубое, криволинейное и т.п.). При отсутствии обозначения типа зацепления, необходимо проектировать прямозубые передачи. Червячные передачи следует проектировать с цилиндрическим червяком.

Задание 1

Спроектировать механизм подъема мостового крана. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V приведена в таблице 1, кинематическая схема механизма подъема – рисунок 6.

Таблица 1 – Характеристика мостового крана

Величина	Последняя цифра зачетной книжки студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , т	1,0	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3	8,0	10,0
V , м/мин	40	40	36	30	30	30	25	25	20	20

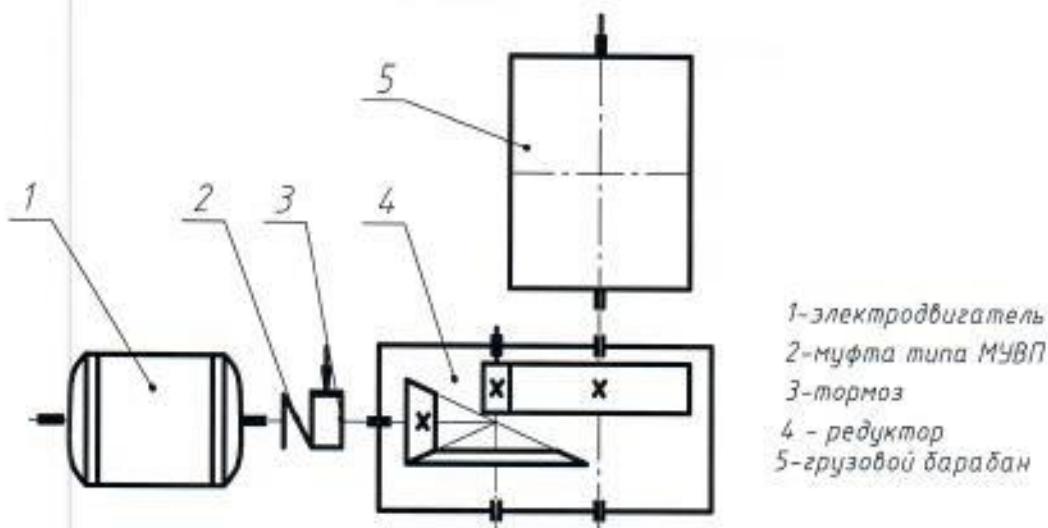


Рисунок 6 – Кинематическая схема механизма подъема мостового крана

Задание 2

Спроектировать механизм подъема судового крана. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V приведена в таблице 1, кинематическая схема механизма подъема – рисунок 7.

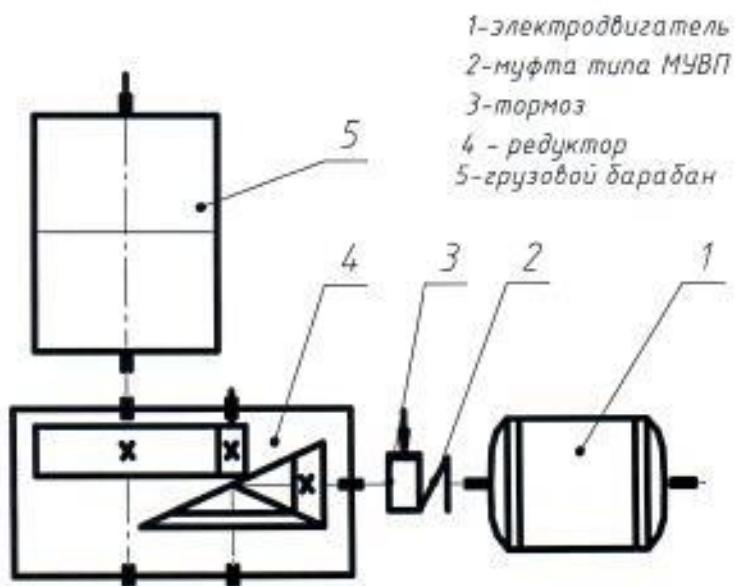


Рисунок 7 – Кинематическая схема механизма подъема мостового крана

Задание 3

Спроектировать механизм подъема козлового крана с коническо-червячным редуктором. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V приведена в таблице 2, кинематическая схема механизма подъема – рисунок 8.

Таблица 2 – Характеристика козлового крана

Величи на	Последняя цифра зачетной книжки студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , т	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0
V , м/мин	30	30	25	20	20	18	16	12	12	12

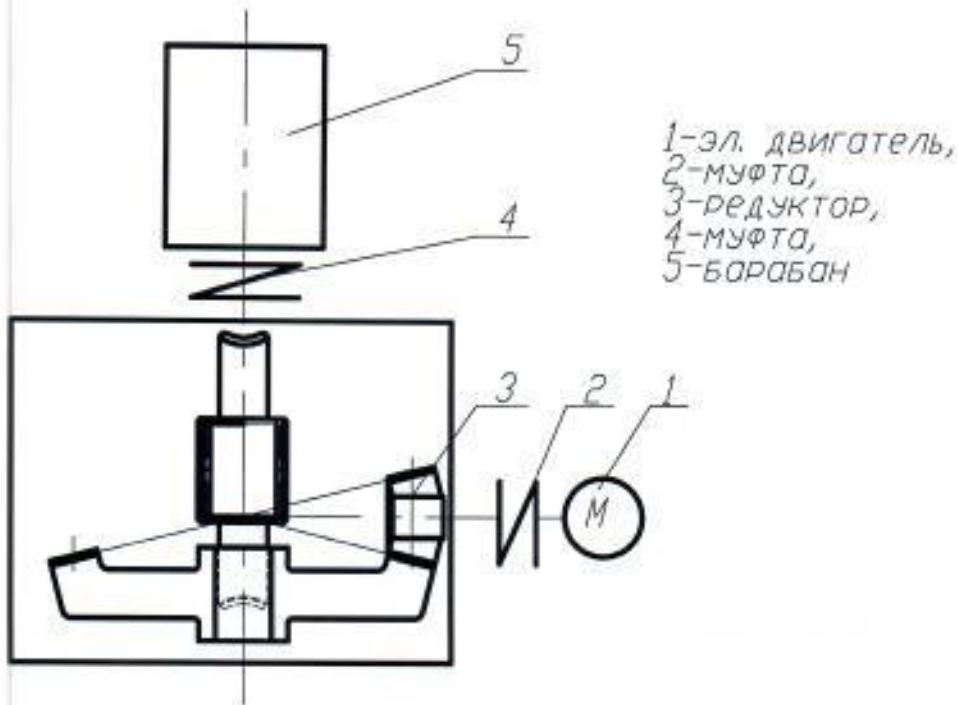


Рисунок 8 – Кинематическая схема механизма подъема козлового крана.

Задание 4

Спроектировать механизм подъема козлового крана с цилиндрическим соосным редуктором. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V приведена в таблице 2, кинематическая схема механизма подъема – рисунок 9.

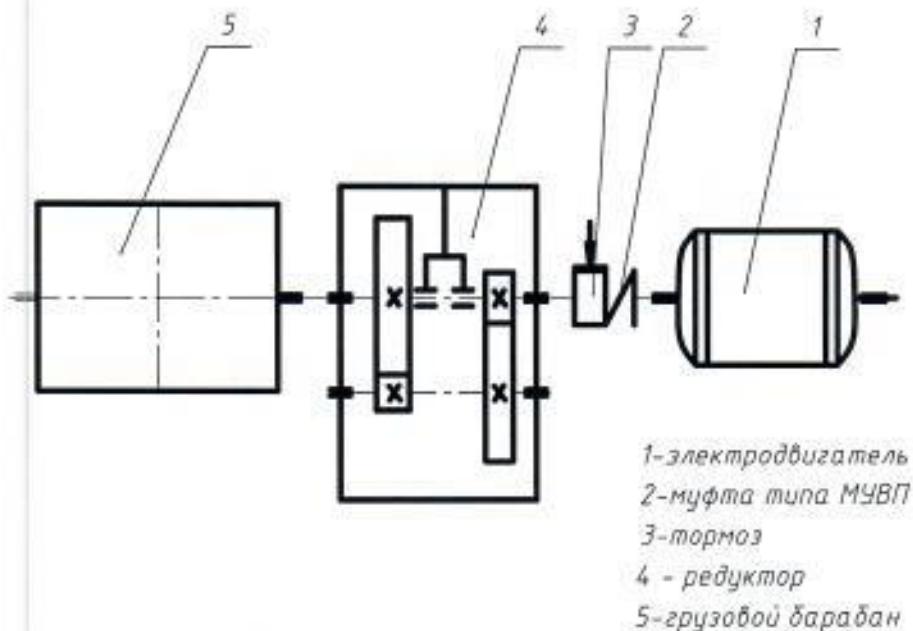


Рисунок 9 – Кинематическая схема механизма подъема.

Задание 5

Спроектировать механизм подъема груза электрического судового стрелового поворотного крана с планетарным редуктором внутри барабана. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V дана в таблице 3, кинематическая схема приведена на рисунке 10.

Таблица 3 – Характеристика судового стрелового крана

Величи на	Последняя цифра зачетной книжки студента									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G , т	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0
V , м/мин	30	30	25	20	20	18	16	12	12	12

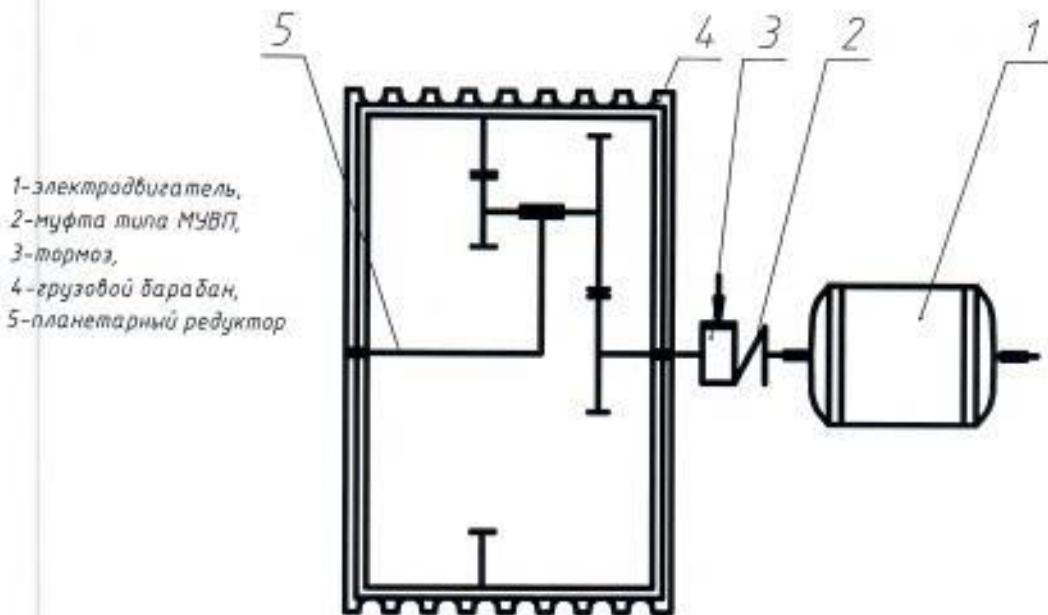


Рисунок 10 – Кинематическая схема механизма подъема груза.

Задание 6

Спроектировать механизм передвижения мостового крана с раздельным приводом. Грузоподъемность крана G , скорость передвижения крана V с грузом и масса крана M даны в таблице 4, кинематическая схема механизма передвижения приведена на рисунке 11.

Таблица 4 – Характеристика механизма передвижения крана

Величина	Последняя цифра номера зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
G , т	0,8	1,0	1,25	1,6	2,0	2,5	3,2	4,0	5,0	6,3
V , м/мин	50	50	45	45	40	40	40	35	35	35
M , т	0,5	0,5	0,6	0,8	1,2	1,5	1,6	2,0	2,0	2,5

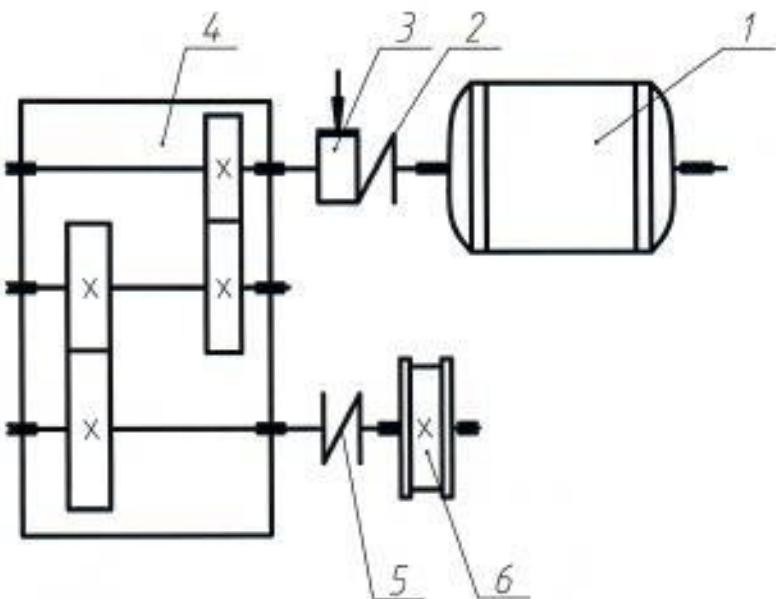


Рисунок 11 – Кинематическая схема механизма передвижения моста крана

Задание 7

Спроектировать механизм подъема козлового крана с цилиндрическим соосным редуктором. Грузоподъемность крана G при скорости подъема груза V приведена в таблице 2, кинематическая схема механизма подъема – рисунок 12.

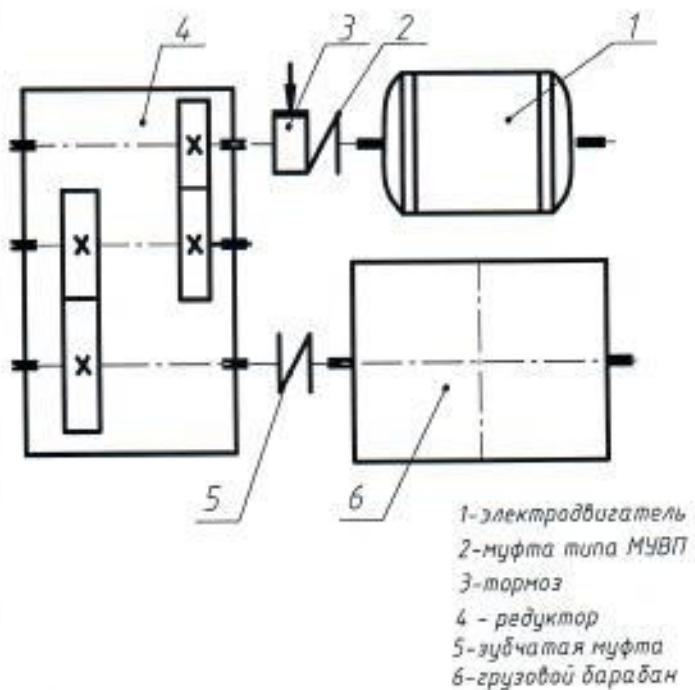


Рисунок 12 – Кинематическая схема механизма подъема груза.

Задание 8

Спроектировать механизм передвижения тележки мостового крана. Грузоподъемность крана G , скорость передвижения тележки V с грузом и масса тележки M даны в таблице 4, кинематическая схема механизма передвижения приведена на рисунке 13.

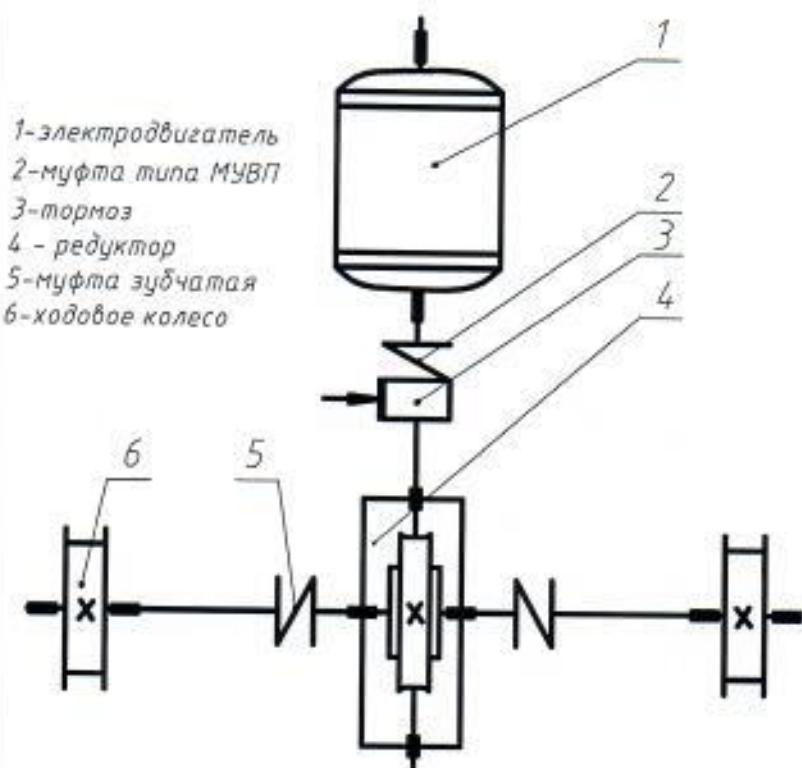


Рисунок 13 – Кинематическая схема механизма передвижения тележки.

Задание 9

Спроектировать механизм передвижения тележки мостового крана. Грузоподъемность крана G , скорость передвижения тележки V с грузом и масса тележки M даны в таблице 5, кинематическая схема механизма передвижения приведена на рисунке 14.

Таблица 5 – Характеристика механизма передвижения тележки мостового крана

Величина	Последняя цифра номера зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
G , т	5,0	6,3	8,0	10,0	12,5	16,0	20,0	25,0	32,0	40,0
V , м/мин	30	30	25	20	20	18	16	12	12	12
M , т	1,3	1,5	1,8	2,0	2,5	2,8	3,0	3,2	4,0	6,0

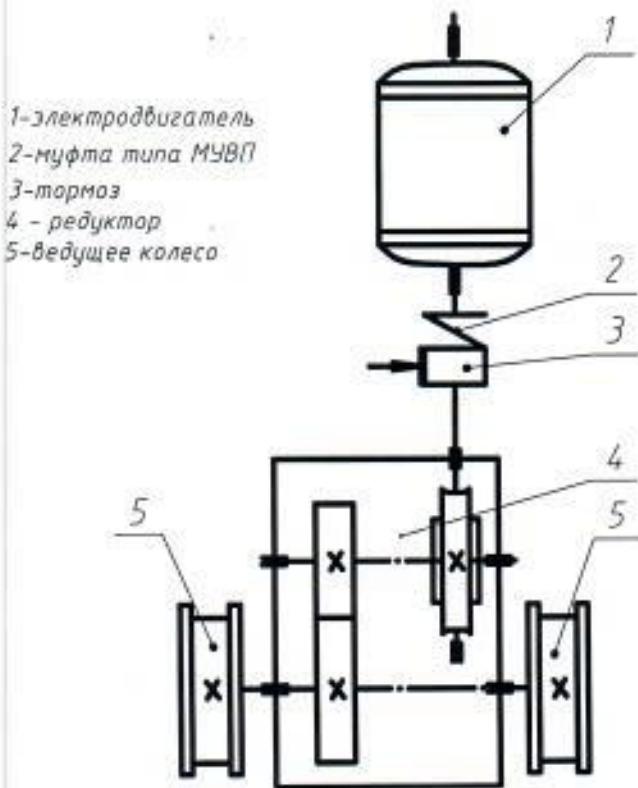


Рисунок 14 – Кинематическая схема передвижения тележки мостового крана

Задание 10

Спроектировать механизм поворота стрелового крана на шаровой опоре, грузоподъемность которого G_{φ} , максимальный вылет стрелы L_{\max} , минимальный вылет стрелы L_{\min} , частота вращения крана n_{φ} , масса всех частей крана, опирающихся на опору М, продолжительность включения ПВ=25%.

Таблица 6 – Характеристика механизма поворота

Величина	Последняя цифра номера зачетной книжки									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
G , т	4	5	6,3	8	4	5	5,5	10	9	12,5
n_{φ} , об/мин	3	2	2,5	1,8	1,6	1,5	1,8	1,0	1,2	0,8
L_{\min} , м	1,6	1,8	2,0	2,0	2,5	2,8	3,0	2,3	1,8	2,1
L_{\max} , м	16	18	20	18	16	20	20	25	20	30

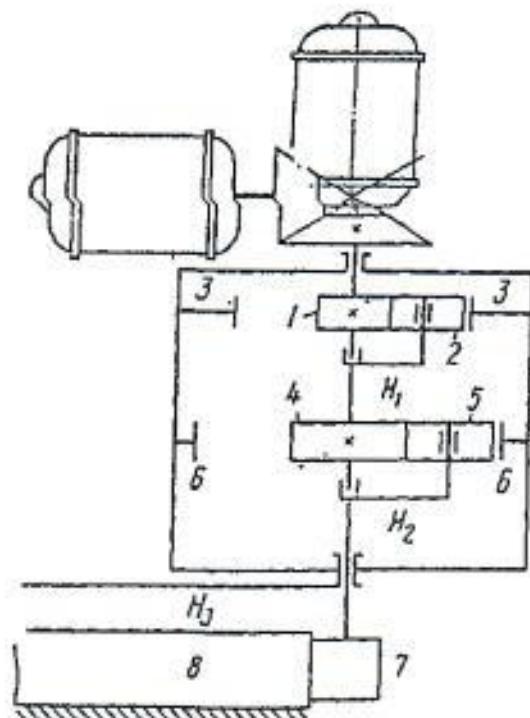


Рисунок 15 - Кинематическая схема механизма поворота

5 Последовательность расчета курсового проекта

5.1 Расчет механизма подъема крана

Определение кратности полиспаста

В зависимости от поднимаемого груза кратность полиспаста можно принимать в следующих пределах:

- при грузоподъемности крана $G_{\text{тр}}$ выше 20 тонн $m = 5$
- при грузоподъемности крана $G_{\text{тр}}$ от 10 до 20 тонн $m = 4$
- при грузоподъемности крана $G_{\text{тр}}$ до 10 тонн $m = 3$
- при грузоподъемности крана $G_{\text{тр}}$ до 5 тонн $m = 2$

Усилие, действующее на канат:

$$S = \frac{G_0}{a \cdot m \cdot \eta_0}, \text{ где}$$

$G_0 = \beta \cdot G_{\text{ср}}$ - нагрузка приложенная к грузозахватному приспособлению (ГЗП).

$G_{\text{ср}}$ – сила тяжести полезного груза, кН.

$\beta = 1,04$ - коэффициент, учитывающий массу подвески крюковой.

m – кратность полиспаста,

а - число полиспастов,

η_0 - КПД канатной системы.

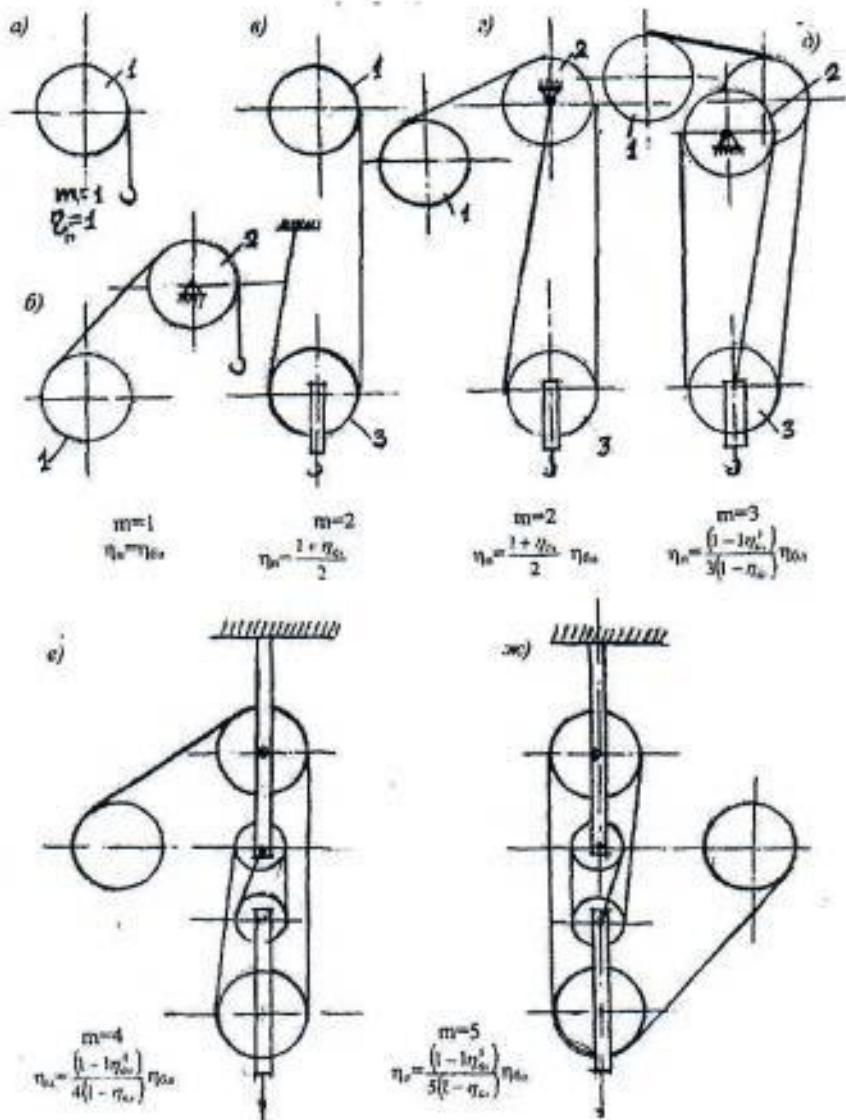


Рисунок 16 – Полиспасты крановые

По стандарту ИСО 4306/1 принимаем режим работы механизма подъема груза, в соответствии с которым принимаем коэффициент использования z_p .

Таблица 7 – Значения коэффициентов использования и коэффициента выбора каната (ИСО 4308/1)

Классификационная группа механизма		Z_p	C, мм/Н
M1	Легкий режим работы механизма	3,15	0,085
M2		3,35	0,087
M3		3,55	0,090
M4		4,0	0,095
M5	Средний режим работы	4,5	0,100
M6		5,6	0,112
M7	Тяжелый режим	7,1	0,125
M8	Весьма тяжелый режим работы	9,0	0,140

Минимальный диаметр каната d_{min} определяется по формуле:

$$d_{min} = C \cdot \sqrt{S},$$

S - максимальное усилие в канате, кН

Разрывное усилие в канате:

$$F_0 \geq z_p \cdot S$$

По ГОСТ 2688-80 выбираем канат с диаметром большим, чем минимальный диаметр каната.

По ИСО 4306/1 минимальный диаметр барабана, измеряемый по средней линии навитого каната: $D_1 \geq h_1 \cdot d_k$, где

h_1 – коэффициент выбора барабана.

Диаметр блока полиспаста:

$$D_2 \geq h_2 \cdot d_k \text{ где}$$

h_2 – коэффициент выбора диаметра блока.

Диаметр уравнительного блока:

$$D_3 \geq h_3 \cdot d_k, \text{ где}$$

h_3 – коэффициент выбора диаметра уравнительного блока.

Общий КПД механизма подъёма рассчитывается как произведение коэффициентов полезного действия каждого сборочного узла (например, муфта, редуктор, подшипники качения и т.д.), входящего в привод механизма.

Таблица 8 – Коэффициенты выбора диаметров барабана (h_1), блока (h_2), и уравнительного блока (h_3)

Группа классификации (режима) механизма		Коэффициенты выбора диаметров		
По ИСО 4301/1	По ГОСТ 25835	h_1	h_2	h_3
M1	1М	11,2	12,5	11,2
M2	1М	12,5	14,0	12,5
M3	1М	14,0	16,0	12,5
M4	2М	16,0	18,0	14,0
M5	3М	18,0	20,0	14,0
M6	4М	20,0	22,4	16,0
M7	5М	22,4	25,0	16,0
M8	6М	25,0	28,0	18,0

Таблица 9 – Характеристика стальных проволочных канатов двойной свивки типа ЛК-Р конструкции 6x19 (1+6+6/6) 1 о.с. (ГОСТ 2688 – 80)

Диаметр каната d_k , мм	Расчетная площадь сечения всех проводок, мм ²	Масса 1000 м каната со смазочным материалом, кг	Маркировочная группа, МПа		
			1568	1764	1960
			Разрывное усилие каната в целом, Н, не менее		
11	47,19	461,6	62850	68800	75150
12	53,87	527	71750	78550	85750
13	62	596,6	81250	89000	97000
14	74,4	728	98950	108000	118000
15	86,28	844	114500	125500	137000
16,5	104,61	1025	139000	152000	166000
18	124,73	1220	160000	181500	198000
19,5	143,61	1405	191000	209000	228000
21	167,03	1635	222000	243500	265500
22,5	188,78	1850	251000	275000	303500
24	251,49	2110	287000	314000	343000
25,5	244	2390	324500	355500	388500

$$\eta_{\text{ин}} = \eta_{\text{аг}} \cdot \eta_p \cdot \eta^3_{\text{шк}},$$

$\eta_{\text{ин}}$ - КПД механизма подъема груза,

$\eta_{\text{аг}}$ - КПД упругой муфты,

$\eta_{\text{шк}}$ - КПД подшипников качения.

Расчетная мощность двигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{G_0 \cdot V_n}{V \cdot \eta_{\text{ин}}}, \text{ где}$$

V_n – скорость подъёма груза, м/с

$V = 1000$ – переводной коэффициент мощности двигателя в кВт,

G_0 – нагрузка приложенная к грузозахватному приспособлению (ГЗП).

По расчетной мощности из каталога выбирается электродвигатель. Причем в каталоге для одной и той же мощности имеются двигатели с различной частотой вращения $n_1; n_2; n_3 \dots$

При выборе двигателя выписываются все двигатели с принятой мощностью немного больше расчетной, и с различной частотой вращения $n_1; n_2; n_3 \dots$

Частота вращения барабана механизма подъема груза:

$$n_0 = \frac{V_n \cdot m}{3,14 \cdot D_0},$$

D_0 - диаметр барабана по средней линии навитого каната.

Далее для каждой частоты вращения находится передаточное отношение всех двигателей: $U_1 = \frac{n_{0a}}{n_0}, U_2, U_3 \dots$

Затем рассматривается передача:

- при 2-х ступенчатой цилиндрической или 2-х ступенчатой коническо-цилиндрической $U_P = 8 \dots 40$;
- для трехступенчатой передачи $U_P = 60 \dots 240$;
- для червячной передачи $U_P = 8 \dots 90$;
- для планетарных передач $U_P = 8 \dots 300$ в зависимости от типа редуктора.

Из полученных передаточных отношений выбирается то, которое наиболее соответствует заданному редуктору.

Далее следует произвести расчет основных кинематических параметров привода и произвести расчет передачи (редуктора).

5.2 Расчет механизма передвижения крана (крановой тележки)

Механизм передвижения грузоподъемных машин предназначен для перемещения кранов и крановых тележек. Применяются два типа механизмов передвижения: а) с раздельным приводом на каждую крановую тележку, б) с центральным приводом с использованием карданных валов.

Усилие, необходимое для передвижения тележки при установившемся движении.

$$W_r = \frac{\sum G}{D_k} \left(f + \mu \frac{d_{\text{ц}}}{2} \right) C,$$

где $\sum G$ - суммарная сила тяжести перемещающихся масс,

D_k - диаметр ходового колеса тележки

$d_{\text{ц}}$ - диаметр цапфы тележки;

$f = 0,05$ – коэффициент трения качения для рельсов с плоской головкой, мм;

$\mu = 0,1$ - коэффициент трения в цапфах тележки при подшипниках качения шариковых и роликовых;

C – коэффициент учитывающий трение в ребордах ходовых колес тележки при катках с цилиндрическим ободом.

$\Sigma G = Q + Q_1 + G_t, +G_{kp}$ - для кранов

$\Sigma G = Q + Q_1 + G_t$ – для крановых тележек

Q - масса поднимаемого груза, кН

Q_1 - масса подвески с канатом, спредер, грейфер $Q_1 = 0,25Q$;

G_t - масса тележки, $G_t = (1,0 \dots 1,2)Q$

G_{kp} - масса крана $G_{kp} = (6 \dots 8)Q$

C - коэффициент, учитывающий сопротивление от трения реборд колес о головки рельсов, обычно принимают $C=2\dots4$ при подшипниках качения.

Диаметры колес и цапф определяют из расчета их на прочность, но для расчета сопротивления перемещению можно принимать козловые и мостовые краны грузоподъемностью $Q=3\dots40\text{т}$, $D_k = 200\dots600$ мм: диаметр

цапфы $d_u = 0,2 D_k$, α - угол наклона рельсового пути, выражается либо в % либо в градусах. Значение расчетного уклона пути α (%) можно принимать по таблице 10.

Таблица 10 – Угол наклона рельсового пути

Тип крана (кранового оборудования)	$\alpha, \%$	Угол $\alpha, {}^\circ$	$\sin \alpha$	$\cos \alpha$
Мостовые краны	0,0015	0,086	0,0015	0,99
Тележка мостовых кранов	0,0020	0,011	0,00019	1,0
Портальные краны	0,010	0,057	0,0010	1,0
Козловые краны	0,0020	0,011	0,00019	1,0
Башенные краны	0,01	0,057	0,0010	1,0

Суммарную нагрузку от силы ветра можно не учитывать, так как предполагается, что мостовой (козловой) кран находится в помещении.

Расчетная мощность двигателя:

$$P_{\text{рас}} = \frac{W_0 \cdot V_n}{\nu \cdot \eta_0}, \text{ кВт},$$

V_n – скорость передвижения (дана в условии),

$\nu = 1000$ переводной коэффициент,

$\eta_0 = 0,8 \dots 0,85$ - КПД механизма передвижения.

По расчетной мощности выбирают по каталогам крановый электродвигатель и определяют передаточное число редуктора по формуле:

$$U = \frac{n_m}{n_k},$$

n_m - частота вращения вала электродвигателя,

n_k - частота вращения колеса.

$$n_k = \frac{60 \cdot V_n}{\pi \cdot D_k}.$$

Далее следует произвести расчет основных кинематических параметров привода и расчет передачи (редуктора).

5.3 Расчет механизма поворота крана

Механизмы поворота имеют в своем составе: двигатель, муфты и передачи, из которых последняя (тихоходная) выполняется открытой. Особенностью механизма поворота является: большое передаточное число ($U = 200\dots 1200$), вертикальное расположение оси вращения крана и большой момент от сил инерции.

Общий момент сопротивления повороту крана складывается из момента трения M_{tr} , момента M_b от ветровой нагрузки, действующей на поворотную часть крана и груз, и динамического момента, возникающего при разгоне и торможении.

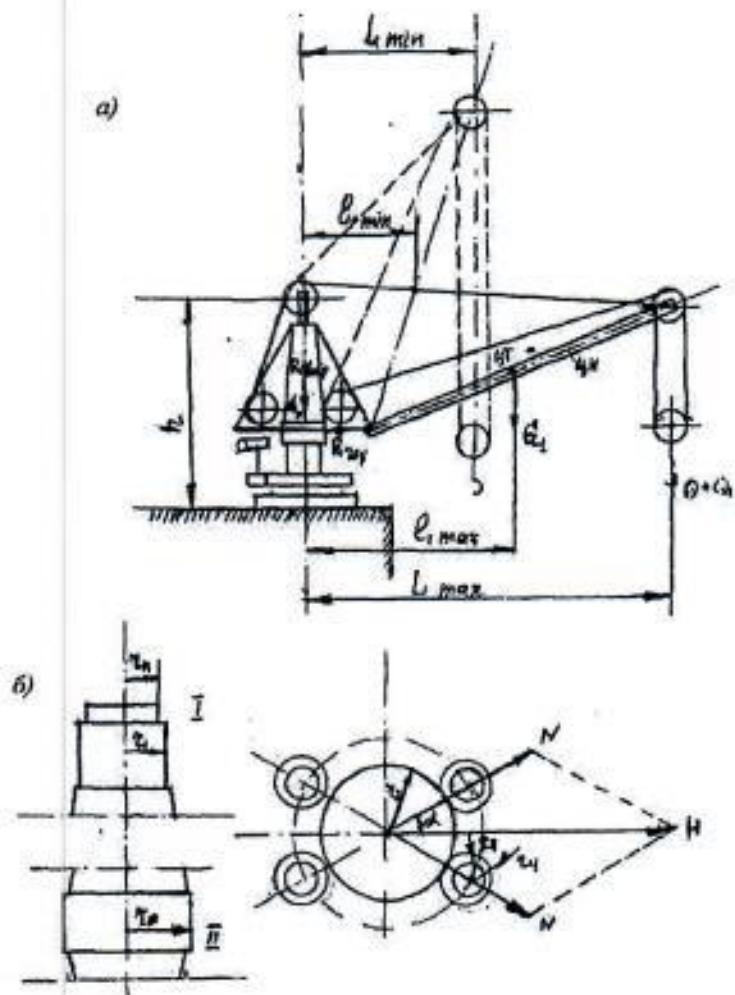


Рисунок 17 - Расчетная схема механизма вращения: а) схема поворотной части; б) опорно-поворотные узлы.

Реакции в опорах вращения:

$$R_{\text{опор}} = \sum G = Q + Q_1 + G_1 + G_2$$

$$R_{\text{зоп}} = \frac{(Q_1 + Q_2)L_{\max} + G_1 \cdot l_{1\max}}{h},$$

Q - сила тяжести груза, кН;

Q_1 - сила тяжести подвески с канатом;

G_1 -сила тяжести стрелы. Можно принимать $G_1 = (0,25...0,35)Q$

G_2 -сила тяжести всех центрально расположенных частей крана, $G_2 = Q$, кН

$R_{\text{верт}}$ - вертикальная реакция в пяте, кН

$R_{\text{гор}}$ - горизонтальная реакция в цапфах, кН

L_{\max} и L_{\min} - соответственно максимальный и минимальный вылет стрелы;

$l_{1\max}$ и $l_{1\min}$ - расстояние центра тяжести стрелы от оси поворота крана соответственно при максимальном и минимальном вылете.

Колонны, на которых устанавливают поворачивающуюся часть металлоконструкции кранов, обычно изготавливают из расчета на изгиб от усилия $R_{\text{гор}}$. Максимальный момент, изгибающий колонну без учета нагрузок, возникающих от ветра и от возможного уклона:

$$M_{\max} = R_{\text{зоп}} \cdot h = (Q_1 + Q_2)L_{\max} + G_1 \cdot l_{1\max}, \text{ Нм}$$

Диаметр колонны в расчетном сечении:

$$d_k \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}}$$

Допускаемое напряжение изгиба для колонн:

$[\sigma] = 70...90 \text{ МПа}$ для стали Ст3

$[\sigma] = 100...120 \text{ МПа}$ для стали Ст4, Ст5.

Высоту колонны необходимо принимать до половины высоты крана, но не более 3 м. Хвостовик выполняют либо цилиндрическим, либо коническим. По значениям $R_{\text{верт}}$ и $R_{\text{зоп}}$ подсчитывают эквивалентную нагрузку на под пятники и подшипники колонны:

а) пята колонны: $P_{\text{из}} \geq C_{\text{из}} = R_{\text{из}}$, где $C_{\text{из}}$ - динамическая грузоподъемность подшипника,

б) цапфа: $P_{\text{дв}} \geq C_{\text{ср}} = XVR_{\text{ср}}$, где X - коэффициент радиальной нагрузки (см. ГОСТ 831-75 «Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные»);

V - коэффициент, учитывающий какое кольцо вращается, при вращении внутреннего кольца $V = 1$, наружного - $V = 1,2$.

Далее необходимо выбрать по каталогам подшипники в соответствии с диаметром колонны d_k и динамической грузоподъемности $C_{\text{ср}}$, а также выписать основные параметры выбранных подшипников.

Момент трения в пяте и цапфах:

$$M_{\text{тр.п}} = \frac{2}{3} R_{\text{спр}} f r_n - \text{сплошная пята},$$

$$M'_{\text{тр.п}} = \frac{2}{3} R_{\text{спр}} f \frac{r_n^3 - r_o^3}{r_n^2 - r_o^2} - \text{кольцевая пята},$$

$$M_{\text{тр.ц}} = \frac{2}{3} R_{\text{ср}} f r_l - \text{трение в цапфе}.$$

где $f = 0,1 \dots 0,2$ - коэффициент при подшипниках скольжения,

$f = 0,01 \dots 0,05$ - коэффициент трения при подшипниках качения,

Момент трения M_t крана на вращающейся колонне (рисунок 17):

$$M_t = M_{\text{тр.п}} + M_{\text{тр.ц}}.$$

Момент от инерционных масс:

$$M_i = \frac{\left[\left(\sum G D^2 \right)_{\text{вр.в.к.}} + \left(G_1 D^2 \right)_{\text{ср}} \right] \cdot \eta_{\text{ср}}}{6,25 \cdot t_p},$$

$$G_1 D_{\text{ср}}^2 = 4 Q L_{\text{макс}}^2 = 4 L_{\text{макс}}^2 \left(G_1 + \frac{1}{3} G_2 \right) - \text{маковий момент груза}$$

$$\sum G D_{\text{вр.в.к.}}^2 - \text{маковий момент от вращающихся частей крана}$$

Момент от ветровой нагрузки:

$$M_v = F_{\text{ср}} \cdot L_{\text{макс}} + F_{\text{стср}} l_{\text{макс}},$$

$F_{\text{ср}}$ - подветренная площадь груза,

$F_{\text{стср}}$ - подветренная площадь стрелы

Таблица 11 – Зависимость времени разгона крана t_p и времени торможения t_n от вылета стрелы крана

Вылет L_{max} , м	5	7,5	10	12,5	15	20	25
$t_{pmin} = t_{nmin}$	1...3	1,5...4,5	2...6	2,5...7,5	3...9	4...12	5...15

Расчетный момент сопротивления повороту

$$M_p = \frac{M_m + M_u + M_s}{\psi_n},$$

ψ_n - коэффициент перегрузки двигателя $\psi_n = 2,3...3,2$

Потребная мощность двигателя:

$$P_{de} = \frac{M_p \cdot n_{kp}}{\nu \cdot \eta_0},$$

n_{kp} - частота вращения крана.

Далее следует произвести расчет основных кинематических параметров привода и расчет передачи (редуктора).

5.4 Основные кинематические параметры передачи

Угловые скорости и частоты вращения валов:

-ведущего вала:

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_{de}}{30}, n_1 = n_{de}$$

- промежуточного вала редуктора

$$\omega_2 = \omega_3 = \frac{\omega_1}{u_1},$$

$$n_2 = n_3 = \frac{n_1}{u_1},$$

- тихоходного вала редуктора

$$\omega_4 = \omega_5 = \frac{\omega_2}{u_2},$$

$$n_4 = n_5 = \frac{n_2}{u_2}.$$

Крутящие моменты на валах:

$$M_1 = \frac{P_{\text{дн}}}{\omega_1},$$

$$M_2 = M_3 = M_1 \cdot U_1,$$

$$M_4 = M_3 \cdot U_2.$$

5.5 Последовательность расчета цилиндрических зубчатых передач

Коэффициента долговечности для контактной прочности

Для нормализуемой и улучшенной сталей ($\text{НВ} \leq 350$):

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{N_{HL, \text{экв}}}}, \quad (8)$$

$N_{HL, \text{экв}}$ – эквивалентное число циклов напряжения

Если $N_{HL, \text{экв}} \geq 10^7$, то принять $K_{HL} = 1,0$.

Для закаленных сталей и чугуна базовое число циклов принимают

$N_B = 25 \cdot 10^7$, а минимальное значение $K_{HL} = 0,585$. Если $N_{HL, \text{экв}} \geq 25 \cdot 10^7$, то принять $K_{HL} = 0,585$.

Коэффициент долговечности при расчете на изгиб

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{5 \cdot 10^6}{N_{FL, \text{экв}}}}, \quad (9)$$

Если $N_{FL, \text{экв}} \geq 5 \cdot 10^6$, то принять $K_{FL} = 1,0$.

Допускаемые контактные напряжения назначают в зависимости от принятого материала (таблица 12) и его термической обработки (таблица 13).

Для углеродистых и легированных сталей любых марок при $\text{НВ} \leq 350$ (нормализация и улучшение) допускаемые контактные напряжения определяют по зависимости

$$[\sigma]_H = \sigma_{H, lim} K_{HL} Z_R Z_V / S_H \quad (10)$$

где $\sigma_{H, lim}$ – предел контактной выносливости при базовом числе циклов нагружения;

K_{HL} – коэффициент долговечности;

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности зубьев;

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость (для приближенных расчетов можно принимать $Z_R Z_V = 1,0$);

S_H – коэффициент запаса (при нормализации и объемной закалке $S_H = 1,1 \dots 1,2$; при поверхностном упрочнении $S_H = 1,2 \dots 1,3$).

Таблица 12 - Допускаемые контактные и изгибающие напряжения для зубчатых колес

Группа сталей	контактное σ_{Hlim} , Мпа	s_H min	изгибающее σ_{Hlim} , Мпа	s_F	$[\sigma_H]_{ma}$ x, МПа	$[\sigma_F]_{ma}$ ax, МПа
40, 45, 40Х, 40ХН, 45ХЦ, 35ХМ	2HB + 70	1, 1	1,8 HB		$2,8\sigma_t$	2,74 HB
40Х, 40ХН, 45ХЦ, 36ХМ	18HRC + 150		550	1,7 5	$2,8\sigma_t$	1400
55ПП, У6, 35ХМ	17HRC _п об +		900		40HR C _{пое}	1260
40Х, 40ХН 35ХМ, 40Х, 40ХН	+ 200 17HRC _п об + + 200	1, 2	650 550		40HR C _{пое}	>> 1430
35ХЮА, 38ХМЮА , 40Х 40ХФА, 40ХНМА	1050 >>		12HRC _{сердц} + 300 1,75		40HR C _{пое} 30HR C _{пое}	1000 >>

Продолжение таблицы 12

Цементир уемые стали всех марок	23HRC _п об		750		40HR C _{пое}	1200
Молибде новые стали 25ХГМ, 25ХГНМ	23HRC _п об		1000	1,5	40HR C _{пое}	1520

Безмолибденовые стали 25ХГТ, 30ХГТ, 35Х	23HRC _п ов	750	40HR C _{пов}	1520
--	--------------------------	-----	--------------------------	------

Таблица 13 - Термическая обработка сталей для зубчатых колес

Марка стали	σ_b , МПа	σ_t , МПа	Термическая обработка
35	550	270	Нормализация
45	600	320	>>
45	780	540	Улучшение
45	890	650	>>
40Х	790	640	>>
40Х	900	750	>>
40Х	900	750	Улучшение + закалка ТВЧ
35ХМ	800	670	Улучшение
35ХМ	920	790	>>
35ХМ	920	790	Улучшение + закалка ТВЧ
40ХН	800	630	Улучшение
40ХН	920	750	>>
40ХН	920	750	Улучшение + закалка ТВЧ
20ХНМ	1000	800	Улучшение + цементация + закалка
18ХГТ	1000	800	>>
12ХНЗА	1000	800	>>
25ХГМ	1000	800	>>
40ХНМА	980	780	Улучшение + азотирование
35Л	550	270	Нормализация
45Л	680	440	Улучшение

Для прямозубых колес в качестве расчетного принимают допускаемое контактное напряжение для колеса, поскольку оно меньше, чем у шестерни.

Для косозубых и шевронных колес в качестве расчетного принимают

среднее арифметическое значение:

$$[\sigma]_H = ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2})/2 \quad (11)$$

Допускаемые изгибающие напряжения выбирают для двух случаев нагружения:

1) одностороннее действие нагрузки (отнулевой цикл)

$$[\sigma_0]_F = \frac{(1,2 \dots 1,4)\sigma_{-1}}{[n]K_\sigma} K_{FL}, \quad (12)$$

где $[n]$ – требуемый коэффициент запаса прочности, $[n]=1,4 \dots 2,2$;
 K_{FL} – коэффициент долговечности при изгибе;
 K_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений у ножки зуба, $K_\sigma = 1,4 \dots 1,6$;

σ_{-1} – предел выносливости сталей:

для углеродистых сталей $\sigma_{-1} \approx 0,43 \sigma_B$ МПа;

для легированных сталей $\sigma_{-1} \approx 0,35 \sigma_B + (70 \dots 120)$ МПа.

2) переменное направление нагрузки (симметричный знакопеременный цикл)

$$[\sigma_{-1}]_F = \frac{\sigma_{-1}}{[n]K_\sigma} K_{FL} \quad (13)$$

Определение коэффициента нагрузки и степени точности передачи

Все зависимости для определения основных параметров зацепления и напряжений, возникающих при работе передачи, входит не номинальная, а *расчетная нагрузка*.

Расчетный крутящий момент:

$$M_{расч} = M_n K = M_n K_{дин} K_{ку} \quad (14)$$

где K – коэффициент нагрузки;

$K_{дин}$ – коэффициент динамичности, зависит от величины окружной скорости и точности изготовления;

$K_{ку}$ – коэффициент концентрации нагрузки, учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине зуба за счет деформации валов и колес.

При выполнении проектного расчета, когда параметры передачи и

окружная скорость еще неизвестны, принимают: при *симметричном расположении колес относительно опор* $K = K_{\text{дин}} K_{\text{ку}} = 1,3$; при *несимметричном или консольном расположении* $K = K_{\text{дин}} K_{\text{ку}} = 1,5$.

После определения размеров передачи значение коэффициента нагрузки уточняют по фактическим данным.

Стандарт (ГОСТ 2185-88) устанавливает следующие значения ширины зуба ($\psi_a = b/a_w$):

Таблица 14 – Значения коэффициента ширины зуба ψ_a

Прямозубые колеса	Косозубые колеса	Шевронные колеса
0,16; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4	0,315; 0,4; 0,5; 0,63	0,5; 0,63; 0,8; 1,0; 1,25

Рекомендации:

1. Меньшие значения каждого диапазона рекомендуется применять для коробок передач, а большие – для редукторов;
2. При консольном расположении колес значение ψ_a следует принимать меньше;
3. Для тихоходной ступени значение ψ_a следует принимать большим, чем для быстроходной;
4. Увеличение точности изготовления и монтажа позволяет увеличить значение ψ_a .

Ширина колеса (венец) $b_2 = a_w \psi_a$; ширина шестерни назначается больше – $b_2 = a_w \psi_a + (4...5)$ мм.

Межосевое расстояние цилиндрической зубчатой передачи определяют по зависимости:

$$a_w = (u \pm 1) \sqrt{\left(\frac{340}{[\sigma]_H} \right)^2 \frac{KM_1}{\psi_a u K_P}}, \text{ мм} \quad (15)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение в МПа;

M_1 – номинальный крутящий момент на шестерне в Нмм;

U – передаточное число;

K_P – коэффициент, учитывающий влияние суммарной длины

контактных линий на повышение нагрузочной способности передачи, для прямозубых колес $K_{II} = 1,0$; для косозубых колес: при твердости $HB \leq 350$ и $\beta < 25^0$ $K_{II} = 1,35 \dots 1,5$ (меньшие значения при $Z \leq 20$, а большие – при $Z_I > 40$); при твердости $HB > 350$, а также при $\beta > 25^0$ независимо от твердости $K_{II} = 1,15$.

Полученное значение a_w округляют до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 2185-88 (таблица 15).

Таблица 15 - Стандартные значения межосевого расстояния, мм

1 ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 580
2 ряд	71; 90; 112; 140; 180; 224; 280; 355; 450; 560; 710

Модуль зацепления ориентировочно принимают по зависимости:

$$m = (0,01 \dots 0,02)a_w, \text{ мм.} \quad (16)$$

Полученное значение модуля округляем до ближайшего стандартного значения по ГОСТ 9563 – 88 (табл. 12).

Таблица 16 - Стандартные значения модуля, мм

1 ряд	1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
2 ряд	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11

Определение числа зубьев

Суммарное число зубьев Z_c для прямозубых колес:

$$Z_c = \frac{2a_w}{m_n} \quad (17)$$

для косозубых и шевронных колес:

$$Z_c = \frac{2a_w \cos \beta}{m_n} \quad (18)$$

Угол наклона зуба β принимают:

Для косозубых колес $\beta = 8^0 \dots 15^0$; для шевронных колес $\beta = 25^0 \dots 40^0$.

Числа зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = (Z_c)/(u+1); \quad Z_2 = Z_c - Z_1 \quad (19)$$

Полученные значения чисел зубьев округляют до целых чисел. Рекомендуется для шестерен быстроходных ступеней принимать $Z_1 = 20\dots30$, а для последующих ступеней $Z_1 = 17\dots24$.

Уточнение фактического передаточного числа.

$$U_\phi = Z_2/Z_1 \quad (20)$$

Отклонение фактического передаточного числа от проектного (заданного) не должно превышать 3,5%.

Проверка условия сборки

Для прямозубых колес:

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2)}{2} m_n, \quad \text{мм}, \quad (21)$$

Если для прямозубых колес не удовлетворяется условие сборки, то передачу необходимо вписать в стандартное межосевое расстояние за счет корректирования.

Для косозубых колес уточняют фактический угол наклона зуба:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)}{2a_w} m_n, \quad (22)$$

При этом угол наклона зуба не подлежит изменению и стандартизации, например $\beta = 13^015'$

Затем назначают степень точности передачи (таблица 17), ориентируясь на окружную скорость:

$$V = \frac{\pi m_n z_1 n_1}{(\cos\beta) 60 * 1000}, \quad \text{м/с} \quad (23)$$

Таблица 17 - Рекомендуемая степень точности изготовления зубчатых передач

Степень точности	Окружная скорость, м/с	
	прямозубые	непрямозубые
8 (пониженная)	до 8	до 12
7 (нормальная)	до 12	до 20
6 (повышенная)	до 20	до 31,5

Проверка действительных контактных напряжений выполняется после уточнения величины коэффициента нагрузки и определения геометрических размеров зубчатых колес по зависимости:

$$\sigma_H = \frac{340}{a_w} \sqrt{\frac{KM_1(U+1)^3}{bUK_n}}, \text{ МПа} \quad (24)$$

где K – уточненное значение коэффициента нагрузки;

U – фактическое передаточное число.

Затем необходимо рассчитать отклонение действительного контактного напряжения σ_H и $[\sigma]_H$. Отклонение не должно превышать $+5\ldots-20\%$. При перегрузке необходимо увеличить межосевое расстояние до ближайшего большего из стандартного ряда.

Проверка изгибных напряжений производится по формуле:

$$\sigma_F = \frac{KP}{ym_n b K_n} \leq [\sigma_0]_F, \text{ МПа} \quad (25)$$

где P – окружное усилие, Н;

Y – коэффициент формы зуба, определяется в зависимости от числа зубьев: действительного для прямозубых колес и эквивалентного (Z_v) для косозубых и шевронных колес ($Z_v = Z / \cos^3 \beta$), см табл. 14;

K_n – коэффициент повышения нагрузочной способности на изгиб косозубых и шевронных колес (его значения такие же, как и для расчета на контактную прочность):

m_n - нормальный модуль (стандартный модуль), мм.

Таблица 18 - Коэффициент формы зуба Y

Число зубьев Z	Зубчатые колеса внешнего зацепления при коэффициенте смещения исходного контура			Зубчатые колеса с внутренними зубьями
	-0,2	0	+0,2	
12	0,239	0,308	0,378	-
14	0,266	0,330	0,392	-
16	0,302	0,355	0,408	-
18	0,330	0,377	0,424	-
20	0,348	0,389	0,431	-
22	0,367	0,402	0,437	-
24	0,384	0,414	0,445	-
26	0,400	0,426	0,455	-
28	0,408	0,434	0,458	0,942
30	0,416	0,440	0,464	0,916
35	0,431	0,452	0,473	0,863
40	0,445	0,465	0,485	0,825
45	0,452	0,471	0,490	0,795
50	0,459	0,477	0,495	0,769
60	0,474	0,490	0,507	0,731
80	0,485	0,449	0,512	0,688
100	0,494	0,505	0,517	0,660
150	0,508	0,515	0,523	0,620
Рейка	-	0,550	-	-

В зависимости от Z_v по таблице 18 находят коэффициент формы зуба Y и на изгиб рассчитывают зубья того из пары сцепляющихся колес, для которого произведение $Y[\sigma]_F$ меньше.

Силы, действующие в цилиндрическом зацеплении:

Окружное усилие:

$$F_t = 2M_1/d_1, \quad d_1 = m_0 Z_1 \quad (26)$$

Радиальное усилие:

$$F_r = F_t \operatorname{tga} / \cos \beta, \quad (27)$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^0$,

β - угол наклона зубьев.

Осевое усилие:

$$F_o = F_t \operatorname{tg} \beta. \quad (28)$$

5.6 Последовательность расчета конических зубчатых передач

Допускаемые контактные напряжения определяют также, как для цилиндрических колес.

При расчете конической передачи коэффициент нагрузки принимают равным $K = 1,5$ из-за консольного расположения конической шестерни.

Требуемый внешний делительный диаметр колеса из условия контактной прочности равен:

$$d_{e2} = 2\sqrt[3]{\left(\frac{340}{[\sigma]_H}\right)^2 \frac{KM_1U^2}{\Psi_{Re}(1 - 0,5\Psi_{Re})^2 K_\pi}}, \text{ мм} \quad (29)$$

где M_1 – крутящий момент на валу шестерни, Нмм;

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение, Н/мм²;

Ψ_{Re} – коэффициент ширины венца (при проектном расчете $\Psi_{Re} \leq 0,3$);

K_π – коэффициент нагрузочной способности конических колес, для прямозубых колес $K_\pi = 0,85$, для косозубых колес $K_\pi = 1,2 \dots 1,3$.

Полученное значение d_{e2} округляем до стандартного значения из ряда: 50; (56); 63; (71); 80; 90; 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 335; 400...

Число зубьев шестерни обычно назначают в пределах: $Z_1 = 18 \dots 20$. Более точно число зубьев можно определить по данным таблице 19.

Таблица 19 - Рекомендуемое минимальное число зубьев шестерни

U	Z_1 при β		
	$0 - 15^\circ$	$20 - 25^\circ$	$30 - 40^\circ$
1	17	17	17
2	13	12	11
$> 3,15$	12	10	8

Число зубьев колеса: $Z_2 = Z_1 * U$

Внешний окружной модуль конической передачи равен:

$$m_{te} = \frac{d_{z2}}{Z_2} = \frac{2R_e \sin \delta_2}{Z_2}, \text{ мм} \quad (30)$$

Полученное значение модуля m_{te} необходимо округлить до ближайшего стандартного значения.

Уточняют фактическое передаточное число:

$$Z_2 = d_{ez}/m_{te}, Z_1 = Z_2/U, U_\phi = Z_2/Z_1.$$

Отклонение полученного фактического передаточного числа от стандартного допускается в пределах $\pm 3\%$.

Внешнее конусное расстояние (по принятому модулю m_{te}) равно:

$$R_e = 0,5m_{te}Z_1\sqrt{U_1^2 + 1}, \text{ мм.} \quad (31)$$

Ширина венца $b = \psi_{Re} * R_e$, мм

Уточняют угол β_m (средний угол наклона зуба на делительном конусе).

Для этого сначала определяют β_e – наружный угол наклона зуба на делительном конусе по соотношению:

$$\operatorname{tg}\beta_e \geq 3,5m_{te} \frac{R_e - b}{R_e b}, \quad \operatorname{tg}\beta_m \geq \operatorname{tg}\beta_e \frac{1}{1 - 0,5\phi_{Re}} \quad (32)$$

Углы делительных конусов:

$$\delta_1 = \operatorname{arctg} \frac{1}{U}, \quad \delta_2 = \arg \operatorname{tg} U, \quad \delta_1 + \delta_2 = 90^\circ \quad (33)$$

Средний окружной модуль m_{tm} :

$$m_{tm} = m_{te} - \frac{b \sin \delta_1}{Z_1}, \text{ мм.} \quad (34)$$

Средний нормальный модуль m_{nn} :

$$m_{nn} = m_{te} \cos \beta_m, \text{ мм.} \quad (35)$$

Проверка действительных контактных напряжений выполняется после уточнения коэффициента нагрузки в зависимости от окружной скорости:

$$V_{op} = \frac{\pi m_{tm} Z_1 n_1}{60 * 1000}, \text{ м/с.} \quad (36)$$

$$\sigma_H = \frac{680}{d_{z2} - b \sin \delta_2} \sqrt{\frac{M_1 K U^2}{b \sin \delta_2 K_{\pi}}}, \text{ МПа} \quad (37)$$

где M_1 – крутящий момент на шестерне, Нмм;
 b – длина зуба, мм.

Допускаемое отклонение действительных контактных напряжений от допускаемых должно находиться в пределах $\pm \frac{5}{20}\%$.

Определение действительных напряжений изгиба в конической паре

$$\sigma_F = \frac{1,39 K P \cos^2 \beta_m}{y b m_{\text{ши}} \xi_t} \leq [\sigma]_F, \text{ МПа}, \quad (38)$$

где P – окружное усилие, Н;

β_m – средний угол наклона зуба на делительном конусе;

b – ширина венца, мм;

y – коэффициент формы зуба; его принимают в зависимости от эквивалентного числа зубьев рассчитываемого колеса (рассчитываются зубья того колеса, для которого произведение $y[\sigma]_F$ меньше):

$$Z_m = \frac{Z}{\cos \delta \cos^3 \beta_m}; \quad (39)$$

ξ_t – торцовый коэффициент перекрытия:

$$\xi_t = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cos \beta_m \quad (40)$$

Силы, действующие в коническом зацеплении

$$\text{Окружное усилие } P_1 = \frac{2 M_1}{d_{m1}}, \text{ Н}; \quad d_{m1} = m_m * Z_1 \quad (41)$$

$$\text{Осевое усилие на шестерне } Q_1 = P_1 \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m}, \text{ Н} \quad (42)$$

Радиальное усилие на шестерне

$$T_1 = P_1 \frac{\sin \delta_1}{\cos \beta_m} (U \operatorname{tg} \alpha_m - \sin \beta_m), \text{ Н} \quad (43)$$

5.7 Последовательность расчета червячных передач

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев при расчете на контактную прочность:

$$N_{u, \text{экв}} = (60/M^d_{\max}) (M^d_{\max} t_{\max} n_{\max} + M^d_1 t_1 n_1 + \dots + M^d_q t_q n_q) \quad (1)$$

При $n_1 = n = \text{const}$, $M_{\max} = M_n$, для нашего случая эквивалентное число циклов нагружения зубьев шестерни:

$$N_{u, \text{экв}, 1} = (60 n / M^d_n) (M^d_n 0,2 T + (0,7 M_n)^4 0,5 T + (0,3 M_n)^4 0,3 T) \quad (2)$$

Эквивалентное число циклов нагружения для зубьев колеса

$$N_{u, \text{экв}, 2} = N_{u, \text{экв}, 1} / U \quad (3)$$

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев при расчете на изгибную прочность:

$$N_{u, \text{экв}} = (60/M^{\rho}_{\max}) (M^{\rho}_{\max} t_{\max} n_{\max} + M^{\rho}_1 t_1 n_1 + \dots + M^{\rho}_q t_q n_q) \quad (4)$$

При $n_1 = n = \text{Const}$, $M_{\max} = M_n$, для нашего случая

$$N_{u, \text{экв}, 1} = (60 n / M^{\rho}_n) (M^{\rho}_n 0,2 T + (0,7 M_n)^9 0,5 T + (0,3 M_n)^9 0,3 T) \quad (5)$$

Эквивалентное число циклов нагружения для зубьев колеса

$$N_{u, \text{экв}, 2} = N_{u, \text{экв}, 1} / U$$

Расчет коэффициента долговечности для контактной прочности

$$K_{HL} = \sqrt[9]{\frac{10^7}{N_{u, \text{экв}}}}, \quad (6)$$

Если $N_{u, \text{экв}} \geq 25 * 10^7$, то принять $N_{u, \text{экв}} = 25 * 10^7$.

Определение коэффициента долговечности при расчете на изгиб:

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{u, \text{экв}}}}, \quad (7)$$

Если $N_{u, \text{экв}} \geq 25 * 10^6$, то принять $N_{u, \text{экв}} = 25 * 10^6$.

В червячных передачах червяки, как правило, изготавливают из стали, а венцы червячных колес из антифрикционных материалов: бронз, латуней, серого чугуна.

Допускаемые контактные напряжения (бронза или серый чугун) назначают в зависимости от принятого материала (таблица 20) и скорости скольжения V_s , которую предварительно необходимо определить по

зависимости:

$$V_s = 4,5 * 10^4 n_1 \sqrt{M_2}, \text{ м/с,} \quad (8)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин⁻¹;

M_2 – крутящий момент червячного колеса, Нм.

Таблица 20 - Материалы и допускаемые напряжения для червячных колес

Группа материала	Марка	Способ отливки	$\sigma_e, \text{МПа}$ $\sigma_u (\text{для СЧ})$	$\sigma_T, \text{МПа}$	$V_s, \text{м/с}$
Бронзы оловянно-стые 1	БрО10Н 1Ф1	Ц	283	165	> 5
	БрО10Ф 1	К/З	275/230	200/140	
	БрО5Ц5 С5	К/З	200/145	90/80	
Бронзы безоловяннистые и латуни 2	БрФ10Ж 4Н4	Ц/К	700/650	460/430	2..3
	БрФ10Ж 3Мц1,5	К/З	550/450	360/300	
	БрФ9ЖЗ Л	Ц/К/З	530/500 /425	245/230 /195	
	ЛЦ23А6 Ж3Мц2	Ц/К/З	500/450 /400	330/295 /260	
Чугуны серые 3	СЧ18	3	355	-	< 2
	СЧ15	3	315	-	

Таблица 21 - Допускаемые контактные напряжения, МПа

Материал	Твердость червяка	
	$\text{HB} \leq 350$	$\text{HRC} \geq 45$
Группа 1	$[\sigma]_H = 0,75 K_{HL} C_v \sigma_e$	$[\sigma]_H = 0,9 K_{HL} C_v \sigma_e$
Группа 2	$[\sigma]_H = 25 - 25 V_s$	$[\sigma]_H = 300 - 25 V_s$
Группа 3	$[\sigma]_H = 175 - 35 V_s$	$[\sigma]_H = 200 - 35 V_s$

C_v – коэффициент, учитывающий износ материала колес.

При расположении червяка вне масляной ванны значения $[\sigma]_H$ следует уменьшить 15%.

Допускаемые напряжения изгиба определяют по зависимостям, приведенным в таблице 22.

Таблица 22- Допускаемые напряжения изгиба, МПа

Материал	Передача	
	нереверсивная	реверсивная
Группа 1, 2	$[\sigma]_F = (0,88\sigma_e + 0,25\sigma_T) K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,12 \sigma_e K_{FL}$
Группа 3	$[\sigma]_F = 0,12 \sigma_u K_{FL}$	$[\sigma]_F = 0,06 \sigma_u K_{FL}$

В силовых червячных передачах число заходов червяка назначают в пределах $Z_1=1, 2, 4$, а число зубьев червячного колеса должно быть в пределах $Z_2 = 27\dots80$. Параметры Z_1 и Z_2 можно принимать по данным таблицы (табл. 4).

Таблица 23- Рекомендуемые значения Z_1 и Z_2 для нестандартных червячных передач

Передаточное число, U	Число заходов червяка, Z_1	Число зубьев червячного колеса, Z_2
7\dots8	4	28\dots32
9\dots13	3\dots4	27\dots52
14\dots24	2\dots3	28\dots72
25\dots27	2\dots3	50\dots81
28\dots40	1\dots2	28\dots80
40 и более	1	40 и более

В червячных передачах на контактную прочность и изгиб рассчитываются зубья червячного колеса, как имеющие меньшую поверхностную и общую прочность. Расчет на контактную прочность должен обеспечить не столько отсутствие усталостного разрушения (выкрашивания) рабочей поверхности зубьев колеса, сколько *отсутствие заедания*, приводящего к задиру рабочих поверхностей.

Межосевое расстояние:

$$a_w = \left(\frac{Z_2}{q} + 1 \right) \sqrt{\left(\frac{170}{\frac{Z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 K M_2}, \text{ мм}; \quad (9)$$

где Z_2 – число зубьев червячного колеса;

q – коэффициент диаметра червяка;

K – коэффициент нагрузки, при симметричном расположении колес и червяка $K=1,3$; при несимметричном или консольном – $K=1,5$;

M_2 – крутящий момент на червячном колесе, Нмм;

$[\sigma]_H$ – допускаемые контактные напряжения для материала червячного колеса, МПа.

Предварительно задаются величиной коэффициента диаметра червяка q из ряда 8, 10, 12,5 (обычно принимают $q = 10$).

Стандартный осевой модуль равен:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}, \text{ мм}; \quad (10)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного значения (таблица 24).

По принятым стандартным значениям m и q уточняют межосевое расстояние (условие сборки):

$$a_w = \frac{(q + z_2)}{2} m, \text{ мм}. \quad (11)$$

Полученное значение межосевого расстояния должно точно соответствовать стандарту. При невозможности получить стандартное межосевое расстояние необходимо изменить совокупность стандартных параметров, ориентируясь на данные, приведенные в таблице 24, или выполнить корректирование червячного колеса.

Таблица 24 - Основные параметры некорректированных цилиндрических червячных передач

a_w	$m(\text{мм}); q; z_2; z_1$						
40	1;16;6 4:1	2;10; 30:1					
50	1,25;1 6;64:1	2;12; 38:1	2;12;38:2	2;12;3 8:4	2,5;10; 30:1		
63	1,5;16; 68:1	3;10; 32:1	3;10;32:2	3;10;3 2:4	4;9;31: 1	4;9;3 2:2	4;9;3 2:4
80		2;16; 64:1	2,5;12;52: 1	2,5;12; 52:2	2,5;12; 52:4		
10	2,5;16; 0 64:1	4;10; 40:1	4;10;40:2	4;10;4 0:4	5;9;31: 1	5;9;3 1:2	5;9;3 1:4
14	3,5;12; 0 68:1	5;10; 46:1	5;10;46:2	5;10;4 6:4	7;9;31: 1	7;9;3 1:2	7;9;3 1:4
16	4;12;6 0 8:1	5;10; 54:1	5;10;54:2	5;10;5 4:4	8;8;32: 1	8;8;3 2:2	8;8;3 2:4
18	4;14;7 0 6:1	4,5;1 2;68: 1	6;10;50:1	6;10;5 0:2	6;10;5 0:4	9;9;3 2:1	9;8;3 2:2
20	5;12;6 0 8:1	10;8; 32:1	10;8;32:2	10;8;3 2:4			
22	4,5;16; 5 84:1	6;12; 63:1	9;8;42:1	9;8;42: 2	9;8;42: 4		
25	5;16;8 0 4:1	10;8; 42:1	10;8;42:2	10;8;4 2:4			
28	7;12;6 0 8:1	8;12; 58:1	8;12;58:2	8;12;5 8:4	10;10; 46:1	10;10; 46:2	10;1 0;46: 4
28		14;8; 32:1	14;8;32:2	14;8;3 2:4			
31			7;12;78:1				
40		10;12; 68:1	16;8;42:1	16;8;4 2:2	16;8;4 2:4		
45	10;12; 0 78:1	12;10; 65:1	18;8;42:1	18;8;4 2:2	18;8;4 2:4		

Действительная скорость скольжения определяется по формуле:

$$V_\alpha = \frac{mn_1}{19100} \sqrt{Z_1^2 + q^2}, \text{ м/с.} \quad (12)$$

Необходимо иметь в виду, что изменение скорости скольжения приводит

к изменению допустимых контактных напряжений.

Действительные контактные напряжения равны:

$$\sigma_H = \frac{170}{Z_2/q} \sqrt{\frac{(z_2/q)+1}{a_w}} j^3 M_2 K_{H2}, \text{ МПа; (13)}$$

где a_w - стандартное межосевое расстояние, мм;

M_2 – крутящий момент на колесе, Нмм.

Отклонение от допустимого значения контактных напряжений, скорректированные относительно действительной скорости скольжения, не должны превышать +5% -15%. В противном случае необходимо скорректировать величину стандартного межосевого расстояния.

Геометрические размеры червячной передачи можно принимать по данным таблица 25.

Таблица 25 - Геометрические размеры червячной передачи

Размеры червяка, мм	Размеры червячного колеса, мм
$d_1 = mq$	$d_2 = mz_1$
$d_{w1} = mq$	$d_{w2} = mz_2$
$d_{a1} = m(q+2)$	$d_{a2} = m(z_2+2)$
$d_{l1} = m(q+2)$	$d_{l2} = m(z_2+2)$
$d_{f1} = m(q-2,4)$	$d_{f2} = m(z_2+2,4)$
$b_1 = (\text{табл.})$	$d_{am2}, b_2 (\text{табл.})$

Таблица 26 - Длина нарезной части червяка b_1 , ширина венца b_2 и наибольший диаметр червячного колеса d_{am2} , мм

Коэффициент смещения, ξ	Число заходов червяка, Z_1		
	$Z_1=1$	$Z_2=2$	$Z_3=4$
+ 0,5	$b_1 \geq (11 + 0,10Z_2)m$	$b_1 \geq (12,5 + 0,1Z_2)m$	
0	$b_1 \geq (11 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (9,5 + 0,09Z_2)m$	
- 0,5	$b_1 \geq (8 + 0,06Z_2)m$	$b_1 \geq (10,5 + Z_1)m$	
d_{aw2}	$\leq d_{e2} + 2m$	$\leq d_{e2} + 1,5m$	$\leq d_{e2} + m$
b_1	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

Окружная сила в зацеплении:

$$F_{12} = 2M_2 / d_{w2}, \text{ Н; } \quad (14)$$

где M_2 – крутящий момент на червячном колесе, Нмм.

Удельная окружная динамическая сила:

$$W_F = F_{12} l_1 / b_2, \text{ Н/мм} \quad (15)$$

Расчетные напряжения изгиба зуба червячного колеса:

$$\sigma_f = 0,7W_F Y_F / m \leq [\sigma]_F, \text{ МПа} \quad (16)$$

где Y_F – коэффициент формы зуба (таблица 27)

Таблица 27 - Значение коэффициента Y_F , учитывающего форму зуба и концентрацию напряжений в зубе червячного колеса

Z, (Zv)	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
Y _F	1,85	1,8	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,4	1,34	1,3	1,27	1,24

Силы, возникающие в зацеплении:

Окружное усилие на червяке:

$$F_{z1} = \frac{2M_1}{d_1}, \text{ Н} \quad (17)$$

Окружное усилие на червячном колесе:

$$F_{z2} = \frac{2M_2}{d_2}, \text{ Н} \quad (18)$$

Радиальное усилие на червяке:

$$F_{r1} = \frac{F_{z1} \operatorname{tg} \alpha}{\operatorname{tg} \gamma}, \text{ Н} \quad (19)$$

Радиальное усилие на червячном колесе:

$$F_{r2} = F_{z1} \operatorname{tg} \alpha, \text{ Н} \quad (20)$$

Осьное усилие на червяке:

$$F_{a1} = F_{z1} / \operatorname{tg} \gamma, \text{ Н} \quad (21)$$

Осьное усилие на червячном колесе:

$$F_{a2} = F_{z2} \operatorname{tg}(\gamma + \rho), \text{ Н}; \quad (22)$$

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

ρ - угол трения, зависит от скорости скольжения V_s , $\rho = \operatorname{arc} \operatorname{tg} f$,

f - коэффициент трения, (таблица 28);

γ - угол подъема витков червяка, $\operatorname{tg} \gamma = Z_p/q$.

Таблица 28 - Зависимость коэффициента трения f от скорости скольжения V_s , м/с (червяк стальной, колесо из оловянной бронзы)

V_s м/с	0,1	0,25	0,5	1,0	1,5
f	0,08- 0,09	0,065- 0,075	0,55- 0,65	0,045- 0,056	0,04- 0,05
V_s м/с	2	2,5	3	4	7
f	0,035- 0,045	0,03- 0,04	0,028- 0,035	0,023- 0,03	0,018- 0,026
					10
	0,016- 0,024				

5.8 Последовательность расчета планетарных передач

Расчет на прочность планетарных передач ведут по формулам для цилиндрических зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления. Расчет ведут в последовательности, изложенной в разделе 5.5, с некоторыми особенностями, отмеченными ниже.

При определении допускаемых напряжений коэффициенты долговечности K_{HL} и K_{FL} определяют по числу циклов $N_{\text{экв}}$ изменения напряжений зубьев за весь срок службы при вращении колес только относительно друг друга.

Для солнечной (ведущей) шестерни и $n_1^1 = n_1 - n_H$,

где n_1 – действительное число оборотов солнечной шестерни относительно стойки;

n_H – действительное число оборотов водила относительно стойки.

Для сателлитов $n_2^1 = n_2 - n_H$ или $n_2^1 = n_1^1 Z_1 / Z_2$

где n_2 – действительное число оборотов сателлита относительно стойки;

n_H – действительное число оборотов водила относительно стойки;

Z_1 – число зубьев солнечной шестерни;

Z_2 – число зубьев сателлита.

При расчете чисел зубьев планетарной передачи необходимо обеспечить условия соосности, сборки и соседства.

Условие соосности заключается в равенстве межосевых расстояний a_w зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплением. Для некорректированных колес:

$$a_w = 0,5 (d_1 + d_2) = 0,5(d_3 - d_2), \quad (23)$$

поскольку в зацеплении участвуют колеса с одинаковым модулем, имеем:

$$Z_2 = 0,5 (Z_3 - Z_1) \quad (24)$$

Задаются числом зубьев солнечной (ведущей) шестерни из условия неподрезания ножки зуба, принимая для неё $Z_1 \geq 17$. Число зубьев неподвижного корончатого колеса находят по формуле:

$$Z_3 = Z_1(U-1) \quad (25)$$

Полученные числа зубьев проверяют по условиям сборки и соседства.

Условие сборки требует, чтобы во всех зацеплениях центральных колес сателлитами имело место совпадение зубьев со впадинами, в противном случае *собрать передачу невозможно*. Установлено, что при симметричном расположении сателлитов условие сборки удовлетворяется, если сумма зубьев центральных колес ($Z_1 + Z_3$) кратна числу сателлитов $c = 2 \dots 6$ (обычно $c = 3$), т.е.

$$\frac{Z_1 + Z_3}{c} = \text{целое число.}$$

Условие соседства требует, чтобы сателлиты при вращении не задевали зубьями друг друга. Для этого необходимо, чтобы сумма радиусов вершин зубьев соседних сателлитов, равная $d_{a2} = (Z_2 + 2)$, была меньше расстояния определенного расстояния l :

$$d_{a2} < l = 2 a_w \sin(\pi/c), \quad (26)$$

где $a_w = 0,5 m(Z_1 + Z_2)$.

Из этого выражения следует:

$$Z_2 + 2 < (Z_1 + Z_2) \sin(\pi/c). \quad (27)$$

Межосевое расстояние прямозубой планетарной передачи пары колес внешнего зацепления (солнечной шестерни с сателлитом) определяется зависимостью:

$$a_w = (u^1 \pm 1) \sqrt{\left(\frac{340}{[\sigma]_H} \right)^2 \frac{K_c K M_1}{c \phi_a u^1 K_n}}, \text{ мм} \quad (28)$$

где U^1 – передаточное число рассчитываемой пары зубчатых колес, $U^1 = Z_2/Z_1$;

K_c – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между сателлитами, $K_c = 1,1 \dots 1,2$;

c – число сателлитов;

ψ_a – коэффициент ширины зуба, при $U^1 \leq 6,3$, принимают $\psi_a = 0,5$, а при $U^1 > 6,3$ $\psi_a = 0,4$.

Полученное значение a_w округляют до стандартного значения.

Ширину корончатого колеса принимают:

$$b_3 = \psi_a a_w. \quad (29)$$

Ширину венцов сателлитов и солнечной шестерни принимают на 2...4 мм больше значения b_3 .

Делительный диаметр солнечной шестерни:

$$d_1 = \frac{2a_w}{U^1 + 1}. \quad (30)$$

Модуль зацепления:

$$m = d_1/Z_1. \quad (31)$$

Полученное значение модуля округляют до ближайшего стандартного значения, а затем уточняют числа зубьев колес по формулам:

$$Z_1 = \frac{2a_*}{m(U^1 + 1)}, \quad (32)$$

$$Z_2 = Z_1 U^1, \quad (33)$$

$$Z_3 = Z_1 + 2Z_2 \quad (34)$$

с последующей проверкой условий сборки и соседства.

Окружное усилие в планетарной передаче равно:

$$F_t = \frac{2K_e M_1}{cd_1}, \quad (35)$$

Радиальную силу определяют по известной зависимости

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \quad (36)$$

5.9 Последовательность расчета валов

Расчет вала осуществляют в три этапа (ориентировочный расчет, расчет диаметра вала в опасном сечении и расчет на выносливость).

5.9.1 Ориентировочный расчет валов

Для выполнения ориентировочного расчета вала необходимо знать только величину крутящего момента, передаваемого валом. Наименьший диаметр вала равен (из расчета на чистое кручение):

$$d_{s1} = \sqrt[3]{\frac{5M_1}{\pi[\tau]}}, \text{ мм} \quad (37)$$

где M_1 – крутящий момент, Нмм;

$[\tau]$ – допускаемое напряжение на кручение, МПа, рекомендуется принимать $[\tau] = 15 \dots 25$ МПа.

Полученное значение диаметра вала необходимо округлить до

ближайшего большего значения по нормальному ряду диаметров (по ГОСТ 8032): 16, 17, 18, 19, 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 53, 56, 60, 63, 67, 70, 75, 80, 90, 100, 105, 110, 115, 120, 130, 140, 150, 160...

Имея значение минимального диаметра вала, переходят к его конструированию, т.е. определяют все диаметральные и линейные размеры вала. Диаметральные размеры вала:

Диаметр вала под подшипниками качения:

$$d_{nI} = d_{eI} + (3 \dots 5), \text{ мм} \quad (38)$$

Полученное значение диаметра вала под подшипника качения необходимо округлить до ближайшего большего значения из нормального ряда диаметром кратного 5 мм.

Диаметр вала под шестерней:

$$d_{wI} = d_{nI} + (3 \dots 5), \text{ мм} \quad (39)$$

Максимальный диаметр вала (диаметр заготовки):

$$d_{max,I} = d_{wI} + (3 \dots 5), \text{ мм.} \quad (40)$$

Вместо расчета на кручение для предварительного определения диаметра валов иногда применяют импирические зависимости. В местах установки шестерни на быстроходный и промежуточный валы:

$$d_{wB} \approx 0,22 a_{wB}; d_{wP} \approx 0,3 a_{wB}; \quad (41)$$

Для тихоходного вала в месте посадки колеса:

$$d_{KT} \approx 0,3 a_{wT}. \quad (42)$$

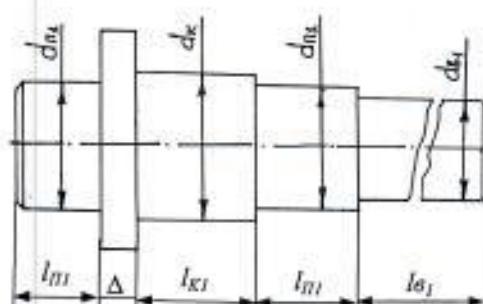


Рисунок 18 – Вал тихоходный

На рисунке 18 представлен эскиз тихоходного вала зубчатого одноступенчатого редуктора с нанесенными диаметральными размерами.

Линейные размеры вала определяют по эмпирическим зависимостям или путем расчета. Длину выходного конца вала рекомендуется назначать в пределах:

$$l_{\theta I} = (1,5 \dots 1,8) d_{\theta I}. \quad (43)$$

Длину посадочной поверхности под шестерню или зубчатое колесо (шкив) назначают равной или большей ширины венца (обода шкива). Принятую длину посадочной поверхности согласуют с рассчитанной, исходя из прочности шпоночного (шлифового) соединения:

$$l_{K1} = \frac{2M_1}{d_K(h-t)[\sigma]_{cm}}. \quad (44)$$

где h – высота шпонки;

t – размер шпоночного соединения;

$[\sigma]_{cm}$ – допускаемое напряжение смятия, для стали $[\sigma]_{cm} = 100 \dots 120$ МПа, для чугуна – 50...60 МПа.

Длину ступицы также согласуют с диаметром вала $l_{K1} = 0,8 d_K$. Если при расчете длины посадочной поверхности под колесо окажется, что её длина превышает $1,5 d_K$, то необходимо вместо шпоночного соединения применять шлицевое.

Длину посадочной поверхности под подшипник качения (l_{P1}) принимают равной ширине внутреннего кольца подшипника по каталогу.

Длину буртика вала Δ между посадочными поверхностями подшипника и колеса принимают по конструктивным соображениям (обычно $\Delta \approx 4 \dots 8$ мм). Диаметр поверхности для буртика принимают по размеру проката и, как правило, не обрабатывают.

Определив все размеры (Рисунок 1) вала переходят к его конструированию и составлению расчетной схемы вала.

5.9.2 Расчет диаметра вала в опасном сечении

Для выполнения второго этапа расчета вала необходимо иметь величины: крутящего момента; усилий, действующих в зубчатом зацеплении; усилий, действующих на вал со стороны механизма натяжения ременной или цепной передач; линейные размеры: расстояние между опорами вала, координаты точек приложения усилий в зацеплении и натяжения.

На основании этих данных составляется расчетная схема вала (двухопорная статически определимая балка), на которую прикладываются все внешние силы. Определяются реакции опор и строятся эпюры изгибающих и крутящего момента. На рисунке 2 - 12 приведены схемы нагружения типовых валов редукторов.

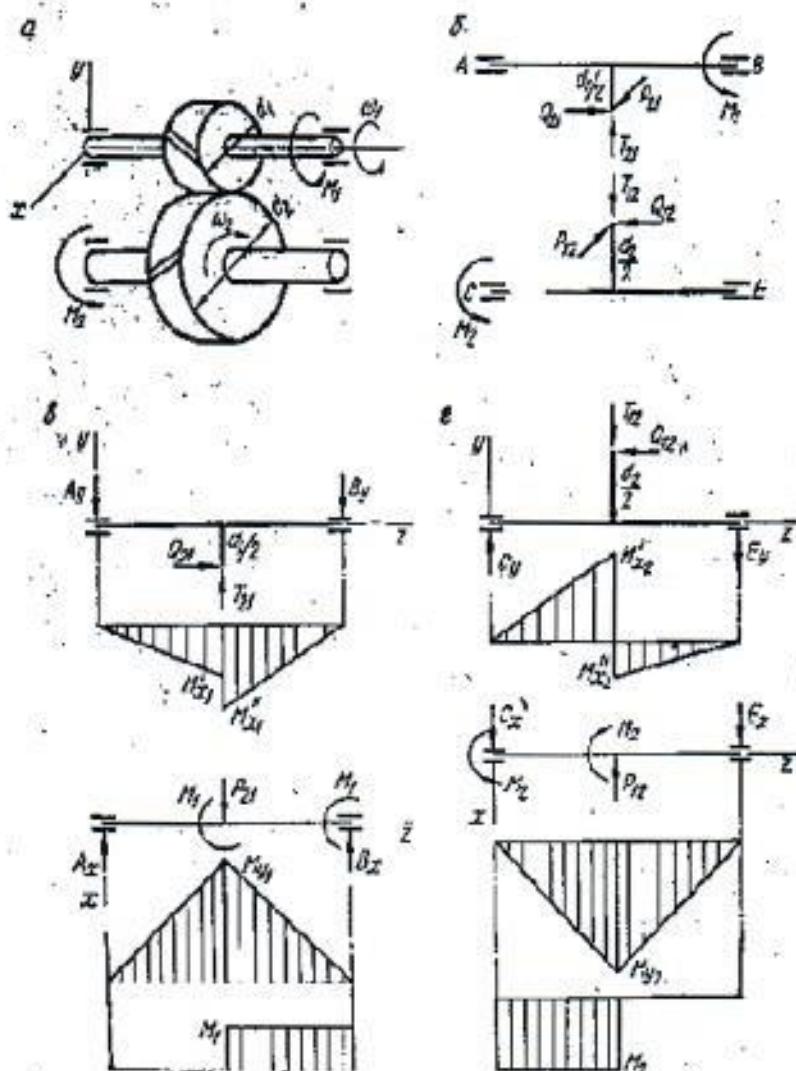


Рисунок 19 - Цилиндрическая косозубая одноступенчатая передача: а – схема

передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г – то же ведомого вала

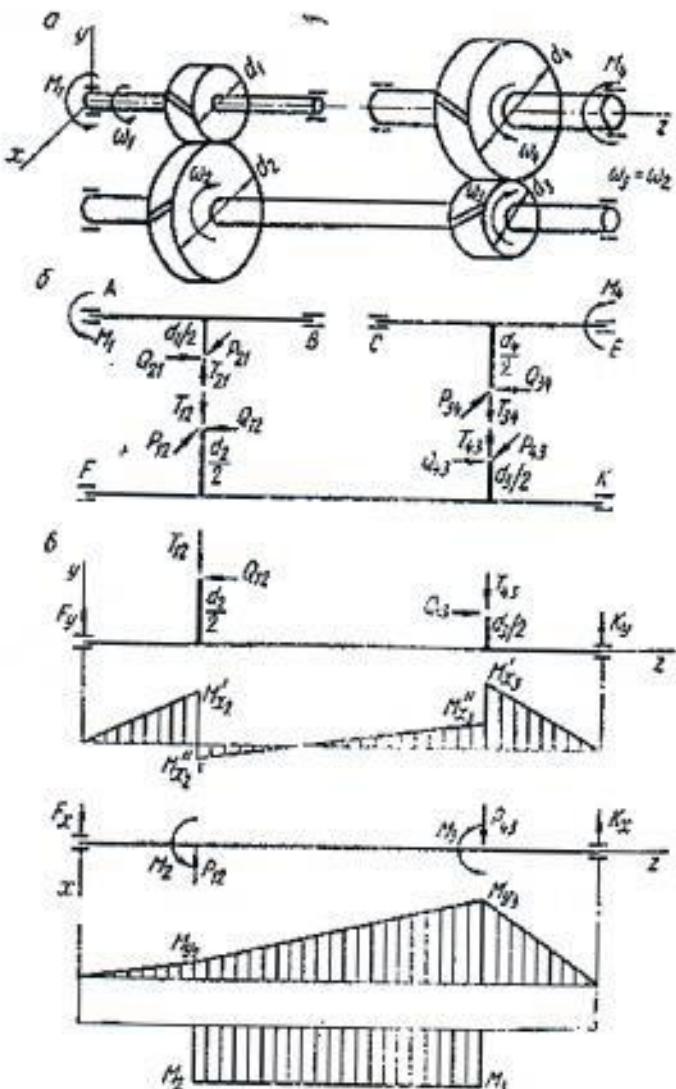


Рисунок 20 - Цилиндрическая косозубая двухступенчатая соосная передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов

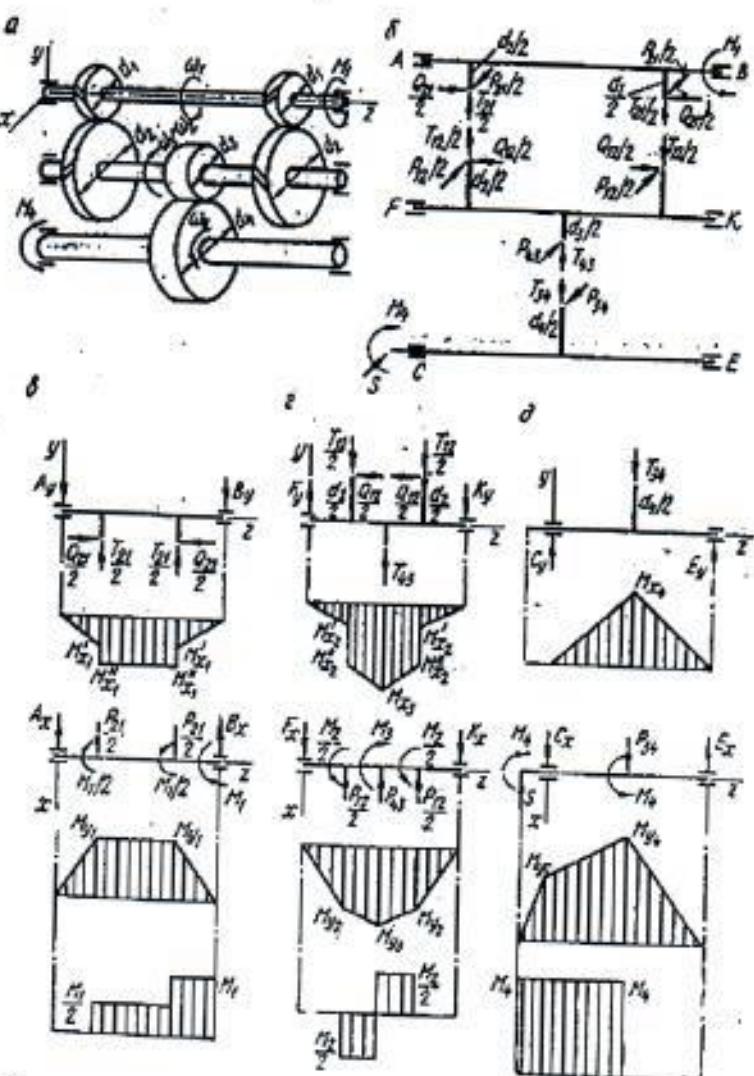


Рисунок 21 - Цилиндрическая косозубая двухступенчатая развернутая передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов

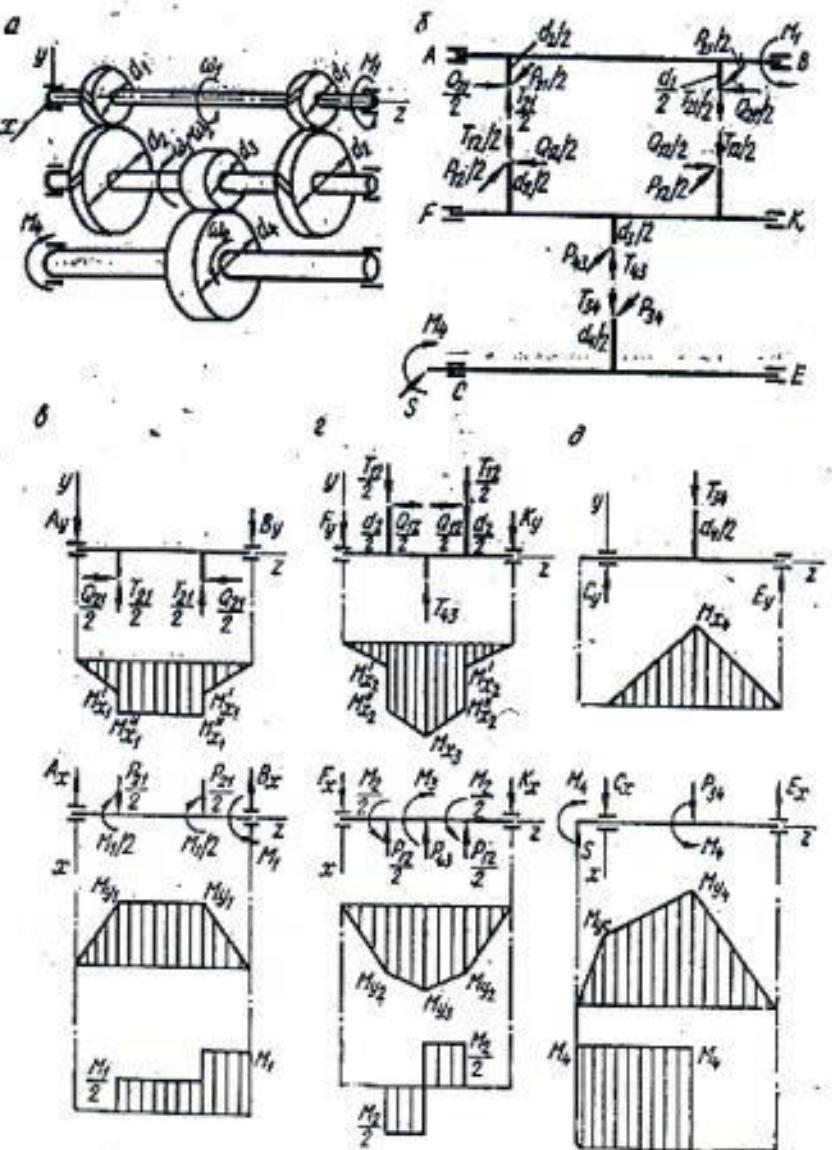


Рисунок 22- Цилиндрическая передача с первой развоенной косозубой и второй прямозубой ступенями: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г – то же для промежуточного вала; д – то же для ведомого вала

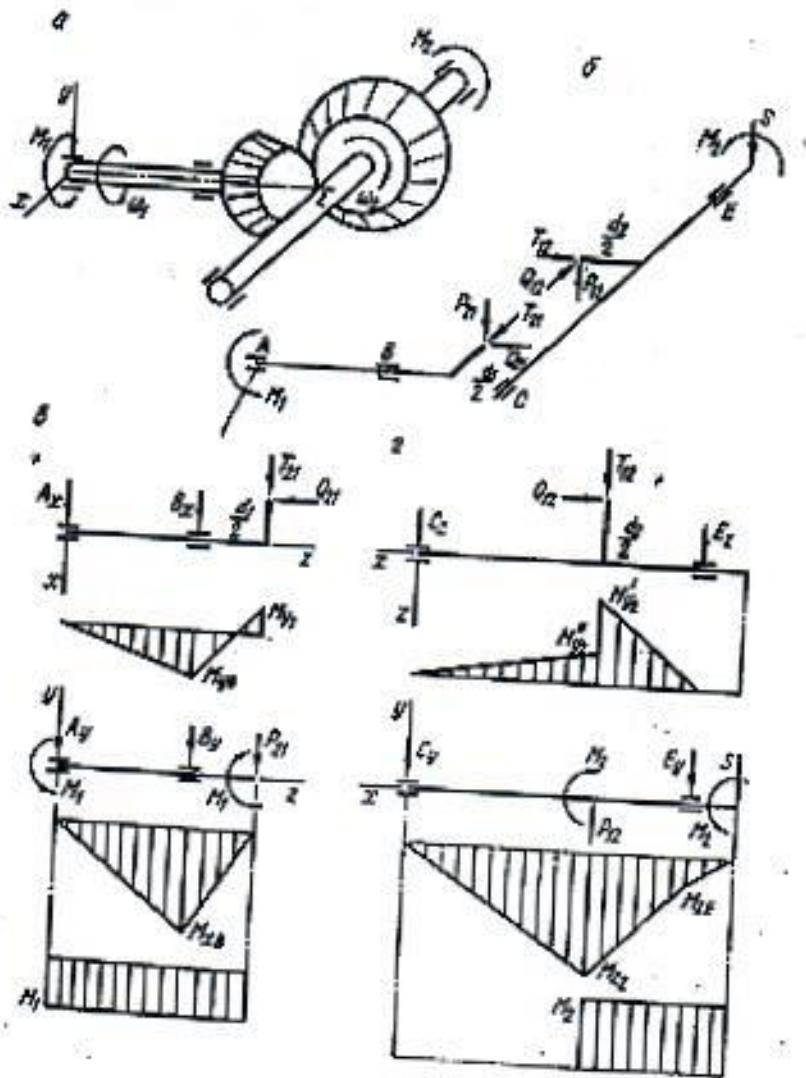


Рисунок 23 - Коническая прямозубая одноступенчатая передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г – то же для промежуточного вала

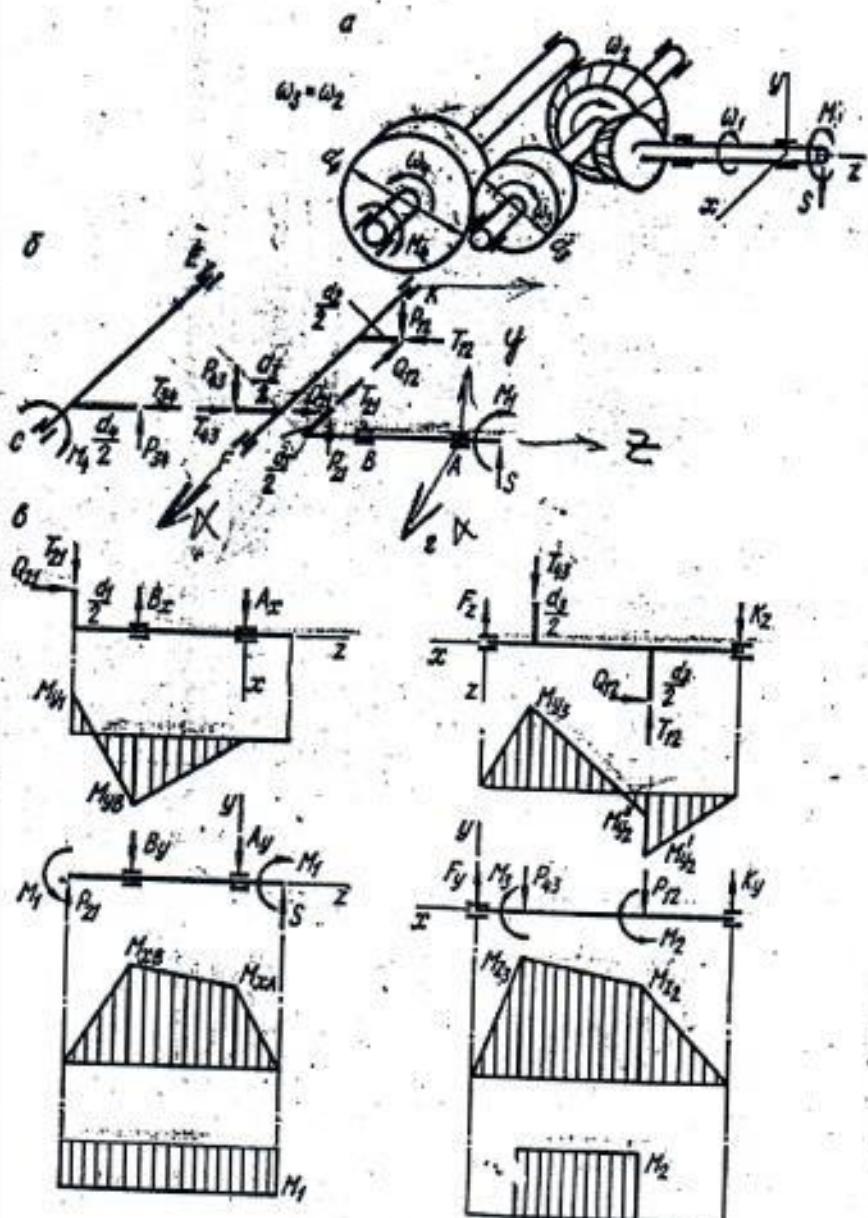


Рисунок 24 - Коническо-цилиндрическая двухступенчатая прямозубая передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г – то же для промежуточного вала.

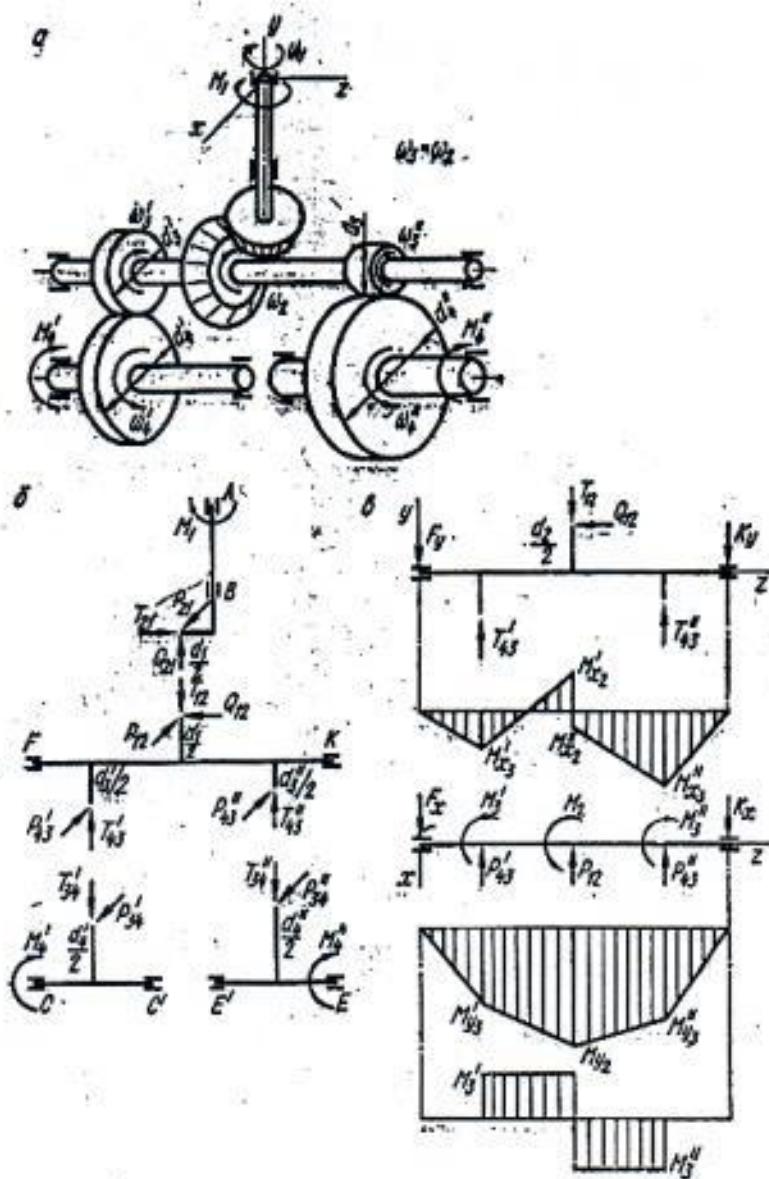


Рисунок 25 - Коническо-цилиндрическая двухступенчатая двухпоточная прямозубая передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов

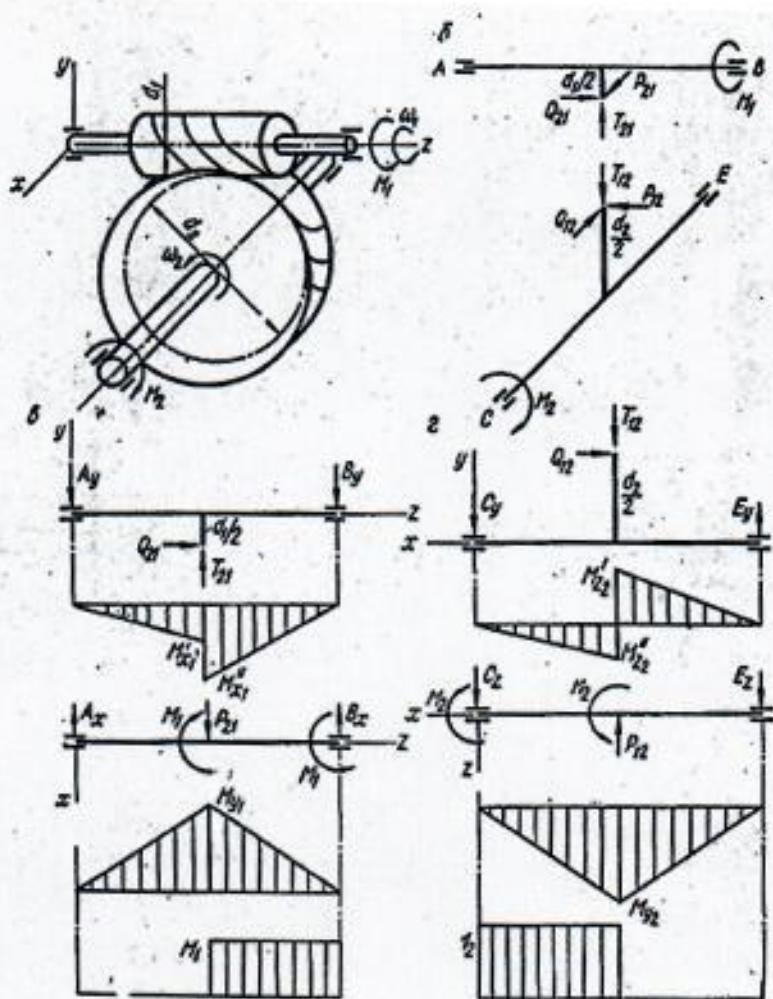


Рисунок 26 - Червячная передача: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов; г – то же для промежуточного вала

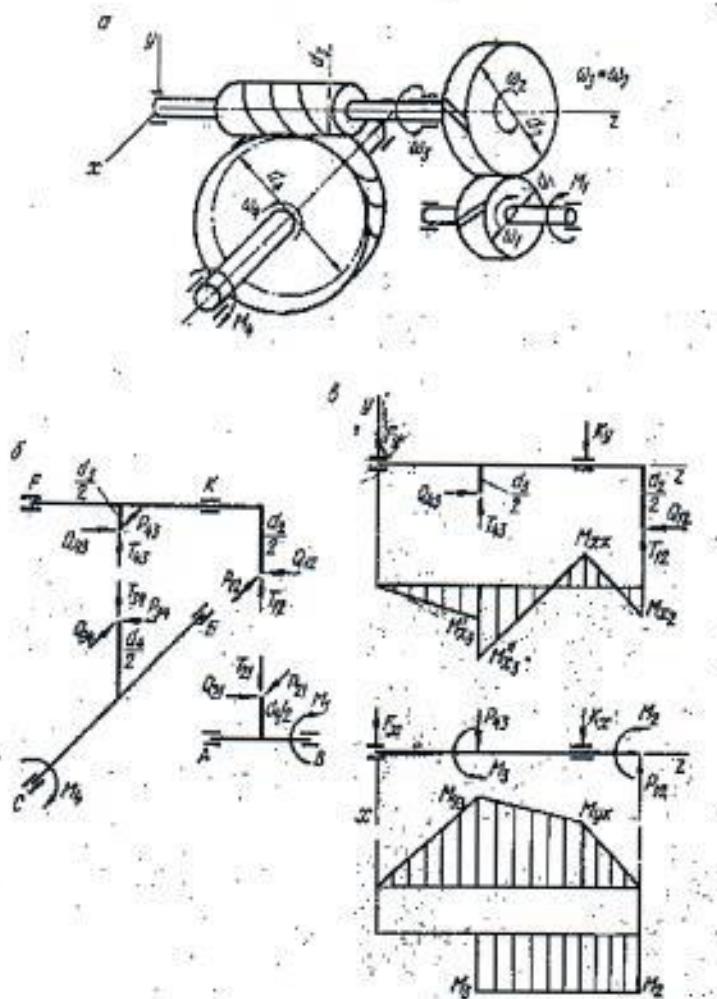


Рисунок 27 - Зубчато-червячная передача с первой цилиндрической косозубой ступенью: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов

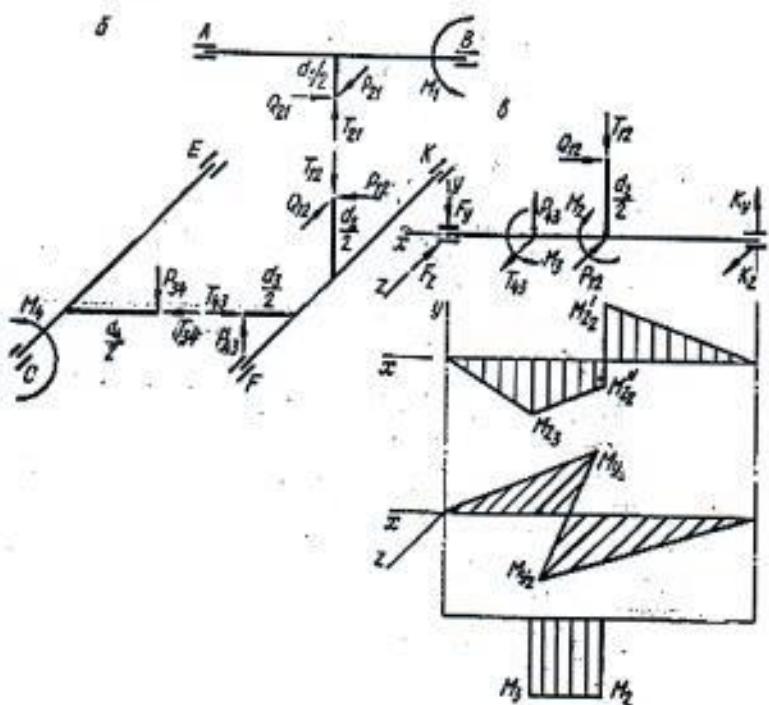
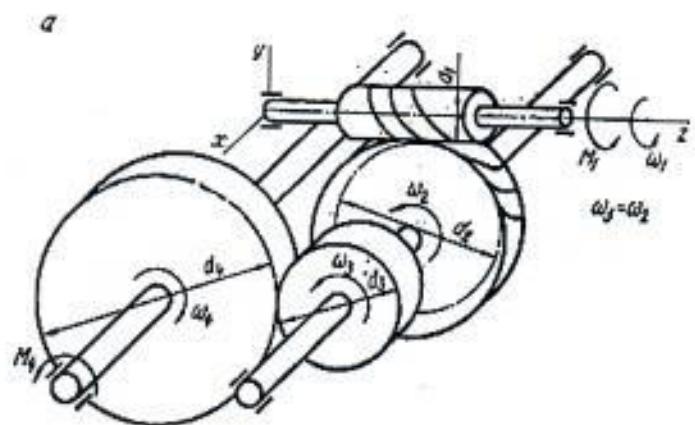


Рисунок 28 - Червячно-зубчатая передача со второй цилиндрической прямозубой ступенью: а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов

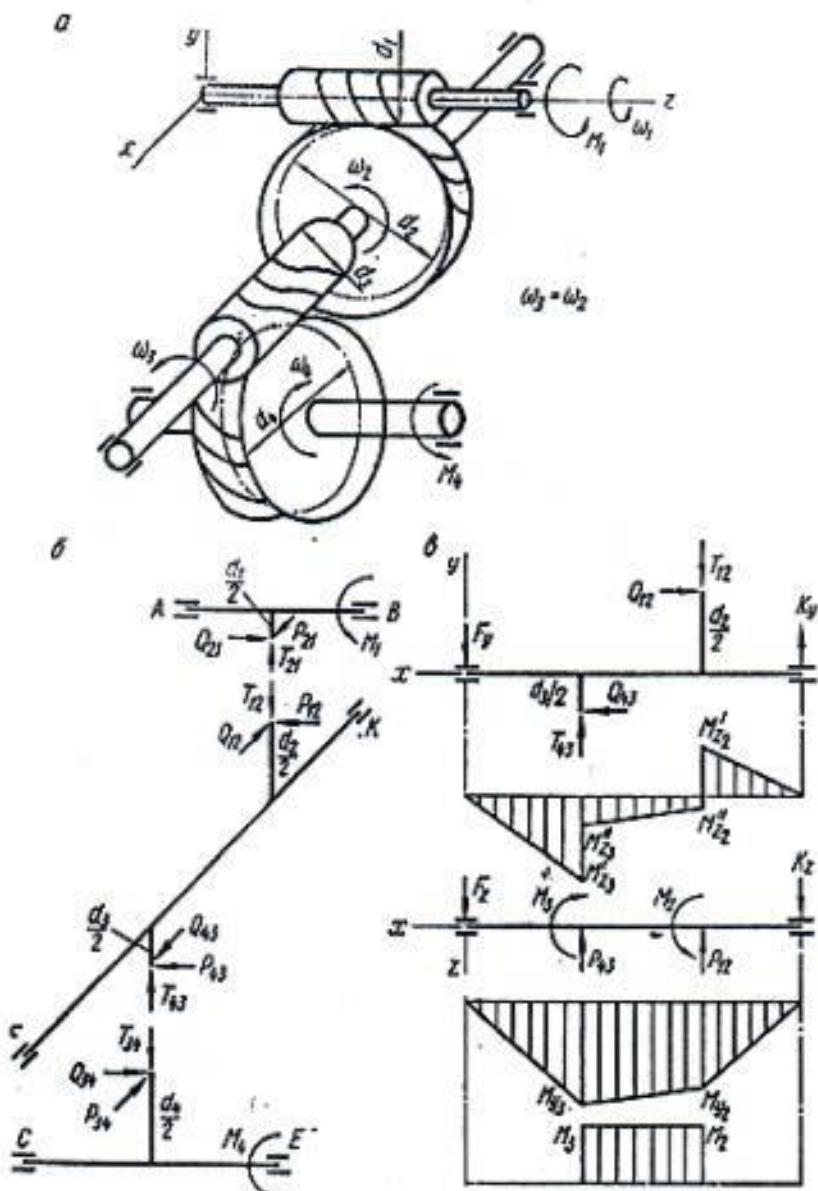


Рисунок 29 - Двухступенчатая червячная передача:

а – схема передачи; б – усилия в зацеплении; в – схемы нагружения ведущего вала в двух взаимно перпендикулярных плоскостях, эпюры изгибающих моментов в этих плоскостях и эпюра крутящих моментов.

По форме эпюр определяют расположение опасного сечения, а минимальное значение диаметра вала в этом сечении находят по зависимости:

$$d_{\text{оп}} = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{пр}}}{0,1[\sigma]}} \text{, мм} \quad (45)$$

где $M_{\text{пр}}$ – приведенный момент в опасном сечении, МПа;

$[\sigma]_u$ – допускаемое напряжение при изгибе, принимают $[\sigma]_u \approx 50 \dots 60$ МПа.

Приведенный момент M_{np} в соответствии с теорией наибольших касательных напряжений рассчитывают по зависимости:

$$M_{np} = \sqrt{M_{\alpha 1}^2 + M_{\alpha 2}^2 + M_{\alpha p}^2}, \text{ Нм.} \quad (46)$$

Проводят анализ полученного результата. Может оказаться, что диаметр вала в опасном сечении d_{on} больше диаметра вала в этом сечении, полученному в результате компоновки d_k . Это означает, что в эскизе вала необходимо увеличить диаметр вала под колесом не менее, чем d_{on} .

Если диаметр вала в опасном сечении d_{on} оказался меньше, чем d_k , то диаметр вала под колесом d_k можно оставить без изменения.

5.9.3 Расчет вала на сопротивление усталости (выносливость)

Опыт эксплуатации показывает, что для валов основной причиной выхода из строя является усталостное разрушение и поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является одним из основных.

Для проведения усталостного расчета необходимо следующее: рабочий чертеж вала, вид нагружения (реверсивное или нереверсивное), силовые факторы (крутящий момент, вид и величина действующих в исследуемом сечении переменных напряжений), материал и термическая обработка вала, виды и расположение концентраторов напряжений, шероховатость поверхностей.

Расчет выполняют в форме проверки коэффициента запаса прочности S , который должен удовлетворять неравенство:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S], \quad (47)$$

где S_σ – коэффициент запаса по нормальным напряжениям изгиба;

S_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям кручения;

$[S]$ – допустимый коэффициент запаса усталостной прочности, выбирается в пределах 1,5...2,5 для отрасли машиностроения.

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям изгиба:

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \phi_{\sigma} \sigma_m}, \quad (48)$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \phi_{\tau} \tau_m}, \quad (49)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала вала, ориентировочно предел выносливости для конструкционных сталей равен:

$$\sigma_{-1} = (0,4 \dots 0,45) \sigma_e; \tau_{-1} = 0,25 \sigma_e; \quad (50)$$

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right) / K_V, \quad (51)$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{\varepsilon} + K_F - 1 \right) / K_V; \quad (52)$$

K_{σ} и K_{τ} – эффективные коэффициенты концентрации напряжений (отношение предела усталости, полученного в результате испытаний гладких образцов, к пределу усталости, полученному на образцах с концентраторами напряжений) соответственно при изгибе и кручении;

ε – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения – масштабный фактор (отношение предела усталости образцов и деталей реальных размеров к пределу усталости, полученному при испытаниях стандартных образцов малых диаметров);

K_F – коэффициент влияния шероховатости поверхности;

K_V – коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов и осей с поверхностным упрочнением (закалка ТВЧ – цементация, азотирование и т.п.);

σ_a и σ_m – амплитудные и средние напряжения при изгибе;

τ_a и τ_m – амплитудные и средние напряжения при кручении;

ψ_σ и ψ_τ – коэффициенты чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений соответственно при изгибе и кручении.

Для оценки выносливости вала в целом необходимо выполнить проверку коэффициента запаса прочности для нескольких характерных участков вала (например, в опасном сечении, в месте установки полумуфты или шкива ременной передачи, в местах нарезания шпоночных пазов и т.п.). Только при выполнении во всех этих сечениях условия (1) можно говорить об удовлетворении усталостной прочности **всего** вала.

Если в сечении имеются два концентратора напряжений, то в расчет принимается наибольший из них. При отсутствии в сечении одного из видов нагружения (изгиба) коэффициент запаса прочности в этом сечении приравнивается к частному коэффициенту запаса прочности по действующим напряжениям ($S = S_r$).

5.9.4 Справочные данные по коэффициентам концентрации напряжений

Галтель (Рисунок 30). K_σ и K_τ в зависимости от отношений t/r , r/d и от предела прочности материала приведены в таблице 29.

Выточка (Рисунок 30). Значения K_σ и K_τ приведены в таблице 30.

Поперечное отверстие (Рисунок 30). Значения K_σ и K_τ , вычисленные по отношению к сечению нетто в зависимости от d/d_0 и σ_e , приведены в таблице 29.

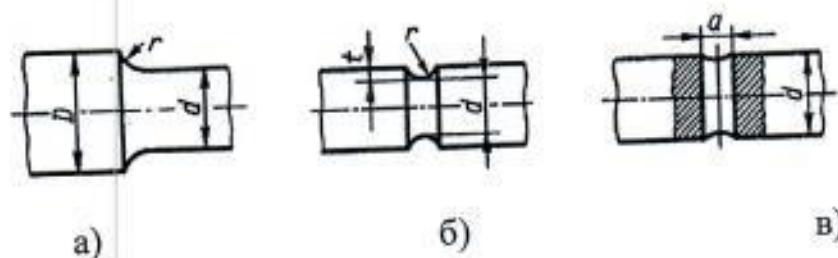


Рисунок 30 – Концентраторы напряжений: а) галтель; б) выточка; в) поперечное отверстие.

Таблица 29 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений в ступенчатом переходе с галтелью

t/r	r/d	K_o , при σ_B , МПа				K_o , при σ_B , МПа			
		500 0	700 0	900 0	1200 0	500 0	700 0	900 0	1200 0
1	0,01	1,35	1,4	1,45	1,5	1,3	1,3	1,3	1,3
	0,02	1,45	1,5	1,55	1,6	1,3 5	1,3 5	1,4	1,4
	0,03	1,65	1,7	1,8	1,9	1,4 5	1,4 5	1,4 5	1,5
	0,05	1,6	1,7	1,8	1,95	1,4 5	1,4 5	1,5	1,5
	0,10	1,45	1,5 5	1,65	1,85	1,4	1,4	1,4 5	1,5
2	0,01	1,55	1,6	1,65	1,7	1,4	1,4	1,4 5	1,4 5
	0,02	1,8	1,9	2,0	2,15	1,5 5	1,6	1,6 5	1,7
	0,03	1,8	1,9 5	2,05	2,25	1,5 5	1,6	1,6 5	1,7
	0,05	1,75	1,9	2,0	2,2	1,5 5	1,6	1,6 5	1,7
3	0,01	1,9	2,0	2,1	2,2	1,5 5	1,6	1,6 5	1,7 5
	0,02	1,95	2,1	2,2	2,4	1,6	1,7	1,7 5	1,8 5
	0,03	1,95	2,1	2,25	2,45	1,6 5	1,7	1,7 5	1,9
5	0,01	2,1	2,2 5	2,35	2,5	2,2	2,3	2,4	2,6
	0,02	2,15	2,3	2,45	2,65	2,1	2,1 5	2,2 5	2,4

Таблица 30 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений
для валов с выточкой

Напряже- ние ное состояние	σ_B , МПа	При отношении r/d							
		0,01	0,02	0,03	0,05	0,10	0,01	0,02	0,03
Изгиб (K_σ)	При отношении $t/r = 0,5$					При отношении $t/r = 1,0$			
	500	1,95	1,85	1,75	1,65	1,5	2,15	2,05	1,95
	700	2,05	1,95	1,85	1,75	1,55	2,25	2,15	2,1
	900	2,15	2,05	1,95	1,9	1,6	2,4	2,3	2,2
	1200	2,3	2,2	2,1	2,05	1,75	2,6	2,5	2,35
	При отношении $t/r = 2,0$					При отношении $t/r = 5,0$			
	500	2,35	2,25	2,15	-	-	2,45	2,35	-
	700	2,5	2,4	2,3	-	-	2,65	2,5	-
Кручение (K_t)	900	2,65	2,5	2,4	-	-	2,8	2,65	-
	1200	2,85	2,7	2,6	-	-	3,05	2,85	-
	500	1,7	1,6	1,5	1,4	1,2	-	-	-
	700	1,9	1,75	1,65	1,5	1,25	-	-	-
	900	2,1	1,95	1,8	1,65	1,3	-	-	-
	1200	2,4	2,2	2,05	1,8	1,4	-	-	-

Таблица 31 - Эффективные коэффициенты концентрации для валов в месте поперечного отверстия

σ_B , МПа	K_σ при d_0/d		K_t при $d_0/d =$ $=0,05 \dots 0,25$
	0,05...0,10	0,15...0,25	
≤ 700	2,0	1,8	1,75
900	2,15	1,9	1,9
≥ 1000	2,3	2,1	2,0

Шпоночная канавка, значения K_σ и K_t вычисляются по отношению к сечению нетто, приведены в таблице 32. Значения K_σ соответствует одной шпоночной канавке, выполненной торцевой фрезой, и значения K_t - двум шпоночным канавкам, но данные таблицы можно использовать как для расчета валов с одной, так и с двумя канавками.

Шлицевые валы. Значения K_σ и K_t приведены в таблице 32. Расчет шлицевых валов следует вести по сечению нетто; расчет на кручение – по

внутреннему диаметру, так как выступы принимают весьма малое участие в передаче крутящего момента.

Таблица 32 - Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков валов

σ_B , МПа	K_σ для шлищев	K_t для прямобочных шлищев	K_t для эволь- вентных шлищев	K_σ для валов со шпон- ками	K_t для валов со шпон- ками	K_σ для резьбы
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95
700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45
1000	1,72	2,7	1,58	2,3	2,2	2,6

Значения коэффициента влияния абсолютных размеров поперечного сечения ε приведены в таблице 33.

Таблица 33 - Значение коэффициента влияния абсолютных размеров ε в зависимости от диаметра вала

Напряже- нное состояни- е	Материал	Значение ε при диаметре вала, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб	Сталь углеродист ая	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Изгиб, кручение для всех сталей	Высокопро- чная легированн ая сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,7	0,65	0,59	0,52

Шероховатость. Значения коэффициента влияния шероховатости поверхности приведены в таблице 34. С повышением прочности стали растут требования к микрографии поверхности. При грубой обработке

поверхности предел выносливости высокопрочных сталей оказывается не выше, чем у обычных сталей.

Поверхностные упрочнения являются мощным средством повышения выносливости валов. При поверхностных упрочнениях повышается прочность наиболее напряженного поверхностного слоя и в нем создаются остаточные напряжения сжатия. Коэффициенты влияния упрочнения приведены в таблица 35.

Таблица 34 - Значение коэффициента влияния шероховатости поверхности K_F

Механическая обработка поверхности	Среднее арифметическое отклонение профиля R_a , мкм	Значение коэффициента K_F при σ_e , МПа		
		400	600	1200
Шлифование	0,32...0,08	1	1	1
Обточка	2,5...0,32	1,05	1,10	1,25
Обдирка	20...5	1,2	1,25	1,5
Необработанная поверхность с окалиной и т.д.	-	1,35	1,5	2,2

Таблица 35 - Значение коэффициента влияния упрочнения K_V при поверхностной обработке

Вид упрочнения	Образец	
	без концентрации напряжений	с концентрацией напряжений *
Закалка ТВЧ углеродистых и легированных сталей	1,2...1,5	1,5...2,5
Азотирование при глубине слоя 0,1...0,4 мм	1,1...1,15	1,3...2,0
Цементация при толщине слоя 0,2...0,6 мм	1,1...1,5	1,2...2,0
Обкатка роликами	1,1...1,25	1,3...1,8

углеродистых и легированных сталей		
Обдувка дробью углеродистых и легированных сталей	1,1...1,2	1,1...1,5

* Большие значения при большей концентрации напряжений