

МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РЕСПУБЛИКИ КАЗАХСТАН



Западно-Казахстанский аграрно-технический
университет имени Жангир хана

М. К. Дусенов

*Исследование и проектирование механических
передач по теоретической и прикладной
механике*

УЧЕБНОЕ ПОСОБИЕ

Уральск
2023

УДК: 621.01/.03 (075.8)

ББК: 34.445 я73

Д82

Учебное пособие рекомендовано к изданию Учебно-методическим советом Западно-Казахстанского аграрно-технического университета имени Жангир хана (протокол №9 от 25.04.2023 г.)

Рецензенты: Нариков К.А., кандидат технических наук, и.о. ассоциированного профессора ЗКИТУ
Джаналиев Е.М., кандидат технических наук, и.о. доцента ЗКАТУ им. Жангир хана

Дусенов М.К.

Д82 Исследование и проектирование механических передач по теоретической и прикладной механике: учебное пособие / М.К. Дусенов – Уральск, ЗКАТУ им. Жангир хана, 2023. - 96 с. ил. 50, табл. 50, библиогр. 12 назв.

ISBN 978-601-319-412-7

В учебном пособии освещены основные вопросы курса исследования и проектирования механических передач и рычажных механизмов по дисциплине «Теоретическая и прикладная механика», соответствующие результатам обучения образовательных программ технических специальностей. Учебное пособие содержит методику и алгоритм выполнения курсовой работы, задания для выполнения курсовых работ по дисциплине «Теоретическая и прикладная механика». Изложены требования к их оформлению, приведены список рекомендуемой учебно-методической литературы и справочные материалы для выполнения курсовой работы. При составлении курса автор стремился располагать материалы в порядке нарастающей трудности с учетом взаимосвязи между разделами теории механизмов и машин и детали машин с основами конструирования.

УДК: 621.01/.03 (075.8)

ББК: 34.445 я73

ISBN 978-601-319-412-7

© Дусенов М.К., 2023

© НАО «Западно-Казахстанский аграрно-технический университет имени Жангир хана», 2023

СОДЕРЖАНИЕ

Введение.....	4
1 ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КУРСОВОЙ РАБОТЕ.....	6
1.1 Цель курсовой работы	6
1.2. Основные разделы курсовой работы	6
1.2.1. Кинематический расчет плоского рычажного механизма.....	6
1.2.2 Проектирование механических передач.....	7
1.3 Требование к графической части	7
1.4 Требования к оформлению текстовой части.....	8
1.5 Организация защиты курсовой работы	11
2. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА	12
2.1. Анализ по структуре	12
2.2. Кинематика рычажного механизма	18
3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ.....	28
3.1 Цель, тематика и организация проектирования механических передач	28
3.2 Алгоритм проектирование механической передачи	30
3.2.1 Кинематический расчет и выбор электродвигателя	30
3.2.2 Проектирование зубчатой пары редуктора по критериям работоспособности	31
3.2.3 Расчет гибкой передачи	48
3.2.4 Предварительный расчет валов редуктора	54
3.2.5 Конструктивные размеры ведущего и ведомого зубчатого колеса	56
3.2.6 Конструктивные размеры корпуса редуктора.....	60
3.2.7 Выбор подшипников и эскизная компоновка редуктора	61
3.2.8 Проектный расчет валов	64
3.2.9 Проверочный расчет подшипников	66
3.2.10 Выбор шпонок	69
3.2.11 Проверочный расчет валов	70
3.2.12 Сборочный чертеж редуктора	72
4. ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»	73
ЛИТЕРАТУРА	83
ПРИЛОЖЕНИЯ	84

ВВЕДЕНИЕ

Заключительный раздел курса «Теоретическая и прикладная механика» завершается выполнением курсовой работы. Выполнение курсовой работы связано с большим объемом предварительных, проектных и проверочных расчетов, графического материала и используемых справочных данных, что вызывает большие затруднения при его выполнении. Поэтому требуется методологическое сопровождение с последовательным выполнением типового задания и примерами оформления расчетно-пояснительной записки, графических материалов, что способствует качественному выполнению обучающимися курсовой работы [1].

Данное учебное пособие поможет обучающимся самостоятельно и качественно выполнить курсовую работу по дисциплине «Теоретическая и прикладная механика», в которой рассматриваются разделы «Теория машин и механизмов» и «Детали машин». Учебное пособие содержит методику выполнения, примеры типового расчета приводов и кинематического исследования механизмов, состоящих из передач общего назначения (зубчатые, червячные, цепные, ременные) и рычажных механизмов, и приложения, содержащие справочные материалы, необходимые для выполнения курсовой работы. Передачи общего назначения (приводы) используют для передачи энергии от двигателя к рабочему (рычажному) механизму.

Цель курсовой работы по дисциплине «Теоретическая и прикладная механика» является связь теории с практикой на примере применения теоретического материала при решении практических задач, связанных с этапами разработки и проектирования машин. Этапы проектирования машин и механизмов включает разработку структурных и кинематических схем, проектный расчет по определению основных размеров деталей машин, исследование кинематических параметров рычажных механизмов, эскизное проектирование и составление рабочей документации. Курсовая работа представляет собой самостоятельное решение обучающимся целого комплекса инженерных задач: структурное и кинематическое исследование и анализ рычажного механизма; по критериям работоспособности провести выбор материала и определение геометрических, кинематических и силовых параметров деталей машин; составление рабочей документации в виде чертежей деталей необходимой для изготовления.

В учебном пособии каждый раздел составлен в взаимосвязи с другими разделами последовательного характера и представляет детальный план выполнения курсовой работы.

Обучающиеся выполняют курсовую работу по заданиям на тему «Исследование и проектирование механического привода ...». Задание на курсовую работу выдается согласно шифру обучающегося, где предпоследняя цифра указывает на вариант задания (схема), а последняя цифра указывает на исходные данные в этом задании. Курсовая работа выполняется согласно методическим рекомендациям и требованиям к оформлению технических работ. В методических рекомендациях содержание разделов сопровождаются комментариями и показывают все этапы выполнения задания, т.е. является примером выполнения курсовой работы. Курсовая работа состоит из пояснительной записки и графической части в виде чертежей. В процессе выполнения курсовой работы обучающий делает анализ задания, геометрический, кинематический, проектный и проверочный расчет механизмов и деталей машин. После определения геометрических параметров деталей машин приступают к выполнению рабочих чертежей. После выполнения всех разделов по курсовой работе обучающий приступает к оформлению и защите своей работы. К защите предоставляется расчетно-пояснительная записка объемом 20-30 страниц машинописного текста и графический материал в 2-3 чертежа формата А1.

Данное пособие содержит задания, методические рекомендации, алгоритм выполнения по разделам, рекомендуемую литературу и приложения со справочными материалами для выполнения курсовой работы.

1. ОБЩИЕ ПОЛОЖЕНИЯ О КУРСОВОЙ РАБОТЕ

1.1 Цель курсовой работы

Целью курсовой работы является понимание курса «Теории механизмов и машин» и «Детали машин» и выработки навыков по решению практических задач при расчете механизмов и деталей машин [1 - 12].

В процессе выполнения курсовой работы обучающиеся выполняют следующие задачи:

- определяют кинематические параметры механизмов;
- определяют силовые параметры механизмов;
- по критериям работоспособности проводят основные расчеты механизмов;
- проводят обоснованный выбор материала и технологичность деталей;
- прослеживают процесс компоновки и монтаж деталей механизма.

В курсовой работе представлены задания по расчету плоских рычажных механизмов и механических передач, входящих в состав приводов рабочих машин. Задания для выполнения курсовой работы представлены в 4 разделе. Графическая часть состоит из двух разделов и выполняется на плотной бумаге размером 841 на 594 мм, чертежи выполняются по требованиям оформления чертежей [1, 4]. Все расчеты и пояснения к ним оформляем в виде текстовой части по требованиям к оформлению технической документации.

1.2. Основные разделы курсовой работы

1.2.1. Кинематический расчет плоского рычажного механизма

Первая графическая часть: “Кинематика плоского рычажного механизма” (Приложение А).

Требования: применяя графический и аналитический метод исследования провести структурный анализ плоского рычажного механизма; метрические построения выполнить на листе размером 841 на 594 мм; план механизма с траекторией движения для 12 положений построить по исходным данным с помощью разметок; для заданного положения, согласно заданию, в произвольном масштабе построить план скоростей и ускорений, с нанесением всех обозначений и наименований кинематических параметров, показывающий методику построения планов [1, 2].

1.2.2 Проектирование механических передач

Вторая графическая часть: «Сборочный чертёж редуктора» (Приложение Б).

Выполнить в пояснительной записке провести по определению геометрических параметров деталей редуктора. Для определения геометрических параметров деталей редуктора использовать предварительный, проектный и проверочные расчеты. Для определения геометрических параметров помимо расчета, необходимо применить эскизную компоновку, для установления взаимного расположения деталей и установления недостающих размеров деталей редуктора. В рациональном масштабе вычертить редуктор в 2-3 проекциях, сочетая основные и местные разрезы, для того чтобы показать взаимное расположение деталей. Для выполнения сборочного чертежа редуктора необходимо провести эскизную компоновку, которая дает визуальное представление о расположении деталей, их очередности и приоритетности по сборке, а также возможность контролирования размеров по габаритам, установкам, присоединению и сопряжению. В приложении к сборочному чертежу разрабатывается спецификация, в которой указываются нумерация, наименование, количество деталей и из какого материала они изготовлены. Вся техническая документация по курсовой работе должна соответствовать правилам ведения конструкторской документации [4, 7].

1.3 Требование к графической части

Все чертежи выполняются согласно требований ЕСКД на белой бумаге в формате A1 (594*841). Чертежи выполняются компьютерными программами Компас или AutoCad.

Вся текстовая часть в чертежах выполняются шрифтами «Times New Roman», однострочный интервал, в основной надписи размер шрифт будет зависеть от размеров ячейки, в остальной части в зависимости от наглядности и важности пояснений, но не разнообразным. Основные линии выполняются видными и яркими, а вспомогательные меньшей толщины.

Все чертежи сопровождаются с указанием масштаба, в котором они выполнены. Каждый масштаб в своем обозначении должен иметь принадлежность метрический или кинематический выражаемое в нижнем индексе, как он был изображен в текстовой части. Например: $\mu_l = 0,1 \frac{м}{мм}$,

$$\mu_v = 0,17 \frac{м/с}{мм}, \quad \mu_a = 0,01 \frac{м/с^2}{мм}.$$

В чертеже должна располагаться основная надпись по ГОСТ 2.104 — 68 (рис.1.1.).

Обозначение документа

The diagram illustrates the structure and dimensions of the main title block (ГОСТ 2.104-68). The top part shows a schematic layout with labels for various fields: XXXXXXXX. XX. XXX. XX. XXX. XX (document code), Шифр документа (document code), Номер детали сборочной единицы (part number), Номер сборочной единицы или индекс текстового документа (assembly unit number or text document index), Последние три цифры из пропуска студента – для курсовой работы (last three digits of student ID), Индекс центра (center index), and Код ОКПО организация – разработчика (organization code).

The bottom part shows a detailed template with dimensions 5x11=55 and 70x50. The template includes fields for document number (39844062.5,6-10.014.00.001), title (Сборочный чертеж), author (Д.П.), reviewer (Л.П.), and other metadata. The dimensions are indicated as 5x11=55 and 70x50.

Изм./Лист				№ докум.				Подпись				Дата			
Разработ.				Дусенов МК											
Провер.				Дусенов МК											
Реценз.				Ким НИ											
Н. контр.				Иванов В.В.											
Утв.				Валиев А.П.											

Рисунок 1.1 Пример заполнения основной надписи для чертежей (схем)

1.4 Требования к оформлению текстовой части

Текстовая часть курсовой работы оформляется на бумаге размером 297 на 210 мм и вместе чертежами сшивается в папку.

Текстовая часть печатается на компьютере в формате «Word», набор выполняется шрифтами «Times New Roman», кегель 14, через единичный межстрочный интервал. Страницы текста должны иметь рамку, начальная страница по форме 2, остальные по форме 2а с соответствующими записями в штампе [4,12].

В тексте курсовой работы не допускается:

- применять слова и сокращения, которые не относятся к терминологии данной дисциплины;
- применять нормативные документы без ссылок на официальные источники.

Все формулы рекомендуется писать в математическом редакторе (без сканирования), написанная формула должна иметь нумерацию и заключаться в круглые скобки и иметь порядковую нумерацию в пределах раздела, например:

$$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1. \quad (1.1)$$

Расчётные формулы должны писаться стандартными символами из технической литературы с их расшифровкой. Если проводится расчет по формуле то после символов пишутся их значения и результат с размерностью, например,

$$\mu_v = \frac{H}{K} = \frac{\nu_B}{[pв]} = \frac{11,25 м / с}{65 мм} = 0,17 \frac{м / с}{мм}$$

Если в тексте есть рисунки или таблицы, то они должны иметь наименования и нумерацию. Наименование таблиц располагают над таблицей, а рисунков, графиков, схем снизу. Перед рисунком или таблицей в текстовой части должна быть ссылка на нее заключенная в круглых скобках или упоминание в тексте.

Пример оформления таблицы показан на рисунке 1.2. Если таблица не умещается на одной странице, то можно ее перенести, со словами продолжение таблицы ... с указанием его номера.

Таблица 2.1 - Геометрические параметры цилиндрической передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Суммарное число зубьев шестерни и колеса: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	z_{Σ}	-	$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 2 a_w / m,$
		-	$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n.$
Число зубьев шестерни	z_1	-	$z_1 = z_{\Sigma} / (u \pm 1)$

Рисунок 1.2 Пример оформления таблицы

Допускается нумерация таблиц и рисунков в сквозном варианте, если их не много или подразделено (рис. 1.3). В наименование рисунка можно включить пояснения, примечания или указания частям рисунка.

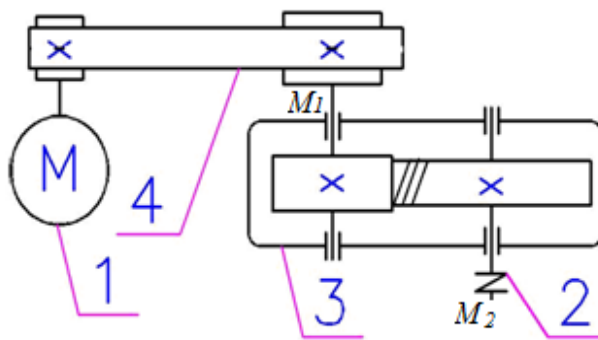


Рисунок 2.8 Привод транспортера: 1 – электродвигатель; 2 – муфта; 3 – цилиндрическая передача; 4 – ременная передача.

Рисунок 1.3 Пример оформления рисунка

После проведения всех расчетов и чертежных работ над курсовой работой проводится брошюрование всех разделов в единый документ. В который кроме основных разделов следует добавить лист титульный, вариант задания, аннотацию, содержание, выводы и список источников.

В аннотации указывается краткое содержание пояснительной записки с ключевыми словами, основные разделы курсовой работы, объем, количество таблиц и рисунков.

В содержание указываются поэтапные разделы и подразделы с указанием страниц и другие структурные элементы записки.

В завершении пишется выводы по проделанной работе, в котором кратко излагаются основные результаты курсовой работы по основным разделам.

В конце работы дается список источников, который был использован в процессе выполнения курсовой работы. Который может состоять из текстовых и электронных источников.

Основной текст пояснительной записки должен соответствовать содержанию. Все разделы пояснительной записки имеют нумерацию, а его подразделы имеют двойную нумерацию в пределах каждого раздела (рис.1.4).

1. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

2. КИНЕМАТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМА

2.1. Кинематическое исследование механизма методом планов

Рисунок 1.4 Примерное оформление разделов и подразделов

Каждый раздел начинается с постановкой цели и решаемых задач, а также методами их решения. Решаемые задачи сопровождаются

необходимыми пояснениями по предварительному выбору параметров и материала, расчетными схемами, расчетными формулами и обоснованием выборного параметра, ссылкой на литературу. Заканчивается раздел выводами.

1.5 Организация защиты курсовой работы

Курсовая работа при окончательном оформлении проходит процедуру на заимствование материала, подписывается обучающимся и руководитель курсовой работы. Защита курсовой работы проводится перед комиссией. В процессе защиты обучающийся кратко излагает назначение и принцип работы машины или установки, актуальность и особенности принятых решений при исследовании и проектировании системы механизмов, перечень основных разделов механики и методов решения, примененных в работе (доклад длится 5-7 минуты). В конце доклада задаются вопросы, как по расчетам, так и по выполненным чертежам. Оценивание курсовой работы проводится по критериям результатов обучения, которые отражены в учебной программе дисциплины.

2. СТРУКТУРНЫЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

2.1 Анализ по структуре

Цель структурного анализа плоского рычажного механизма - выявить строение (структуру) механизма (рис. 2.1.). Структурный анализ – это исследование структуры механизма, т. е. определение числа звеньев и структурных групп, числа и вида кинематических пар, количества и вида кинематических цепей, числа основных и местных подвижностей, избыточных или пассивных связей [2, 3].

Задачи структурного анализа для плоских рычажных механизмов:

- 1) определение подвижности механизма;
- 2) определение состава структуры механизма.

Подвижность механизмов рассчитывается по структурным формулам плоских механизмов – по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4, \quad (2.1)$$

где n – подвижное количество звеньев; p_5, p_4 – согласно классу подвижности 5, 4 количество кинематических пар [4].

Число подвижных звеньев механизма определяется по формуле:

$$n = N - 1, \quad (2.2)$$

где N – число звеньев механизма.

Для определения структуры механизма воспользуемся структурной классификацией и проведем разбивку механизма на звенья, кинематические пары и структурных групп звеньев.

На примере кулисного механизма проведем структурный анализ (рис. 2.1). На рисунке 2.1а дана исходная схема кулисного механизма путем расчленения механизма на звенья и кинематические пары превратим её в расчетную схему (рис. 2.1б).

1. Определим количество звеньев. Звенья на расчетной схеме обозначаем арабскими цифрами. Вначале по классификатору звеньев определим неподвижное звено и обозначим его цифрой «0», затем определим подвижное звено кулиса «1», которое совершает неполное вращательное и поступательное движение, кулисный камень «2», которое образует поступательную кинематическую пару с кулисой, кривошип «3» совершающее вращательное движение, шатун «4» образующее кинематическую пару только с подвижными звеньями и «5» ползун-звено совершающее только поступательное движение. Общее количество звеньев $N=6$.

2. Определяем кинематические пары и даем характеристику. Кинематических пар 7 и все относятся к 5 классу $p_5=7$: (3,0) – вращательная низшая; (2,3) – вращательная низшая; (2,1) – поступательная низшая; (1,0) – вращательная низшая; (4,1) – вращательная низшая; (4,5) –

вращательная низшая; (5,0) – поступательная низшая. Число кинематических пар 4-го класса $p_4=0$. Место сочленение кинематических пар обозначаем прописными буквами.

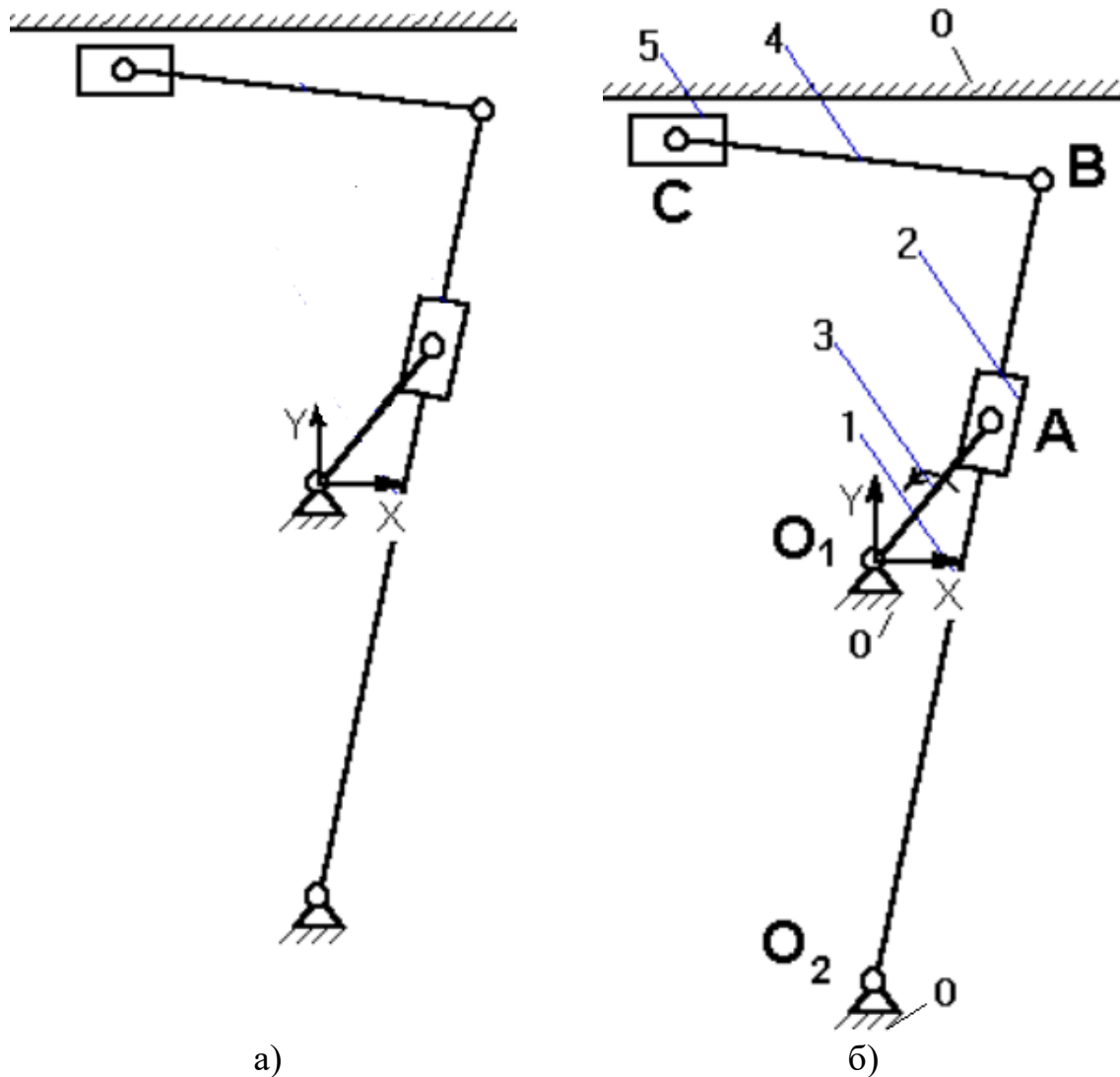


Рисунок 2.1 Кулисный механизм: а) – исходная схема; б) – расчетная схема.

3. Определим количество подвижных звеньев по формуле (2.2):

$$n = N - 1 = 6 - 1 = 5$$

4. Определяем подвижность механизма по формуле (2.1):

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1.$$

Подвижность по формуле Чебышева $W=1$, т.е. ведущее звено одно и по максимальной подвижности это будет звено, которое совершает вращательное движение (звено «3»). На схеме указываем вращение звена «3», направление вращение дается в задании. Пассивных связей и лишней степени свободы в нашем механизме нет.

5. Строим структурную схему механизма. Алгоритм построения показан на рисунке 2.2 [2, 3]. Для построения структурной схемы механизма, в которой все кинематические пары 5-го класса, применим условные изображения: места сочленения кинематических пар изображаем окружностями; стойки изображаются прямой линией; подвижные звенья, имеющие две кинематические пары 5-го класса, изображаются поводками (отрезками прямой произвольной длины с двумя окружностями на концах); подвижные звенья, имеющие три кинематические пары 5-го класса, изображаются треугольниками произвольной формы с тремя окружностями по углам; подвижные звенья, имеющие четыре кинематические пары 5-го класса изображаются четырехугольными и т.д.

Алгоритм построения структурной схемы кулисного механизма выполняем согласно кинематическим парам (рис. 2.2):

1 – изображаем неподвижное звено «0» в виде прямой линии со штриховкой и делаем три небольшие окружности на равном расстоянии (согласно кинематическим парам);

2 – присоединяем к 1-й окружности кривошип «3»;

3 – к звену «3» посредством окружностей присоединяем звено «2»;

4 – звено «2» у нас контактирует со звеном «1», но звено «1» контактирует также со звеном «4» и со стойкой, поэтому звено «1» изобразим в виде треугольника и соединим его с «2» звеном и со стойкой;

5 – к звену «1» подсоединим звено «4»;

6 – к звену «4» подсоединяем звено «5» и замыкаем его на стойку.

6. Определяем структурные группы механизма и класс механизма.

Структурные группы определяются по правилу Ассура-кинематическим парам и принципу построения механизмов – группа свободными элементами кинематических пар должна присоединиться к уже имеющимся на момент присоединения звеньям, группа Ассура имеет нулевую подвижность $W=0$:

$$W = 3n - 2p_5 - p_4 = 0, \quad n = (2p_5 + p_4)/3, \quad (2.3)$$

Алгоритм определения структурных групп (рис. 2.3):

1 – определяем начальный механизм – это стойка «0» и кривошип «3», класс его будет, так как мы можем подсоединить только 1 поводок, который определяет порядок структурной группы;

2 – к «3» и к «0» звеньям группы (0,3) можно подсоединить группу состоящих из звеньев «2» и «1», данная группа имеет два поводка и поэтому будет 2 порядка, а ее класс согласно нулевой подвижности количеству звеньев и кинематическим парам равен 2 ($n = (2*3 + 0)/3 = 2$);

3 – к звеньям группы (2,1) подсоединяем звенья «4» и «5» группы (4,5), также относящийся ко 2 классу механизма.

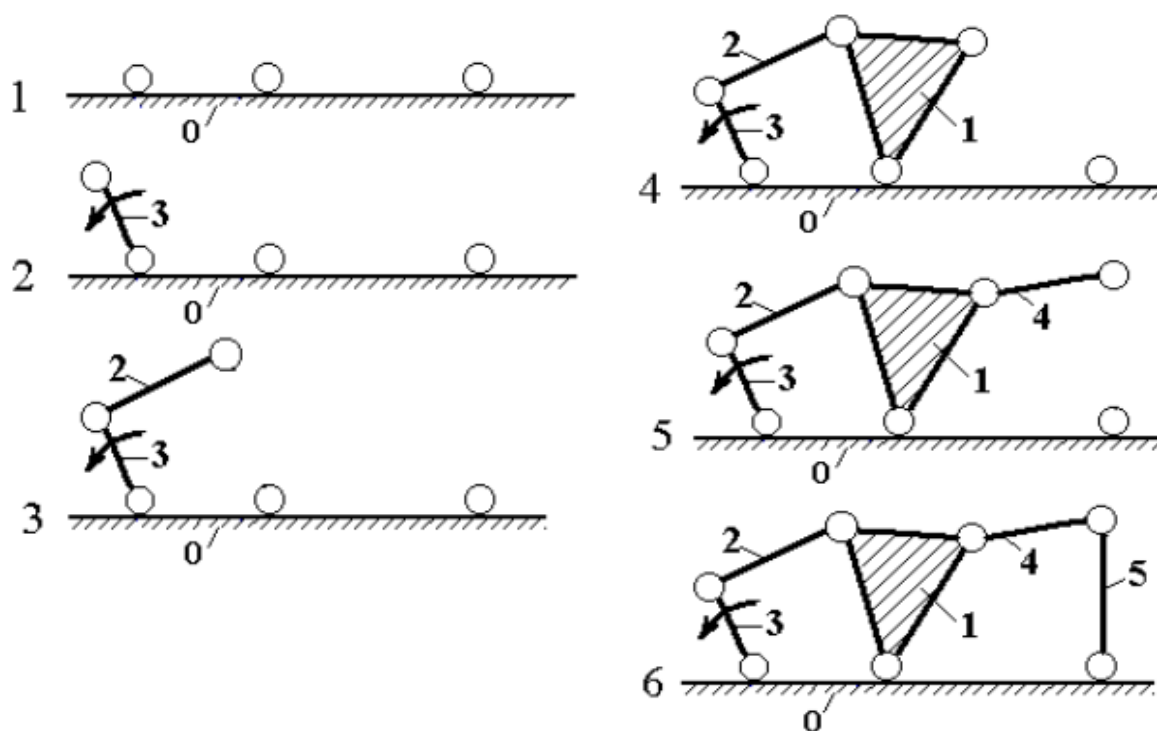


Рисунок 2.2 Алгоритм построения структурной схемы кулисного механизма

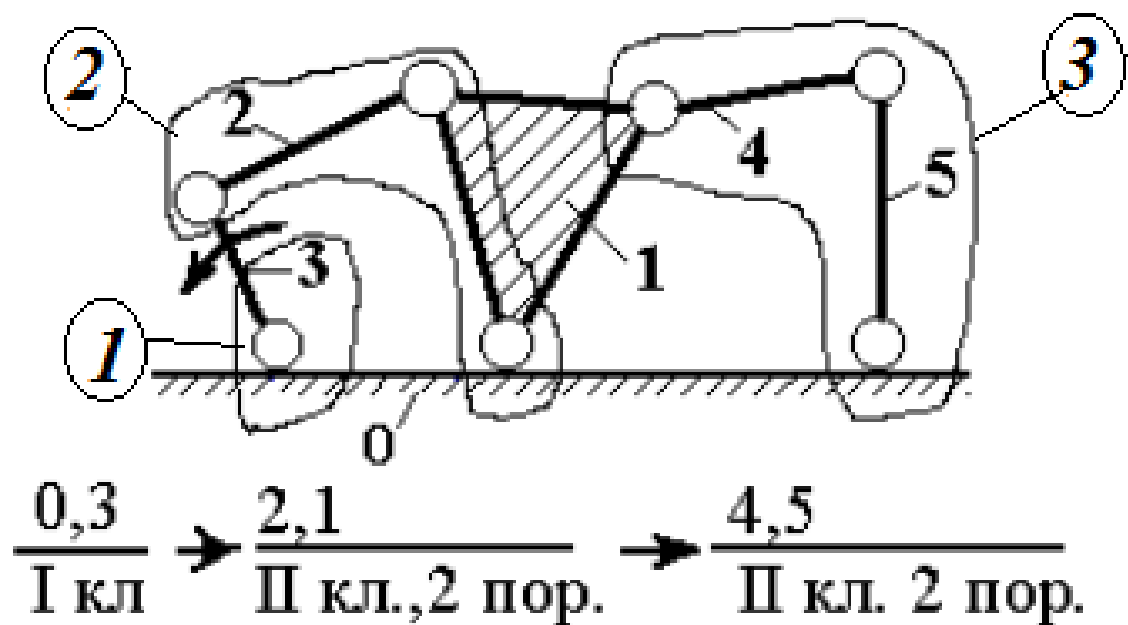


Рисунок 2.3 Алгоритм определения структурных групп

Результаты структурного анализа рычажного механизма представляются в табличной форме (табл. 2.1, табл. 2.2).

Таблица 2.1 – Структурный анализ кулисного механизма (рис. 2.1)

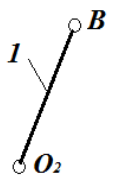
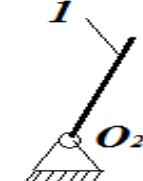
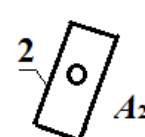
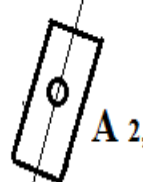
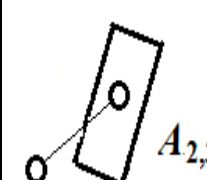
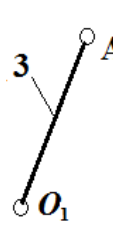
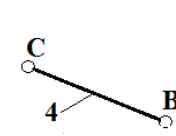
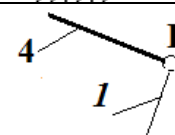
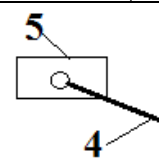
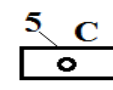
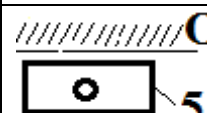
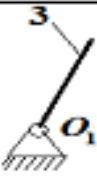
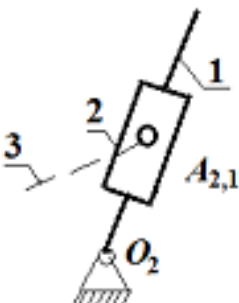
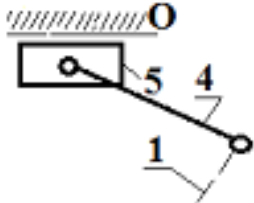
Подвижные звенья		Кинематические пары					
Схема	Название	Схема	Вид	Степ. подвиж.	Обозн.	Класс пары	Высшая или низшая
	кулиса		Вр.	1	(1,0)	P_5	Низш.
	кулисный камень		Пост.	1	(2,1)	P_5	Низш.
			Вр.	1	(2,3)	P_5	Низш.
	кривошип		Вр.	1	(3,0)	P_5	Низш.
	шатун		Вр.	1	(4,1)	P_5	Низш.
			Вр.	1	(4,5)	P_5	Низш.
	ползун		Пост.	1	(5,0)	P_5	Низш.
Число подвижных звеньев $n=5$		Число кинематических пар: всего - 7, из них пятого класса $P_5=7$, четвертого класса $P_4=0$					
Степень подвижности механизма $W = 3n - 2p_5 - p_4 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$							
Примечание: пассивных связей и лишних степеней свободы механизм не содержит							

Таблица 2.2 – Структура кулисного механизма (рис. 2.2)

Начальный механизм и структурные группы (группы Ассура)					
Схема	Название, класс, порядок, вид	Число звеньев	Число кинематических пар		Формула строения
			Всего	свободных	
	Начальный вращательный механизм I класса	2	1	-	$\frac{0,3}{I \text{ кл}}$
	Двухзвенная, двуповодковая группа II класса, 2 порядка, 3-го вида	2	3	2 (3,2), (0,1)	$\frac{2,1}{II \text{ кл. 2 пор}}$
	Двухзвенная, двуповодковая группа II класса, 2 порядка, 2-го вида	2	3	2 (1,4), (0,5)	$\frac{4,5}{II \text{ кл. 2 пор}}$
Начальных механизмов – 1. Структурных групп (групп Ассура) – 2, соединение групп – последовательное. Механизм второго класса. Формула строения: $\frac{0,3}{I \text{ кл}} \rightarrow \frac{2,1}{II \text{ кл., 2 пор.}} \rightarrow \frac{4,5}{II \text{ кл. 2 пор.}}$					

Определение порядка подсоединения и класс механизма дает нам порядок кинематического исследования. Вначале выполняем расчет начального механизма, затем звенья группы (2,1) и конечным рассчитываем звенья группы (4,5).

2.2 Кинематика рычажного механизма

Цель – определение кинематических параметров механизма в функции времени (модуль, направления действия и характер изменения).

Задачи кинематического исследования механизма: определение величин линейных и относительных скоростей/ускорений характерных точек механизма, а также выявление значений и направлений угловых скоростей/ускорений всех звеньев.

Методы кинематического исследования механизма – графоаналитический (метод планов) [1-3].

2.2.1. Этапы выполнения кинематического исследования рычажного механизма

1. Определить крайние положения рабочего звена рычажного механизма.

2. Построить траектории характерных точек рычажного механизма.

3. Используя метод планов определить кинематические параметры рычажного механизма и провести анализ.

Построение траектории и определение крайних положений рабочего звена рычажного механизма на основе графического метода:

1 Выбор масштаба построения.

2 Построить 12 положений рабочего звена и пронумеровать начиная с нуля до 11 начиная с крайнего (мертвого) положения.

3 План механизма (согласно заданию) вычерчиваем сплошной линией; 11 положений – тонкими линиями.

Метод планов разделяем на 3 этапа:

1 построение планов скоростей для 12 положений механизма, где графоаналитическим способом определяем линейные скорости характерных точек и угловые скорости звеньев;

2 построение плана ускорений в положении согласно заданию, в данном положении графоаналитическим способом определяем линейные ускорения характерных точек и угловые ускорения звеньев для данных положений;

3 определяем направления угловых скоростей и ускорений звеньев механизма, за положительное принимаем направление против часовой стрелки и отрицательное направление по часовой стрелке. Проводим анализ движения звена (согласно заданию).

Алгоритм построения положений механизма

1 Для построения плана положений механизма определяем масштаб по формуле:

$$\mu_l = \frac{l_{OA}}{OA}, \text{ м/мм}, \quad (2.4)$$

где l_{OA} – длина звена ОА, м; OA – отрезок звена ОА, мм.

Для простоты вычислений масштаб рекомендуется принять простым числом, отрезок звена берется произвольно и корректируется от принятого масштаба.

2 Для построения плана механизма определяем длины отрезков звеньев механизма по выбранному масштабу (2.4).

$$AB = \frac{l_{AB}}{\mu_l}, \text{ мм} \quad (2.5)$$

3 Построение плана механизма выполняем на основе формулы строения (пример табл. 2.2). Вначале вычерчиваем положение звеньев начального механизма 1-го класса (согласно заданию) и по формуле строения присоединяем звенья других групп Ассура, используя метод засечек согласно закону движения. За нулевое положение X_0 , принимают крайнее расположение характерных точек.

4 Построение 12 положений механизма и траектории движения выходного звена совершаем согласно заданному закону движения. Взаимосвязь звеньев и их взаимное положение определяется методом засечек начиная с ведущего звена и траектории выходного звена. По ходу построения проводим обозначения характерных точек начиная с X_0 и заканчивая X_{11} . По требованию в заданиях можно соединить требуемые характерные точки и проанализировать траекторию движения.

Алгоритм построения плана скоростей рычажного механизма

1 Определение кинематических параметров начинаем с начального механизма, используя исходные данные, в частности угловую скорость ведущего звена. Модуль линейной скорости характерной точки ведущего звена определяем по формуле:

$$V_A = \omega_1 \cdot r = \frac{\pi \cdot n \cdot r}{30}, \text{ м/с}, \quad (2.6)$$

где ω_1 – угловая скорость ведущего звена, рад/с; n – частота вращения вала ведущего звена, об/мин; r – радиус ведущего звена, м.

Вектор линейной скорости характерной точки ведущего звена V_A направлен в сторону его вращения и перпендикулярен ему (рис. 2.4).

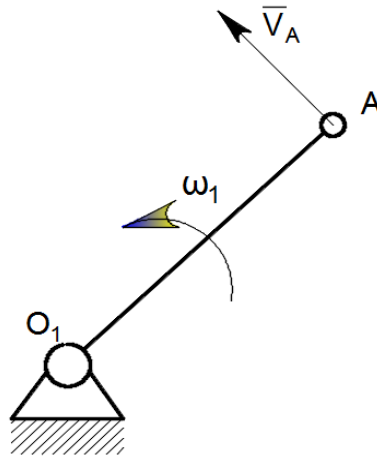


Рисунок 2.4 Графическое изображение линейной и угловой скорости ведущего звена

2 Определяем масштаб плана скоростей по формуле:

$$\mu_v = \frac{V_A}{pa}, \frac{м/с}{мм}, \quad (2.7)$$

где pa – произвольный отрезок величины линейной скорости характерной точки A , данное расстояние откладывается от полюса p_v и направление отрезка совпадает с направлением линейной скорости V_A .

3 Для структурной группы Ассура составляем векторные уравнения, причем скорости неподвижных звеньев известны и равны нулю.

В группе Ассура может присутствовать кулисный камень, который совершает сложное движение и абсолютная линейная скорость кулисного камня будет равна сумме векторов переносной и относительной скоростей:

$$V_a = V_e + V_r, \quad (2.8)$$

где V_a – вектор абсолютной скорости; V_e – вектор переносной скорости; V_r – вектор относительной скорости.

Кулисный камень «2» участвует в двух кинематических парах (3,2) и (2,1) и является группой Ассура II-го класса 2-го вида (рис. 2.5). Здесь точка A принадлежащее звену 2 совершает вращательное движение относительно звена 3, а точка A' звена 2 относительно звена 1 совершает поступательное движение. Два различных движения одной точки имеют решение при составлении системы уравнений на основе формулы (2.8). Составляем уравнение с учетом переносных и относительных скоростей, причем скорости концевых точек известны (обозначены одной буквой и подчеркнуты дважды):

$$\begin{cases} \underline{\underline{V_{A1}}} = \underline{\underline{V_{O2}}} + \underline{\underline{V_{A1,O2}}} \\ \underline{\underline{V_{A1}}} = \underline{\underline{V_{A3}}} + \underline{\underline{V_{A1,A3}}} \end{cases}, \quad (2.9)$$

где $V_{A1,O2}$ – вектор относительной скорости камня кулисы относительно точки O_2 ; $V_{A1,A3}$ – вектор относительной скорости камня кулисы

относительно кулисы 1. Скорость точки a_3 звена 3 и точки a_2 звена 2 совпадают. Направления векторов скоростей:

$$\underline{\bar{V}}_{O_2} = 0, \underline{\bar{V}}_{A_1, O_2} \perp O_2 A_2, \underline{\bar{V}}_{A_3} = 0, \underline{\bar{V}}_{A_1, A_3} // O_2 A_2. \quad (2.10)$$

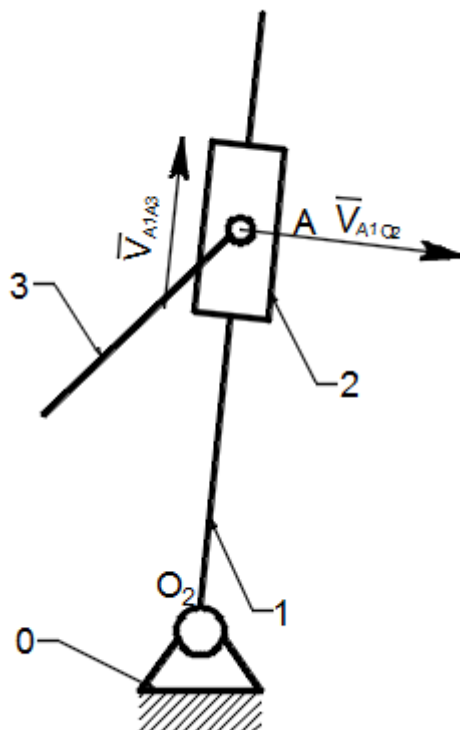


Рисунок 2.5 Векторы скоростей структурной группы 2,1

Согласно уравнениям (2.9) и (2.10) из полюса плана скоростей p проводим линию перпендикулярной кулисе $O_2 A_2$, а из точки a_3 плана скоростей проводим линию $// O_2 A_2$, пересечение линий образуют точку a_1 , которая является концом вектора pa_1 (рис. 2.10 в). Модули определенных скоростей будут определены по следующей формуле:

$$V_{A_1} = (pa_1) \cdot \mu_v, \quad V_{A_1, A_2} = V_{A_1, A_3} = (a_1 a_2) \cdot \mu_v. \quad (2.11)$$

4 Для того чтобы определить скорость точки В применим теорему подобия:

$$\frac{O_2 B}{O_2 A_2} = \frac{pv}{pa_1} \Rightarrow pv = pa_1 \frac{O_2 B}{O_2 A_2} \Rightarrow V_B = \mu_v (pb) \quad (2.12)$$

5 Определяем угловую скорость звена 2:

$$\omega_2 = 0, \quad \omega_1 = \frac{V_{A_1}}{l_{O_2 A_1}} = \frac{(pa_1) \cdot \mu_v}{l_{O_2 A_1}}. \quad (2.13)$$

Направление угловых скоростей определяем путем прикладывания вектора относительной скорости к точке, которая удалена от центра вращения. В нашем случае приложим вектор скорости V_{A_1, A_2} к точке А и относительно точки O_2 звено 1 вращается по часовой стрелке.

6 Для определения скорости звена 5 структурной группы 4,5 составим уравнения:

$$\begin{cases} \bar{V}_C = \bar{V}_B + \bar{V}_{CB} \\ \bar{V}_C = \bar{V}_{C_0} + \bar{V}_{CC_0} \end{cases}, \quad (2.14)$$

где V_{CB} — скорость точки C относительно центра вращения точки B , направление скорости перпендикулярно звену 4; V_{CC_0} — скорость точки C относительно движения ползуна и направлена параллельна оси $x-x$ (рис. 2.6).

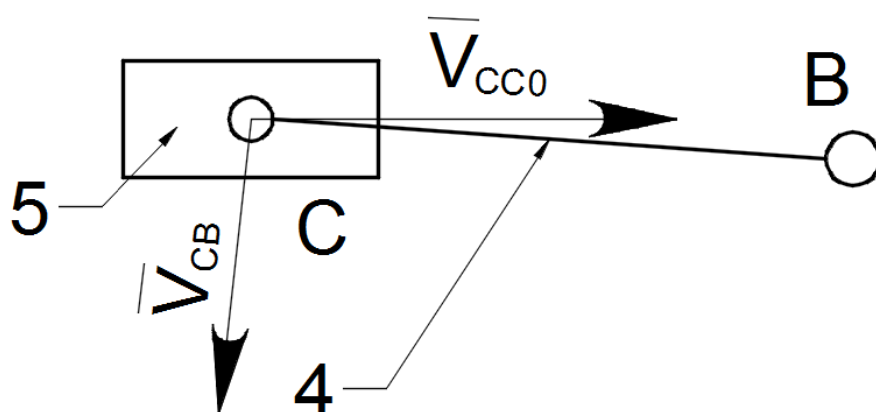


Рисунок 2.6 Векторы скоростей структурной группы 4,5

Согласно уравнению (2.14) на плане скоростей из полюса p проводим линию параллельную оси $x-x$, а из точки b проводим линию перпендикулярно звену CB . На пересечении линий образуется точка c , которая образует абсолютную скорость точки C и относительную скорость звена 4, которые определяются по формуле (рис. 2.10 в):

$$V_C = (pc) \cdot \mu_v, \quad V_{CC_0} = (bc) \cdot \mu_v. \quad (2.15)$$

Угловая скорость звена 4 определяется по формуле:

$$\omega_4 = \frac{V_{CB}}{l_{CB}} = \frac{V_{CB}}{(CB)\mu_l}. \quad (2.16)$$

Направление угловой скорости звена 4 определяем путем прикладывания вектора относительной скорости V_{BC} к точке c , которая удалена от центра вращения b , звено 4 вращается по против часовой стрелки.

Окончательный план скоростей представлен на рисунке 2.10 б.

Алгоритм построения плана ускорений рычажного механизма
1 Составляем уравнения векторов ускорений.

Построение плана ускорений начинаем с начального механизма 0,3. Так как начальный механизм совершает вращательное движение, то полное ускорение представляет собой геометрическую сумму ускорений.

Полный вектор ускорения точки А представляет собой геометрическую сумму векторов ускорения:

$$\underline{a}_A = \underline{a}_O + \underline{a}_{AO}^n + \underline{a}_{AO}^t, \quad (2.17)$$

где a_O – вектор точки О, считается начальным, известен по модулю и направлению, поэтому подчеркнут дважды; a_{AO}^n – вектор нормального ускорения точки А относительно точки О, направление вдоль радиуса к центру; a_{AO}^t – вектор тангенциального ускорения точки А относительно центра вращения точки О и направлен по касательной, с вектором нормального ускорения образует прямой угол.

Для структурной группы 0,3 (табл. 2.1) ускорение точки О считается отправной и равно нулю, модуль нормального ускорения точки А определяется по следующей формуле:

$$a_{AO}^n = \frac{V_A^2}{l_{O_1A}} = \frac{(pa_3 \cdot \mu_v)^2}{l_{O_1A}}, \quad (2.18)$$

где pa_3 – отрезок скорости точки А из плана скоростей, мм; μ_v – масштаб плана скоростей, ms^{-1}/mm ; l_{O_1A} – радиус звена 3 O_1A , м.

Выбираем масштаб:

$$\mu_a = \frac{a_{AO}^n}{p'a_3'}, \frac{m/s^2}{mm}, \quad (2.19)$$

где $p'a_3'$ – произвольный отрезок нормального ускорения точки А, для плана скоростей, мм.

Для кулисного камня 2, расположенного в точке А звена 3 нормальное ускорение будет равным $p'a_3' = p'a_2'$. Тангенциальное ускорение точки А звена 3 для начального механизма равна нулю. Тогда полное ускорение точки А звена 3 и звена 2 будет равна $a_A = a_{AO}^n$ (рис. 2.7).

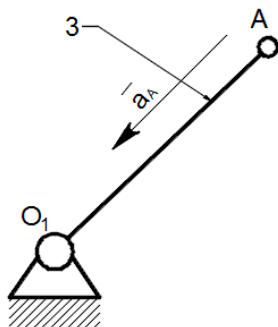


Рисунок 2.7 Направление ускорение точки А

2 Рассмотрим структурную группу 2,1.

Составим векторное уравнения для структурной группы 2,1:

$$\begin{cases} \overline{a}_{A_1} = \overline{a}_{A_2} + \overline{a}_{A_1 A_2}^k + \overline{a}_{A_1 A_2}^r \\ \overline{a}_{A_1} = \overline{a}_{O_2} + \overline{a}_{A_1 O_2}^n + \overline{a}_{A_1 O_2}^t \end{cases}, \quad (2.20)$$

где $a_{A_1 A_2}^k$ — ускорение Кариолиса точки A_1 относительно точки A_2 в совместном движении; $a_{A_1 A_2}^r$ — относительное ускорение точки A_1 относительно точки A_2 , направление параллельно $O_2 A_1$; $a_{A_1 O_2}^n$ — нормальное ускорение точки A_1 относительно O_2 , направлено от точки A_1 к точке O_2 ; $a_{A_1 O_2}^t$ — тангенциальное ускорение точки A_1 относительно O_2 , направление перпендикулярно $O_2 A_1$.

Кариолисово ускорение точки A_1 относительно точки A_2 определяется по следующей формуле:

$$a_{A_1 A_2}^k = 2V_{A_1 A_2} \cdot \omega_1 = 2(a_1 a_2 \cdot \mu_v) \omega_1, \quad a_2' k = a_{A_1 A_2}^k / \mu_a, \quad (2.21)$$

где $a_1 a_2$ — отрезок из плана скоростей, соответствующей скорости кулисного камня, мм. Направление вектора Кариолисова ускорения определяем путем поворота на 90° по направлению угловой скорости данного звена относительной скорости $V_{A_2 A_1}$ ($a_1 a_2$) из плана скоростей. На плане ускорений отмечаем полюс и от него откладываем отрезок $p'a_3' = p'a_2'$, от точки a_2' согласно определенного направления Кариолисова ускорения откладываем отрезок $a_2' k$ и отмечаем точку k . От точки k проводим линию параллельно звену 1 ($O_2 A_1$), которая является относительным ускорением точки A_1 относительно точки A_2 ($a_{A_1 A_2}^r$) (рис. 2.8).

Нормальное ускорение точки A_1 относительно O_2 определяем по следующей формуле:

$$a_{A_1 O_2}^n = \omega_1 \cdot l_{A_1 O_2} = \frac{(V_{A_1 A_2})^2}{l_{A_1 O_2}} = \frac{(a_1 a_2 \cdot \mu_v)^2}{l_{A_1 O_2}}, \quad p'n_1' = \frac{a_{A_1 O_2}^n}{\mu_a}, \quad (2.22)$$

где $l_{A_1 O_2}$ — расстояние от точки O_2 до точки A_1 кулисного камня, м.

На плане ускорений от полюса откладываем отрезок $p'n_1'$ в направлении параллельный звену 1 ($O_2 A_1$), отмечаем точку n_1' и от нее проводим линию перпендикулярной звену 1 ($O_2 A_1$), которая является составляющей тангенциального ускорения ($a_{A_1 O_2}^t$) точки A_1 относительно O_2 (рис. 2.10 в).

Перечение линий относительного ускорения точки A_1 относительно точки A_2 ($a_{A_1 A_2}^r$) и тангенциального ускорения ($a_{A_1 O_2}^t$) точки A_1 относительно O_2 будет искомая точка a_1 на плане ускорений, что является полным ускорением точки A_1 .

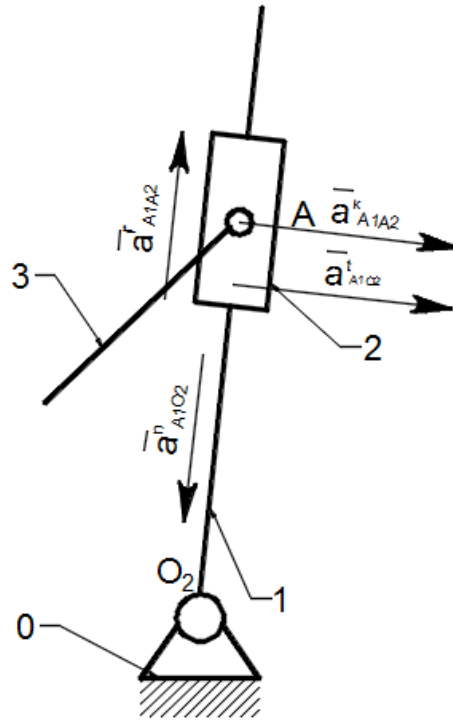


Рисунок 2.8 Векторы ускорений структурной группы 2,1

Ускорение точки В определим используя теорему подобия которую применяли в плане скоростей:

$$\frac{O_2B}{O_2A_2} = \frac{p'v'}{p'a'_1} \Rightarrow p'v' = p'a'_1 \frac{O_2B}{O_2A_2} \Rightarrow a_B = \mu_a(p'v') \quad (2.23)$$

Угловое ускорение 1-го звена определяется по формуле:

$$\varepsilon_1 = \frac{a_{A_1O_2}^t}{l_{A_1O_2}} = \frac{(n'a'_1)\mu_a}{l_{A_1O_2}}, \quad (2.24)$$

Направление углового ускорения 1-го звена определяем по правилу угловых скоростей. Прикладываем вектор тангенциального ускорения $a_{A_1O_2}^t$ в точку A_1 и определяем направление, в нашем случае угловое ускорение направлено по часовой стрелке (рис. 2.10 в).

3 Рассмотрим структурную группу 4,5.

Составим векторное уравнения для структурной группы 4,5:

$$\begin{cases} \overline{a}_c = \overline{a}_{c0} + \overline{a}_{cc0}^k + \overline{a}_{cc0}^z \\ \overline{a}_c = \overline{a}_B + \overline{a}_{CB}^n + \overline{a}_{CB}^t \end{cases}, \quad (2.25)$$

где a_{c0} — ускорение направляющей ползуна, равно нулю; a_{cc0}^k — ускорение Кариолиса точки С относительно точки C_0 в совместном движении; a_{cc0}^z — относительное ускорение точки С относительно точки C_0 , направлено

вдоль направляющей $x-x$; a_{CB}^n — нормальное ускорение точки С относительно В, направлено от точки С к точке В; a_{CB}^t — тангенциальное ускорение точки С относительно В, направление перпендикулярно ВС (рис. 2.9).

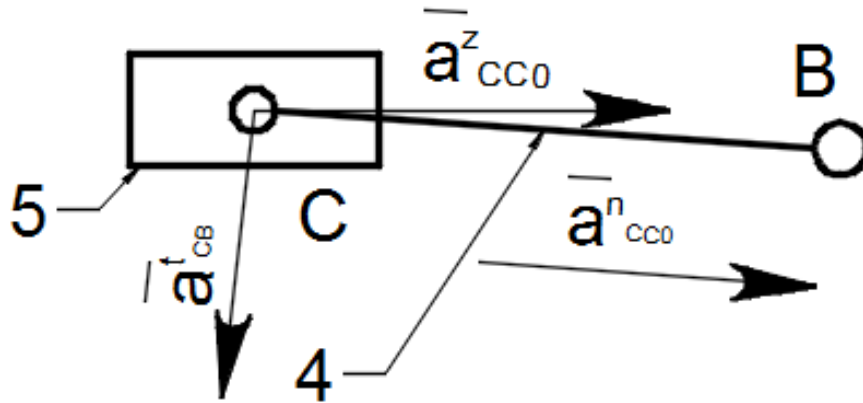


Рисунок 2.9 Векторы ускорений структурной группы 4,5

Кариолисово ускорение точки С относительно точки C_0 определяется по следующей формуле:

$$a_{CC_0}^k = 2V_{CC_0} \cdot \omega_{x-x} = 2V_{CC_0} \cdot 0 = 0, \quad (2.26)$$

Нормальное ускорение точки С относительно В определяем по следующей формуле:

$$a_{CB}^n = \omega_4 \cdot l_{CB} = \frac{(V_{CB})^2}{l_{CB}} = \frac{(cb \cdot \mu_v)^2}{l_{CB}}, \quad b' n'_2 = \frac{a_{CB}^n}{\mu_a}, \quad (2.27)$$

где l_{CB} — расстояние от точки В до точки С ползуна, м.

На плане ускорений от точки b' , параллельно звену СВ, откладываем отрезок $b' n'_2$ (a_{CB}^n — нормальное ускорение от точки С к точке В), и от точки n'_2 проводим линию перпендикулярное звену СВ (a_{CB}^t — тангенциальное ускорение точки С относительно В). От полюса p' проводим линию параллельно оси $x-x$, которая является относительным ускорением ($a_{CC_0}^z$) точки С относительно точки C_0 . На пересечении двух линий будет искомая точка c' , и расстояние от полюса p' до точки c' будет полным ускорением точки С (рис. 2.10 в).

Угловое ускорение звена 4.

$$\varepsilon_4 = \frac{a_{CB}^t}{l_{CB}} = \frac{(n_2 c') \mu_a}{l_{CB}}, \quad (2.28)$$

Направление углового ускорения 4-го звена определяем по правилу угловых скоростей. Прикладываем вектор тангенциального ускорения a_{CB}^t

в точку С и определяем направление, в нашем случае угловое ускорение направлено по часовой стрелки (рис. 2.10 в).

Окончательный план ускорений представлен на рисунке 2.10 в и Приложение А.

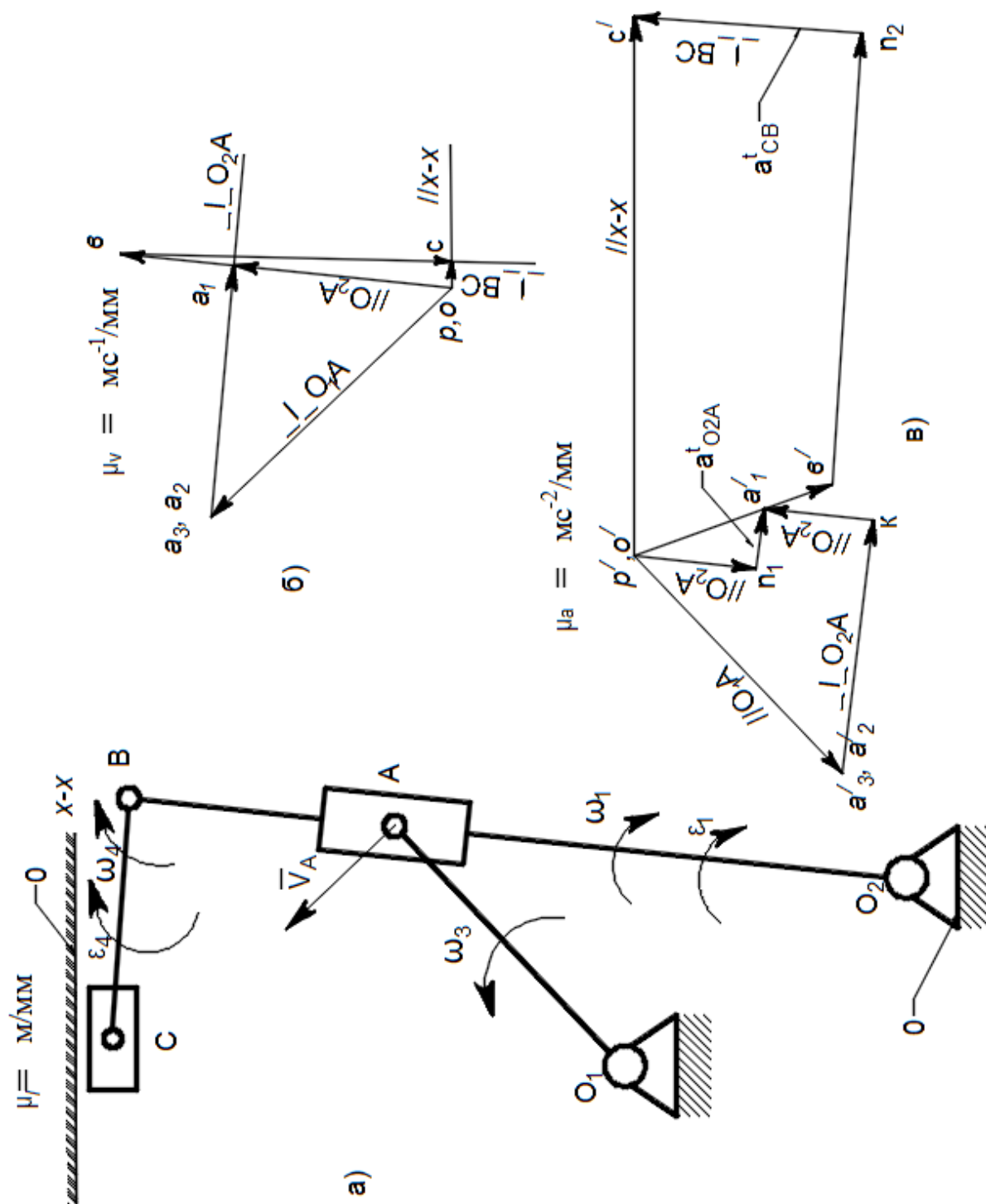


Рисунок 2.10 Планы скоростей (б) и ускорений (в) для кулисного механизма (а)

3. ПРОЕКТИРОВАНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПЕРЕДАЧ

3.1 Цель, тематика и организация проектирования механических передач

Целью проектирования является закрепление знаний о деталях машин, овладения навыками проведения расчетно-графических работ по проектированию деталей, овладение техникой разработки технической документации.

Задачами проектирования являются: определение кинематических параметров; определение силовых факторов; по критериям работоспособности определить геометрические параметры, выбор материала деталей, компоновка механизма, выполнение сборочного чертежа механической передачи, составление технической рабочей документации.

В тематику проектирования механических передач входит кинематическая схема привода, которая состоит из электродвигателя с механической передачей и исходных данных.

В кинематической схеме требуется определить тип редуктора (конический, червячный, цилиндрический и т.д.) и конструктивное расположение ведущего и ведомого вала, открытая или закрытая передача, выяснить количество валов и опор. Исходными данными для проектирования механической передачи будут: мощность на ведомом валу механической передачи; число оборотов ведомого вала механической передачи; рекомендуемая синхронная частота вращения электродвигателя, передаточное отношение редуктора, рекомендуемый срок использования механической передачи [5, 6].

Работа по проектированию механической передачи будет проводиться в два этапа. 1-й этап расчетная часть в виде пояснительной записки и графическая часть в виде рассчитанного сборочного чертежа редуктора в 2-х или 3-х видах с рабочей документацией (Приложение Б). Начале выполняется расчетная часть, где применяются предварительные, проектные и проверочные методы по расчету деталей редуктора. Затем выполняется эскизная компоновка, где все проектируемые детали располагаются по своим назначенным местам, определяется их взаимное расположения для осуществления передачи мощности, с учетом технологии изготовления, сборки и разборки. В конце проводятся работы по выполнению сборочного чертежа с рабочей документацией.

Требование к текстовой части описаны выше в разделе 1.4.

Общие разделы текстовой части по проектированию механической передачи:

1 кинематический расчет и выбор электродвигателя;

2 проектирование зубчатой пары редуктора по критериям работоспособности;

3 проектирование гибкой передачи;

4 первый этап расчета валов редуктора;

5 детализированные размеры ведущего и ведомого зубчатого колеса;

6 размеры элементов корпуса редуктора;

7 выбор подшипников и эскизная компоновка редуктора;

8 проектный расчет валов;

9 проверочный расчет подшипников;

10 выбор шпонок;

11 проверочный расчет валов.

Все расчеты проводятся в единицах системы СИ - в м, мм, м², мм², Н, кН, Н·м, Н·мм, МПа. Расчетные показатели можно округлять силовые факторы до целого числа, кинематические параметры до десятой доли, геометрические параметры до двух десятых долей. Погрешность в кинематических расчетах до 3% включительно, для силовых до 5% включительно, в остальных случаях по пределу допускаемой погрешности для определенного вида расчета.

Требование к графической части описаны выше в разделе 1.3 и в методической литературе по выполнению чертежей [5]. Сборочный чертеж редуктора выполняется на белой бумаге размером 841 на 594 мм.

Перед выполнением сборочного чертежа редуктора необходимо закончить работу над эскизной компоновкой, где определяется взаимное расположение основных деталей. Проекция эскизной компоновки в выбранном масштабе переносится на основной лист. В сборочном проводится более детальное изображение деталей, с необходимыми видами и разрезами. Построение в сборочном чертеже обычно начинают с вида сверху и после его выполнения переходят к другим видам используя метод проекционного черчения. Разрез редуктора рекомендуется выполнять по плоскости стыка со снятыми болтами, местные разрезы выполняют если необходимо показать невидные на других разрезах области редуктора, например глубину погружения колеса в масляную ванну и т.д.. После того как был выполнен чертеж приступают к нанесению необходимых размеров (габаритных, присоединительных, установочных), а также технических требований и характеристик редуктора. Все детали сборочного чертежа должны иметь нумерацию и быть указанными в спецификации.

3.2 Алгоритм проектирование механической передачи

3.2.1 Кинематический расчет и выбор электродвигателя

Каждый расчет сопровождается исходными данными и расчетной схемой. Исходными данными и расчетной схемой для 1-го раздела будут данные, которые указаны в задании. Перечерчиваем кинематическую схему и проводим его анализ на предмет, из каких деталей и агрегатов он состоит [7, 8].

Рассмотрим для примера кинематическую схему привода состоящий из электродвигателя и редуктора (рис. 3.1). Анализ кинематической схемы привода рычажного механизма, изображенного на рисунке 3.1 показывает, что привод состоит из электродвигателя 1, муфты 2, цилиндрического косозубого редуктора, ременной передачи 4. Цилиндрический косозубый редуктор состоит из шестерни и зубчатого колеса, ведущего и ведомого вала, подшипников.

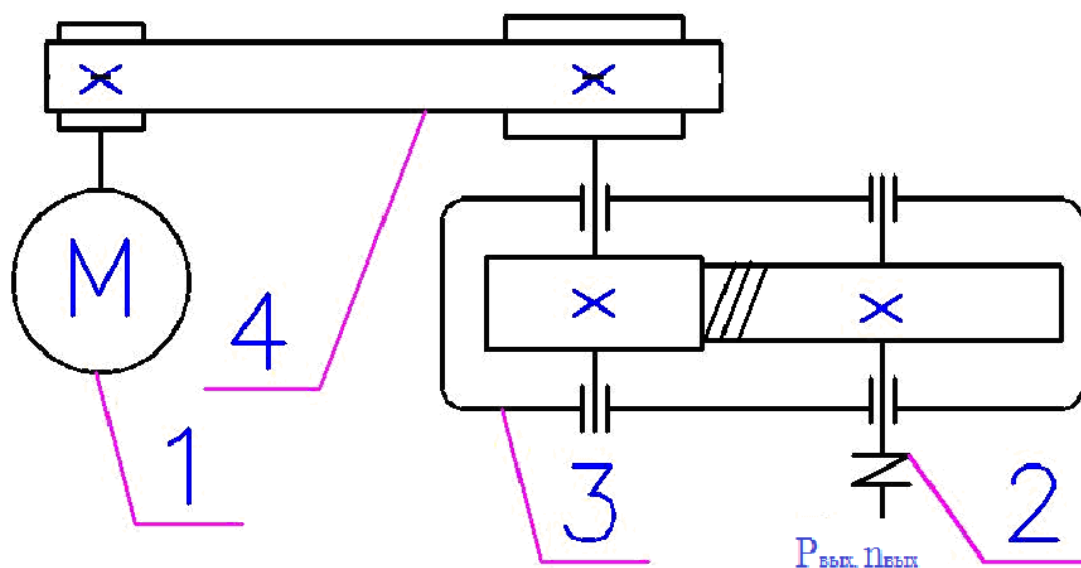


Рисунок 3.1 Кинематическая схема привода рычажного механизма

Этапы кинематического расчета и выбора электродвигателя.

1. Определяем общий коэффициент полезного действия (КПД) привода по формуле:

$$\eta_{np} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3^n, \quad (3.1)$$

где η_1 – КПД гибкой передачи; η_2 – КПД редуктора; η_3 – КПД подшипниковой пары; n – количество подшипниковых пар.

2. Вычисление требуемой мощности для привода проводится по формуле:

$$P_{mp} = \frac{P_{вых}}{\eta_{np}}, \quad (3.2)$$

где $P_{вых}$ – мощность на ведомом (выходном валу) редуктора.

3. Выбираем электродвигатель по требуемой мощности (P_{mp}) и рекомендуемой синхронной частоте вращения электродвигателя ($n_{синх.элдв.}$). Выбор электродвигателя производится из таблицы В.1 (Приложение В). Записываем марку, обозначение, номинальную мощность ($P_{ном}$), номинальную частоту вращения ($n_{ном}$) электродвигателя

4. Общее передаточное число привода определяем по следующей формуле:

$$u_{np} = \frac{n_{ном}}{n_{вых}}. \quad (3.3)$$

Проводим разбивку передаточного отношения по ступеням используя формулу определения передаточного числа:

$$u_{np} = u_1 \cdot u_2, \quad u_1 = \frac{u_{np}}{u_2},$$

(3.4)

где u_1, u_2 – передаточные числа ступеней редуктора.

5. Уточняем число оборотов и угловые скорости валов по формуле:

$$n_1 = \frac{n_{ном}}{u_1}, \quad n_2 = \frac{n_1}{u_2}, \quad \omega_{ном} = \frac{\pi \cdot n_{ном}}{30}, \quad \omega_1 = \frac{\omega_{ном}}{u_1}, \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{u_2}, \quad (3.5)$$

где n_1, n_2 – число оборотов 1 и 2 вала; ω_1, ω_2 – угловые скорости валов.

6. Определяем силовые моменты на валах по следующей зависимости:

$$M_{ном} = \frac{P_{mp}}{\omega_{ном}}, \quad M_1 = M_{ном} \cdot u_1, \quad M_2 = M_1 \cdot u_2, \quad (3.6)$$

где $M_{ном}, M_1, M_2$ – силовые моменты на валах.

3.2.2 Проектирование зубчатой пары редуктора по критериям работоспособности

Исходными данными для проектирования зубчатой пары являются: схема редуктора 3 позиция рисунка 3.1, которая соответствует кинематической схеме привода (рис. 3.1); передаточное отношение редуктора из варианта задания; угловые скорости на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 5; силовые (крутящие) моменты на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 6.

Согласно этапам проектного расчета определение геометрических параметров зубчатой передачи будем проводить после кинематического

расчета. Из кинематического расчета нам понадобится передаточное число редуктора, количество оборотов вала, угловые скорости и силовые моменты валов. По необходимости предварительно можно дополнить недостающие параметры и впоследствии их уточнить [7-10].

Рекомендуется следующий порядок расчета передачи:

1. выбор материала для изготовления зубчатых колес с последующей термообработкой и допускаемых напряжений;
2. предварительно выбрать геометрические и силовые коэффициенты (ψ_{ba} или ψ_{bd} , $K_{H\beta}$ или $K_{F\beta}$);
3. по критериям работоспособности зубчатой передачи определить расстояние между осями валов a_w , и модуль зацепления m ;
4. определить кинематические и геометрические показатели зубчатой передачи;
5. уточнить поправочные геометрические, кинематические и силовые коэффициенты;
6. проверить зубья по критериям работоспособности и при необходимости внести коррективы;
7. определить значение сил действующих в зацеплении.

В данной курсовой работе будем рассматривать три типа зубчатых передач – цилиндрический, конический и червячный. Поэтому все три варианта мы рассмотрим поочередно.

А) Этапы проектирования зубчатой пары цилиндрической передачи.

1. Выбор материала зубчатых колес и определение допускаемых напряжений.

Материал для зубчатых колес выбираем из таблицы В.2 (Приложение В). Из таблицы В.2 выбираем термообработку зубчатых колес и соответствующие ей твердость материала. Для того чтобы зубья равномерно были изношены необходимо назначать твердость шестерни HB1 назначать (20...25) HB больше твердости HB2 колеса [9-10].

Определяем допускаемое контактное напряжение $[\sigma]_H$ по формуле:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{[n]_H} K_{HL}, \quad \frac{H}{\text{мм}^2}, \quad (3.7)$$

где σ_{Hlimb} – предельное контактное напряжение, $\sigma_{Hlimb}=2HB+70$ (таб. В.3); K_{HL} – коэффициент долговечности; если число циклов нагружения каждого зуба колеса больше базового, то принимают $K_{HL}=1$; $[n]_H$ – коэффициент запаса прочности при сжатии, $[n]_H = 1,1...1,2$.

Из определенных двух значений допускаемых контактных напряжений выбираем наименьшее.

Напряжение изгиба $[\sigma]_F$ определяют для каждого зубчатого колеса по отдельности по формуле:

$$[\sigma]_{F1,2} = \frac{\sigma_{Flimb}^0}{[n]_F}, \quad \frac{H}{\text{мм}^2}, \quad (3.8)$$

где σ_{Flimb}^0 - предельное изгибное напряжение, $\sigma_{Flimb}^0 = 1,8HB$ (таб. А.2); $[n]_F$ - коэффициент прочности при изгибе $[n]_F = 1,75$.

2. Межосевое расстояние. Для дальнейшего расчета нам необходимо выбрать критерий работоспособности, по которому будет проводить вычисления. Согласно расчетной схеме если передача закрытая, то расчет будем проводить по контактной выносливости, а если открытая, то по изгибной прочности. Так как в нашем варианте по схеме дана закрытая цилиндрическая косозубая передача (рис. 3.1), то межосевое расстояние определяем по критериям на выкрашивание и износ. Вначале выбираем коэффициент нагрузки $K_{H\beta}$ и коэффициент ширины венца по отношению к межосевому расстоянию Ψ_{ba} .

Коэффициент $K_{H\beta}$ учета неравномерности распределения сил по длине зуба выбирают из таблицы 3.1.

Таблица 3.1 Ориентировочные значения коэффициента нагрузки $K_{H\beta}$ для зубчатых передач

Расположение зубчатых колес относительно опор	Твердость поверхностей зубьев	
	$\leq HB 350$	$> HB 350$
Симметричное	1,0 – 1,15	1,05 – 1,25
Несимметричное	1,10 – 1,25	1,15 – 1,35
Консольное	1,20 – 1,35	1,25 – 1,45

Коэффициент Ψ_{ba} выбирают из ряда:

0,100; 0,125; 0,160; 0,250; 0,315; 0,400; 0,500; 0,630; 0,800; 1,00; 1,25.

Для прямозубых колес коэффициент ширины венца по отношению к межосевому расстоянию принимают $\Psi_{ba} \leq 0,25$, для косозубых $\Psi_{ba} = 0,25 \div 0,63$.

Проектный расчет для определения межосевого расстояния a_w проводим по следующей формуле:

$$a_w = (u+1) \sqrt[3]{\left(\frac{K_a}{[\sigma]_H u} \right)^2 \frac{M_2 10^3}{\Psi_{ba}}}, \text{ мм}, \quad (3.9)$$

где $[\sigma]_H$ – допускаемое напряжение, МПа; M_2 – силовой момент на ведомом валу, Н·мм; $K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий концентрацию сил; Ψ_{ba} – поправочный геометрический; u – передаточное отношение редуктора; K_a – коэффициент учитывающий физико-механические свойства материала, для прямозубых цилиндрических колес $K_a = 310$, для косозубых цилиндрических колес $K_a = 270$.

По ГОСТ 2185-66 выбираем ближайшее значение межосевого расстояния.

3. Выбираем основной геометрический параметр зубчатой передачи - модуль зацепления из соотношения $m(m_n) = (0.01...0.02)a_w$, если твердость зубьев ≤ 350 НВ и $m(m_n) = (0.016...0.0315)a_w$, если твердость зубьев > 350 НВ.

Значение модуля приводим к стандартному [11, 12]:

1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10 мм.

4. Если передача косозубая то линию наклона зуба выбирают из рекомендованного ряда $\beta = 8...20^\circ$.

Далее определяют суммарное число зубьев шестерни и колеса и определяют геометрические параметры (табл. 3.2, рис. 3.2).

Чтобы исключить неправильный профиль эвольвенты зуба рекомендуют зубья шестерни z_1 назначать: для прямозубых $z_1 \geq z_{\min} = 17$ и $z_1 \geq 17 \cdot \cos^3 \beta$ - для косозубых колёс.

Таблица 3.2 – Геометрические параметры цилиндрической передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Суммарное число зубьев шестерни и колеса: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	z_{Σ}	-	$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 2 a_w / m,$
		-	$z_{\Sigma} = z_1 + z_2 = 2 a_w \cos \beta / m_n.$
Число зубьев шестерни	z_1	-	$z_1 = z_{\Sigma} / (u \pm 1)$
Число зубьев колеса	z_2	-	$z_2 = z_{\Sigma} - z_1$
Фактическое значение передаточного числа передачи	u_{ϕ}	-	$u_{\phi} = z_2 / z_1$
Фактическое межосевое расстояние	$a_{w\phi}$	мм	$a_{w\phi} = m(z_1 + z_2) / 2$
Фактический угол наклона линии зуба	β	град.	$\beta = \arccos(z_{\Sigma} m_n / (2 a_{w\phi})).$
Ширина зубчатого венца колеса	$b_2 = b_w$	мм	$b_w = \psi_{ba} \cdot a_{w\phi}$
Ширина зуба шестерни	b_1	мм	$b_1 = b_2 + (2...5) \text{ мм}$
Делительные диаметры: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	$d_{1,2}$	мм	$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2}$
			$d_{1,2} = m_n z_{1,2} / \cos \beta$
Диаметры вершин зубьев: для прямозубых колес; для косозубых колёс.	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m$
			$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 \cdot m_n$
Диаметры впадин зубьев: для прямозубых колёс; для косозубых колёс.	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m$
			$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,5 \cdot m_n$
Примечание: Рабочую ширину зубчатого венца колеса рассчитывают и округляют до целого числа по ряду Ra20 нормальных линейных размеров.			

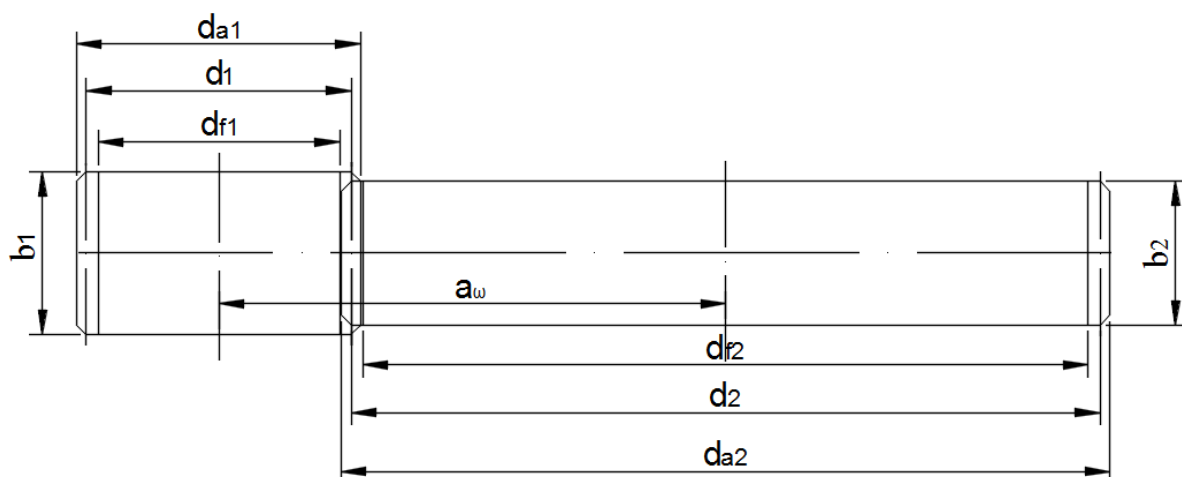


Рисунок 3.2 Геометрические параметры цилиндрической передачи

5 Для уточнения коэффициента нагрузки необходимо определить коэффициент ширины шестерни по диаметру, окружную скорость колес и степень точности изготовления передачи. Данные показатели определяются по следующей формуле:

$$\psi_{bd} = \frac{b_1}{d_1}, \quad v = \frac{\omega_1 d_1}{2} \quad (3.10)$$

Степень точность изготовления передач необходимо назначать в зависимости от окружной скорости зубчатых колес. Выбор степени точности проводим по таблице 3.3.

Таблица 3.3 Степень точность изготовления передач

Степень точности	Окружная скорость, м/с				Примечание
	цилиндрический		конический		
	прямозубой	косозубой	прямозубой	косозубой	
6	15	25	9	18	Высокоскоростные передачи
7	10	17	6	12	Передачи работающие с повышенными скоростями
8	6	10	4	6	Передачи общего назначения
9	3	6	2	3,5	Тихоходные передачи

6. Уточнение коэффициента нагрузки при контактной выносливости проводится по следующей формуле:

$$K_H = K_{H\beta} K_{H\alpha} K_{H\nu}, \quad (3.11)$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине зуба (табл. 3.4); $K_{H\nu}$ – коэффициент учитывающий динамическое воздействие (табл. 3.5); $K_{H\alpha}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями (табл. 3.6).

Таблица 3.4 - Коэффициент неравномерности распределения нагрузки по длине зуба, $K_{H\beta}$

Ψ_{bd}	Расположение колес относительно опор					
	<HB350			>HB350		
	I	II	III	I	II	III
0,4	1,15	1,04	1,0	1,33	1,08	1,02
0,6	1,24	1,06	1,02	1,50	1,14	1,04
0,8	1,30	1,08	1,03	–	1,21	1,06
1,0	–	1,11	1,04	–	1,29	1,09
1,2	–	1,15	1,05	–	1,36	1,12
1,4	–	1,18	1,07	–	–	1,16
1,6	–	1,22	1,09	–	–	1,21
1,8	–	1,25	1,11	–	–	–
2,0	–	1,30	1,14	–	–	–

Примечание: I- консольное; II- несимметричное III- симметричное располжение.

Таблица 3.5 - Коэффициент динамического воздействия на зуб, $K_{H\nu}$

Тип передачи	Твердость зубьев	Окружная скорость колес ϑ , м/с			
		5	10	15	20
		степень точности			
		8	8	7	7
Прямозубая	≤ HB350	1,05	-	-	-
	>HB350	1,10	-	-	-
Косозубая и шевронная	≤ HB350	1,0	1,01	1,02	1,05
	>HB350	1,0	1,05	1,07	1,10

Таблица 3.6 - Коэффициент неравномерности нагрузки между зубьями косозубых и шевронных колес $K_{H\alpha}$

Степень точности	Окружная скорость колес ϑ , м/с				
	1	5	10	15	20
6	1	1,02	1,03	1,04	1,05
7	1,02	1,05	1,07	1,10	1,12
8	1,06	1,09	1,13	-	-
9	1,1	1,16	-	-	-

Примечание: для прямозубых зубчатых колес $K_{H\alpha} = 1,0$

Уточняем коэффициент нагрузки по изгибным напряжениям:

$$K_F = K_{F\beta} K_{F\vartheta}, \quad (3.12)$$

где $K_{F\beta}$ – коэффициент концентрации нагрузки при изгибе, (табл.3.7); $K_{F\vartheta}$ – коэффициент динамичности, (табл.3.8).

Таблица 3.7 – Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при изгибе зубьев

Ψ_{bd} =b/d ₁	Твердость поверхностей зубьев							
	≤ HB350				>HB350			
	I	II	III	IV	I	II	III	IV
0,2	1,0	1,04	1,18	1,10	1,03	1,05	1,32	1,20
0,4	1,03	1,07	1,37	1,21	1,07	1,10	1,70	1,45
0,6	1,05	1,12	1,62	1,40	1,09	1,18	-	1,72
0,8	1,08	1,17	-	1,59	1,13	1,28	-	-
1,0	1,10	1,23	-	-	1,20	1,40	-	-
1,2	1,13	1,30	-	-	1,30	1,53	-	-
1,4	1,19	1,38	-	-	1,40	-	-	-
1,6	1,25	1,45	-	-	-	-	-	-
1,8	1,32	1,53	-	-	-	-	-	-

Примечание: Данные приведенные в столбце I, относятся к передачам с симметричным расположением зубчатого колеса; II- к передачам с несимметричным расположением колес относительно опор; III- к передачам с консольным расположением колес относительно шариковых подшипников; IV- к передачам с консольным расположением колес относительно роликовых подшипников.

Таблица 3.8 – Коэффициент динамичности $K_{F\vartheta}$ при изгибе зубьев

Степень точности	Твердость зубьев	Окружная скорость колес ϑ , м/с		
		3	3-8	8-12,5
6	≤ 350	1/1	1,2/1	1,3/1,1
	>350	1/1	1,15/1	1,25/1
7	≤ 350	1,15/1	1,35/1	1,45/1,2
	>350	1,15/1	1,25/1	1,35/1,1
8	≤ 350	1,25/1,1	1,45/1,3	- /1,4
	>350	1,2/1,1	1,35/1,2	- /1,3

Примечание: в числителе указаны значения $K_{F\vartheta}$ для прямозубых передач, в знаменателе для косозубых.

7. Проверочный расчет выполняем по контактной выносливости и изгибным напряжениям. На контактную выносливость проверку напряжений выполняем по следующей формуле:

$$\sigma_H = \frac{K_a}{a_o} \sqrt{\frac{K_H M_2 (u+1)^3}{b_2 u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.13)$$

Проверку зубьев шестерни и колеса на изгиб выполняем по следующей формуле:

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F Y_F Y_\beta K_{F\alpha}}{b m_n} \leq [\sigma_F], \quad (3.14)$$

где F_t – окружная сила, действующая на зуб; Y_F – коэффициент, учитывающий форму зуба по местным напряжениям, зависящий от эквивалентного числа зубьев z_v (табл. 3.9); Y_β – коэффициент учитывающий наклон зуба; $K_{F\alpha}$ – коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

Эквивалентное число зубьев определяется по следующей формуле:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta}. \quad (3.15)$$

Коэффициент учитывающий наклон зуба определяется по следующей формуле:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^0}{140}. \quad (3.16)$$

Коэффициент учитывающий распределение нагрузки между зубьями определяется по следующей формуле:

$$K_{F\alpha} = \frac{4 + (\varepsilon_\alpha - 1) \cdot (n - 5)}{4\varepsilon_\alpha}, \quad (3.17)$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия; n – степен точности изготовления передач.

Таблица 3.9 – Коэффициент форму зуба Y_F при изгибе зубьев

для зубчатых колес									
z_v	17	20	25	30	40	50	60	80	100>
Y_F	4,28	4,09	3,90	3,80	3,70	3,66	3,62	3,61	3,60
для червячных колес									
z_v	28	30	35	40	45	50	65	80	100>
Y_F	2,43	2,41	2,32	2,27	2,22	2,19	2,12	2,09	2,04

8. Сила при зацеплении действующие на поверхность зуба по нормали разлагается на три составляющие (рис. 3.3):

$$\begin{aligned} \text{окружная сила} \quad F_t &= \frac{2M_1}{d_1} \\ \text{радиальная сила} \quad F_r &= F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \\ \text{осевая сила} \quad F_a &= F_t * \tan \beta \end{aligned} \quad (3.18)$$

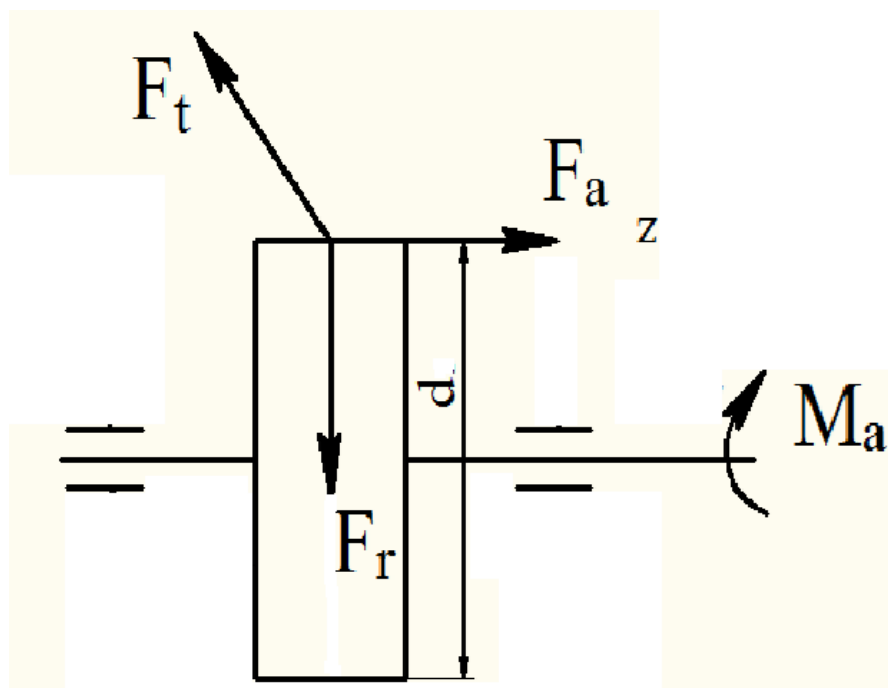


Рисунок 3.3 Силы зацепления цилиндрической передачи

Б) Этапы проектирования зубчатой пары конической передачи.

Исходными данными для проектирования зубчатой пары являются: схема редуктора (рис. 3.4), которая соответствует кинематической схеме привода; передаточное отношение редуктора из варианта задания; угловые скорости на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 5; силовые (крутящие) моменты на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 6.

Порядок расчета зубчатой пары конической передачи будет в основном таким же, как и при расчете цилиндрической передачи [11, 12].

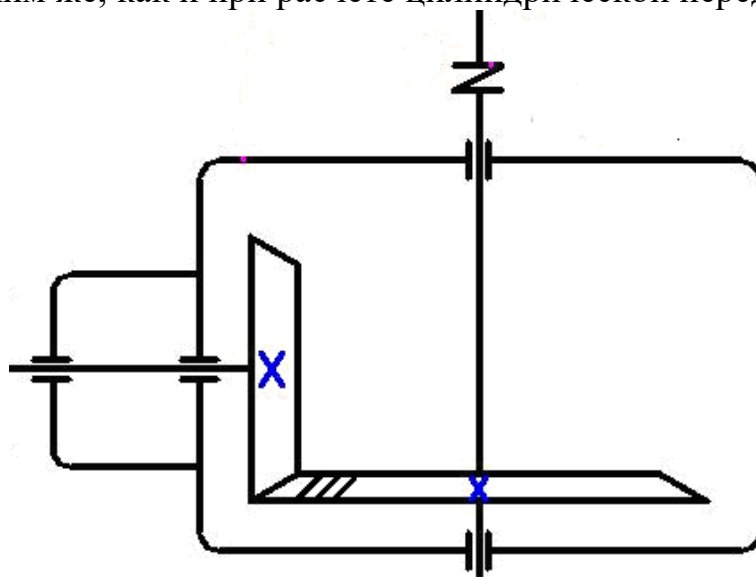


Рисунок 3.4 Схема конического редуктора

1. Выбор материала и определение допускаемых напряжений для зубчатых колес конической передачи выполняется по той же методике, как и для цилиндрической передачи [11, 12].

2. По критерию работоспособности зуба конической передачи находим внешний делительный диаметр предварительно принимаем силовые $K_{H\beta}$ и геометрические ψ_{bRe} коэффициенты.

Силовой коэффициент $K_{H\beta}$ неравномерности распределения сил по длине зуба выбирают из таблицы 3.1. геометрический коэффициент ψ_{bRe} принимают менее 0,3.

Внешний делительный диаметр зубчатого колеса определяется по следующей формуле:

$$d_{e_2} = 2 \sqrt[3]{\left(\frac{K_d}{[\sigma]_H}\right)^2 \cdot \frac{M_2 \cdot K_H \cdot u}{(1 - 0,5\psi_{BR_e})^2 \cdot \psi_{BR_e}}}, \quad (3.19)$$

где K_d – вспомогательный коэффициент, учитывающий физико-механические свойства материала, для прямозубых передач $K_d = 335$, для косозубых передач $K_d = 270$.

Стандартные значения диаметра зубчатого колеса:

50; (56); 63; (71); 80; (90); 100; (112); 125; (140); 160; (180); 200; (225); 250; 280; 315; 355; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 мм.

3. Для определения модуля зацепления необходимо определить число зубьев колеса (табл.3.3)

4. Назначаем число зубьев передачи. Число зубьев шестерни в зависимости от диаметра колеса и передаточного отношения выбираем по рисунку 3.5. Для колеса число зубьев находим по таблице 3.10. Также по данной таблице 3.10 определяем остальные геометрические параметры (рис. 3.6).

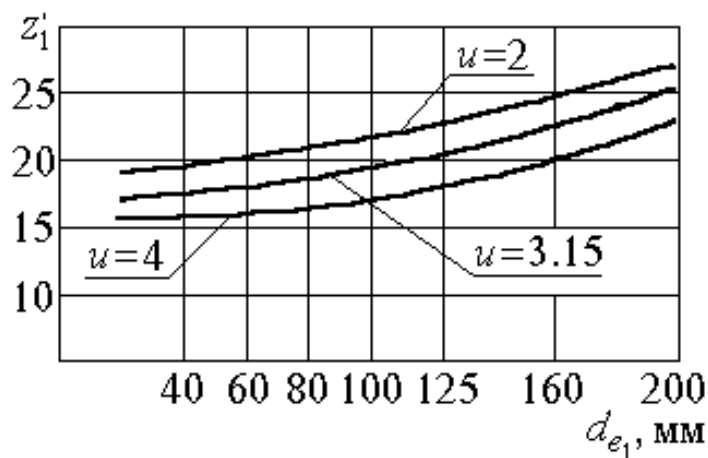


Рисунок 3.5 Число зубьев шестерни



7. Проверочный расчет выполняем по контактной выносливости и изгибным напряжениям. На контактную выносливость проверку напряжений выполняем по следующей формуле:

$$\sigma_H = \frac{K_d}{Re - 0.5B} \sqrt{\frac{M_2 \cdot K_H \sqrt{(u^2 + 1)^3}}{b \cdot u^2}} \leq [\sigma_H]. \quad (3.20)$$

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F \cdot Y_F}{0.85 \cdot b \cdot m_m} \leq [\sigma]_F, \quad (3.21)$$

8. Сила при зацеплении действующие на поверхность зуба по нормали разлагается на три составляющие (рис.3.7):

$$\text{окружающая сила } F_t = \frac{2M_1}{d_1}$$

$$\text{радиальная сила на шестерне } F_{r1} = F_{a2} = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \pm \sin \beta \sin \delta_1), \quad (3.22)$$

$$\text{осевая сила на шестерне } F_{a1} = F_{r2} = \frac{F_t}{\cos \beta} \cdot (\operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 \pm \sin \beta \cos \delta_1)$$

41

направление вращения и линии наклона зуба совпадают. Знак «+» для осевой силы на шестерне ставят в том случае, если направление вращения и линии наклона зуба не совпадают.

Таблица 3.10 – Геометрические параметры конической передачи

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Делительный диаметр шестерни	d_{e1}	мм	$d_{e1} = \frac{d_{e2}}{u_f}$
Число зубьев шестерни	z_1	-	$z_1 = 1,6z'_1$ при $H1$ и $H2 \leq 350$ HB , $z_1 = 1,3z'_1$ при $H1 \geq 45$ HRC и $H2 \leq 350$ HB , $z_1 = z'_1$ при $H1$ и $H2 \geq 45$ HRC .
Число зубьев колеса	z_2	-	$z_2 = z_1 u$
Фактическое значение передаточного числа передачи	u_ϕ	-	$u_\phi = z_2 / z_1$
Угол делительного конуса: колеса; шестерни	$\delta_{2\phi}$	град.	$\delta_{2\phi} = \arctg u_\phi$
	$\delta_{1\phi}$		$\delta_{1\phi} = 90 - \delta_{2\phi}$
Внешний окружной модуль	m_e	мм	$m_e = d_{e2} / z_2$
Фактические делительные диаметры шестерни и колеса	$d_{e1,2\phi}$	мм	$d_{e1,2\phi} = m_{e\phi} \cdot z_{1,2}$
Внешнее конусное расстояние	R_e	мм	$R_e = 0,5 \cdot m_{te} \sqrt{z_1^2 + z_2^2}$
Ширина зубчатого венца колеса	b_w	мм	$b_w = \psi_{bRe} R_e$
Расчетный модуль	m_m	мм	$m_m = m_{e\phi} (1 - 0,5 b_w / R_e)$
Делительный диаметр шестерни в среднем сечении зуба	d_{m1}	мм	$d_{m1} = m_m \cdot z_1$
Внешняя высота головки зуба	h_{ae}	мм	$h_{ae} = m_{e\phi}$
Внешняя высота ножки зуба	h_{fe}	мм	$h_{fe} = 1,2 m_{e\phi}$
Внешний диаметр вершин зубьев	$d_{ae1,2}$	мм	$d_{ae1,2} = d_{e1,2} + 2 \cdot h_{ae} \cdot \cos \delta_{1,2}$
Угол ножки зуба	θ_f	град.	$\theta_f = \arctg(h_{fe} / R_e)$

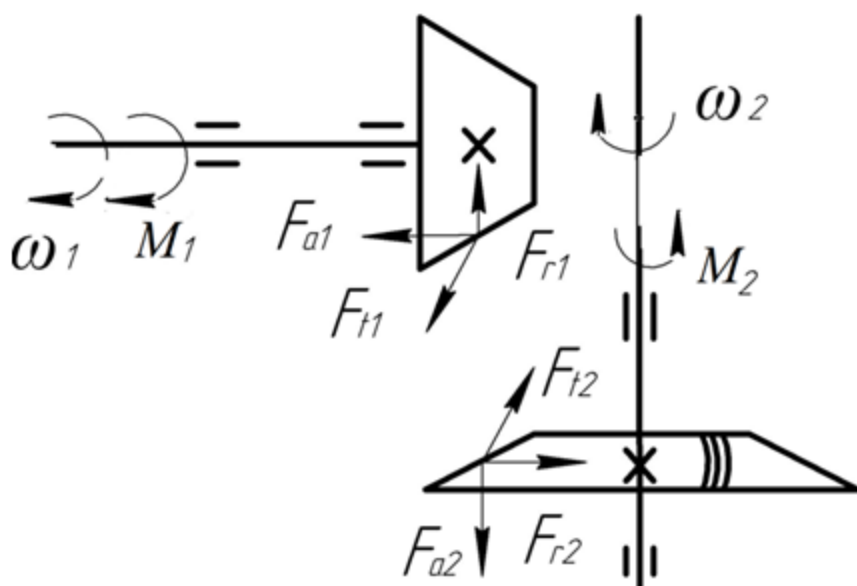


Рисунок 3.7 Силы зацепления конической пары

В) Этапы проектирования винтовой пары червячной передачи.

Исходными данными для проектирования винтовой пары являются: схема редуктора (рис. 3.8), которая соответствует кинематической схеме привода; передаточное отношение редуктора из варианта задания; угловые скорости на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 5; силовые (крутящие) моменты на ведущем и ведомом вале, которые были определены в подразделе 3.2.1 пункт 6.

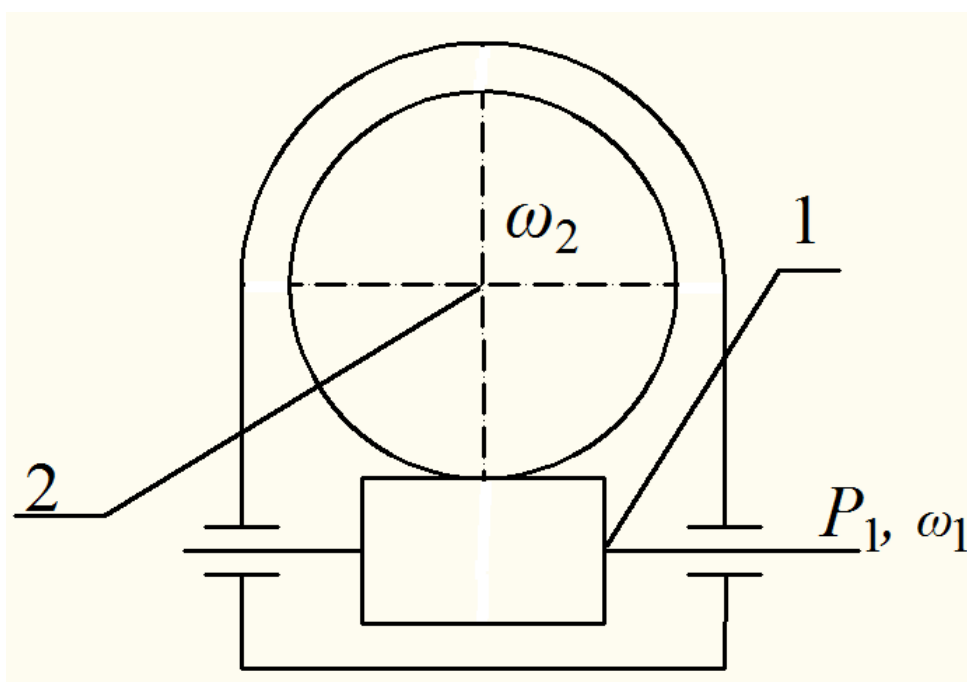


Рисунок 3.8 Схема винтовой пары червячной передачи

Для проведения расчета червячной передачи рекомендуется использовать алгоритм расчета зубчатых передач, описанных выше. Также при определении параметров червячной передачи необходимо использовать формулы и рекомендации, которые будут описаны ниже [6].

1. Выбор материала червячной пары и определение допускаемых напряжений.

Червячные пары должны обладать антифрикционными свойствами, износостойкостью и пониженной склонностью к заеданию.

Допускаемые контактные напряжения для венца червячного колеса из БрОФ: $[\sigma]_H = C_v 0,75 \sigma_v$ при несоблюдении указанных условий для червяка. Для бронзы БрАЖ9-4 $[\sigma]_H = (300 \dots 275) - 25 v_c$, (МПа), C_v – коэффициент, учитывающий скорость скольжения выбирают по таблице 3.11. При проектном расчете скорость скольжения v_c (м/с) определяют по приближенной зависимости:

$$v_s \approx 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{M_2}, \quad (3.23)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин^{-1} ; M_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Эти зависимости используются при длительном сроке службы и нагрузке, близкой к постоянной.

Таблица 3.11 – Коэффициент скольжения

$v_c, \text{ м/с}$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_v	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

2. Подбор числа заходов червяка и зубьев червячного колеса.

Исходя из минимальных значений числа зубьев червячного колеса $z_2 \geq 32$ согласно формуле (3.24), выбираем число заходов червяка:

$$z_2 = z_1 \cdot u, \quad (3.24)$$

где z_1 – число заходов червяка.

3. Определяем межосевое расстояние передачи. Предварительно принимаем коэффициент диаметра червяка q , из стандартного ряда (табл. 3.12) и коэффициент нагрузки K , предварительно принимаем $K=1,3$ (впоследствии уточняется).

$$a_w = \left(\frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left(\frac{K_a}{\frac{z_2}{q} [\sigma]_H} \right)^2 M_2 K_H },$$

(3.25)

где K_a – вспомогательный коэффициент учитывающий материал червячной пары, для червячной пары сталь-бронза $K_a=170$; q – геометрический коэффициент учета размеров диаметра червяка; $[\sigma]_H$ – допускаемое

напряжение для зубьев червячного колеса, Н/мм²; K_H – силовой коэффициент.

3. Осовой модуль зацепления определяется по формуле:

$$m = \frac{2a_w}{q + z_2}. \quad (3.26)$$

После определения осевого модуля приводим его значения и значение коэффициента диаметра по таблице 3.5 к стандартному и уточняем межосевое расстояние по формуле:

$$a_w = 0,5 \cdot m(q + Z_2), \quad (3.27)$$

Уточненное значение межосевого расстояния должно быть равно или больше расчетного, значения приведены в таблице 3.12.

4. Геометрические параметры червячной пары определяются по формулам приведенных в таблице 3.13 и приведены на рисунке 3.9.

5. Для уточнения коэффициента нагрузки необходимо уточнить скорость скольжения, точность изготовления передачи. Скорость скольжения определяются по следующей формуле:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60}, \quad v_s = \frac{\vartheta_1}{\cos \gamma}, \quad (3.28)$$

где ϑ_1 – окружная скорость червяка, м/с; ϑ_s – скорость скольжения червяка, м/с.

Степень точности изготовления червячной передачи выбираем в зависимости от окружной скорости червяка по таблице 3.14.

Таблица 3.12 – Значение модуля m и коэффициента диаметра q

$m, \text{ мм}$						q			
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-й ряд	2-й ряд
0,10	–	0,63	–	4,0	–	–	–	–	–
0,125	–	0,80	–	5,0	–	–	7,1	–	14,0
–	0,15	1,0	–	–	6,0	8,0	–	16,0	–
0,16	–	1,25	–	6,3	–	–	9,0	–	18,0
0,20	–	–	1,5	–	7,0	10,0	–	20,0	–
0,25	–	1,6	–	8,0	–	–	11,2	–	22,4
–	0,3	2,0	–	10	–	12,5	–	25	–
0,315	–	2,5	–	–	12	–	–	–	–
0,40	–	–	3,0	12,5	–	–	–	–	–
0,50	–	3,15	–	16	–	–	–	–	–
–	0,6	–	3,5	20	–	–	–	–	–

Таблица 3.13 – Геометрические параметры червячной пары

Параметры	Обозн.	Разм.	Формула
Делительный диаметр червяка	d_1	мм	$d_1 = qm$
Делительный диаметр червячного колеса	d_2	мм	$d_1 = z_2m$
Диаметр окружности выступа зубьев	$d_{a1,2}$	мм	$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m$
Диаметр окружности впадин зубьев	$d_{f1,2}$	мм	$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2,4m$
Длина нарезанной части червяка	b_1	мм	$b_1 \geq (11 + 0.06z_2)m$, при $z_1=1...2$ $b_1 \geq (12,5 + 0.09z_2)m$, при $z_1=4$
Угол подъема винтовой линии	γ	град.	$\gamma = \arctg \frac{z_1}{q}$
Наибольший диаметр зубьев колеса	d_{aM2}	мм	$d_{aM2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}$
Ширина колеса	b_2	мм	$b_2 \leq 0,75d_{a1}$, при $z_1=1...2$ $b_2 \leq 0,67d_{a1}$, при $z_1=4$

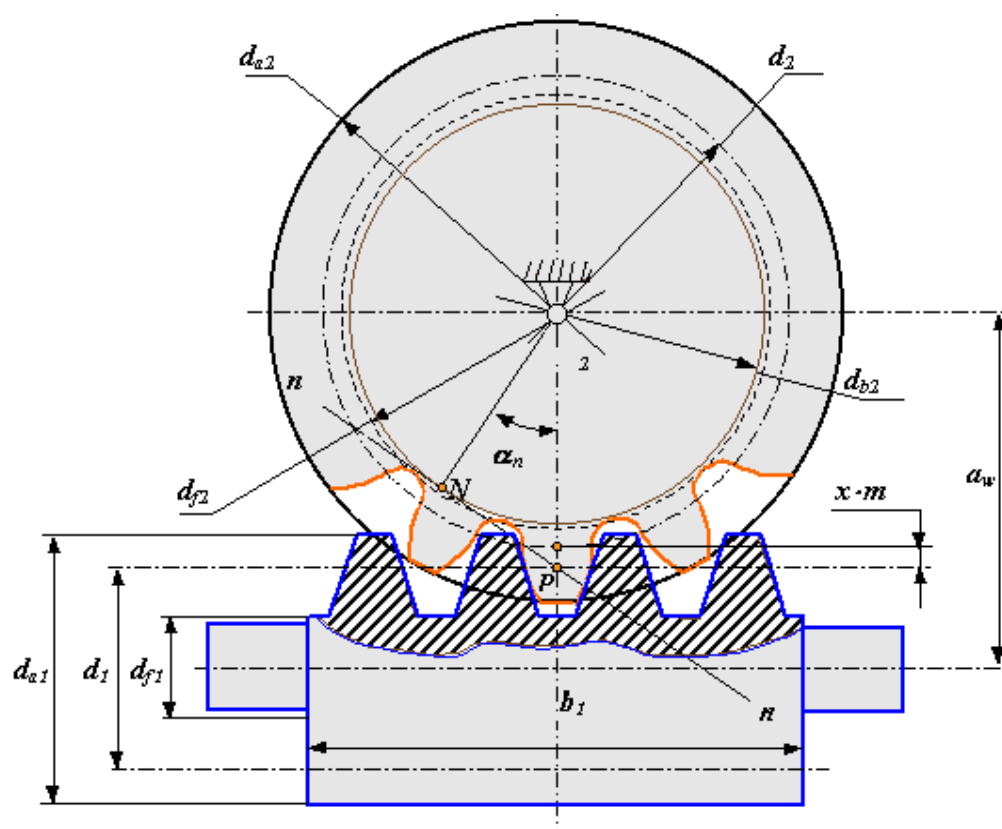


Рисунок 3.9 Геометрические параметры червячной пары

Таблица 3.14 – Степень точности червячной передачи

Наименование	Окружная скорость червяка, м/с			
	> 6	3...6	1...3	1<
Степень точности	6	7	8	9

6. Уточнение коэффициента нагрузки проводим по следующей формуле:

$$K = K_{\beta} K_{\nu}, \quad (3.29)$$

где K_{β} – силовой коэффициент; K_{ν} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку (табл. 3.15).

Силовой коэффициент, неравномерности распределения сил по длине контактных линий определяем по следующей формуле:

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\theta} \right)^2 (1 - x), \quad (3.30)$$

где θ – коэффициент деформации червяка (табл. 3.16); x – вспомогательный коэффициент, учитывающий отношение среднего крутящего момента к максимальному, при небольших колебаниях нагрузки рекомендуется принять $x=0,6$, при постоянной нагрузке $x=1$.

Таблица 3.15 – Коэффициент динамичности нагрузки K_{ν}

Степень точности	Скорость скольжения $\dot{\theta}_s$, м/с			
	1,5	1,5...3	3...7,5	7,5...12
6	-	-	1	1,1
7	1	1	1,1	1,2
8	1,15	1,25	1,4	-
9	1,25	-	-	-

Таблица 3.16 – Коэффициент деформации червяка θ

z_1	коэффициент диаметра						
	7,5	8	9	10	12	14	16
1	63	72	89	108	147	179	194
2	50	57	71	86	117	149	163
3	46	51	61	76	103	131	144
4	42	47	58	70	94	120	131

7. Проверочный расчет выполняем по контактной выносливости и изгибным напряжениям. На контактную выносливость проверку напряжений выполняем по следующей формуле:

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\frac{M_2 K_H (z_2/q + 1)^3}{a_{\omega}^3}}. \quad (3.31)$$

Формулу для проверки зубьев на изгибную прочность можно записать в следующем виде:

$$\sigma_F = \frac{1,2M_2KY_{F2}}{z_2b_2m^2} \leq [\sigma]_F. \quad (3.32)$$

Эквивалентное число зубьев определяется по следующей формуле:

$$z_{v2} = \frac{z_{21}}{\cos^3 \gamma}. \quad (3.33)$$

8. В червячном зацеплении (рис. 3.10) действуют:

Окружная сила червяка F_{t1} , равная осевой силе колеса $F_{a2} : F_{t1} = F_{a2} = \frac{2M_1}{d_1}$;

Окружная сила колеса F_{t2} , равная осевой силе червяка $F_{a1} : F_{t2} = F_{a1} = \frac{2M_2}{d_2}$; . (3.34)

Радиальная сила в червячной передаче : $F_r = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha$

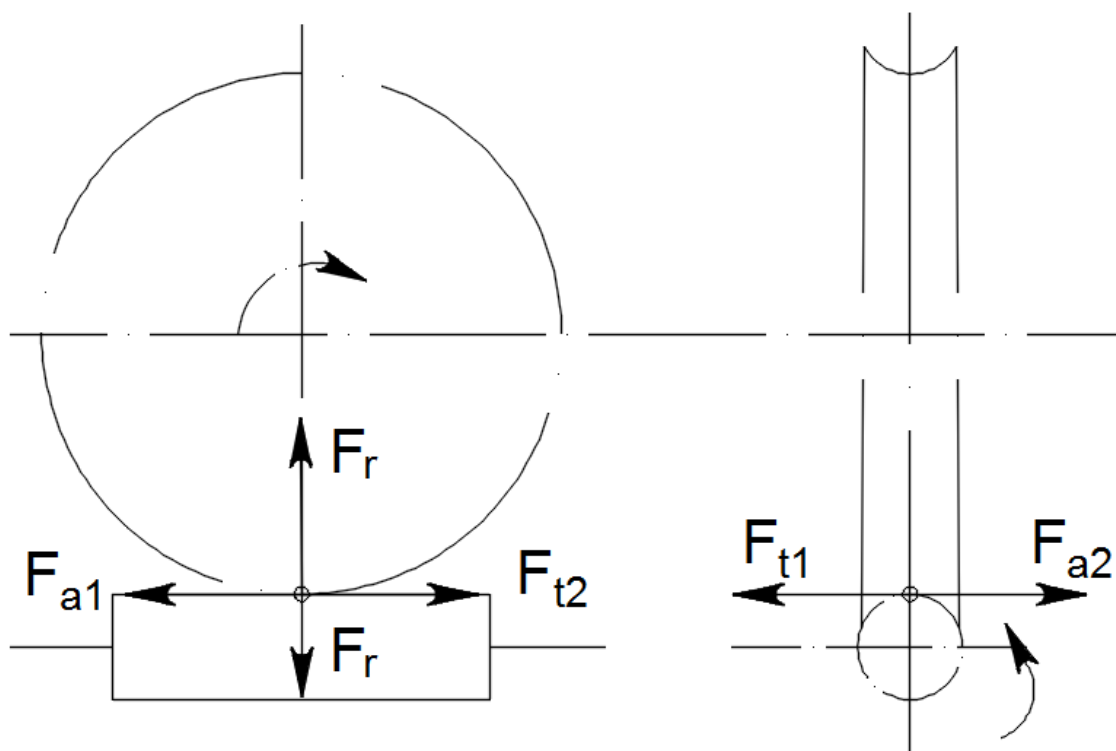


Рисунок 3.10 Силы в червячном зацеплении

3.2.3 Расчет гибкой передачи

А) Расчет ременной передачи

Алгоритм проведения расчёта клиноременной передачи

1. По ГОСТ 1284-68; 1284.1-80; 5813-76; РТМ 51015-70 выбирают сечение ремня (табл. 3.17) [11, 12].

2. Определяют размер ведущего шкива D_1 из стандартного ряда на 1, 2 номера больше минимального $D_{\min}$ (табл. 3.17).

3. Определяют размер ведомого шкива по формуле:

$$D_2 = D_1 u (1 - \xi), \quad (3.35)$$

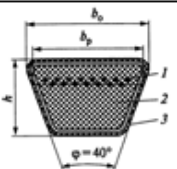
где u – передаточное отношение ременной передачи; ξ – коэффициент упругого скольжения ($\xi=0,015$).

4. Выбирают межосевое расстояние, подходящее для конструкции машины:

$$2(D_1 + D_2) \geq a_{cp} \geq 0.55(D_1 + D_2) + h, \quad (3.36)$$

где h – высота сечения ремня.

Таблица 3.17 – Сечение клинового ремня

Схема	Обозначения	Сечения ремня (нормальные)						
		О	А	Б	В	Г	Д	Е
	b_0 , мм	10	13	17	22	32	38	50
	h , мм	6	8	10,5	13,5	19	23,5	30
	b_2 , мм	8,5	11	14	29	27	32	42
	A , мм ²	47	81	138	230	476	692	1170
Граница длин ремня	L	400÷2500	560÷4000	800÷6300	1800÷10000	3150÷15000	4500÷18000	6300÷18000
Стандартные величины длин ремня	L	400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.						
Наименование	Ремни нормального сечения							
	О	А	Б	В	Г	Д	Е	
M_2 , Нм	<30	15...60	50...150	120...600	450...2400	1600...6000	≥4000	
$D_{1\min}$, мм	63	90	125	200	315	500	800	
	Ремни узкого сечения				Поликлиновые ремни			
	У0	УА	УБ	УВ	К	Л	М	
M_2 , Нм	<150	90÷400	300÷2000	> 1500	< 40	18÷400	> 130	
$D_{1\min}$, мм	63	90	140	224	40	80	180	
Примечание: стандартные диаметры шкивов: 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000.								

5. Находят длину ремня по формуле (3.37) и округляют её до ближайшего стандартного значения:

$$L_p = 2a + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}. \quad (3.37)$$

6. Уточняют межосевое расстояние по формуле:

$$a = 0.25 \left[L - 0.5\pi(D_1 + D_2) + \sqrt{(L - 0.5\pi(D_1 + D_2))^2 - 2(D_2 - D_1)^2} \right]. \quad (3.38)$$

7. Проверяют угол обхвата на малом шкиве по формуле:

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} 57^\circ \geq [\alpha_1]. \quad (3.39)$$

Рекомендуется $[\alpha_1] \geq 120^\circ$.

8. Определяют скорость ремня по формуле:

$$v = \frac{\pi n_1 D_1}{60 \cdot 10^3}. \quad (3.40)$$

9. Определяют частоту выбега ремня по формуле (3.41) и если она выше допустимой, то изменяют размеры шкива и ремня.

$$i = \frac{v}{L} \leq [i]. \quad (3.41)$$

10. Определяют окружное усилие ременной передаче по формуле:

$$F_t = \frac{P_{\text{тр}} \cdot 10^3}{v}. \quad (3.42)$$

11. Определяют допустимое усилие на один ремень $[F_n]$ по формуле:

$$[F_n] = [F_0] C_p C_\alpha C_L C_z, \quad (3.43)$$

где $[F_0]$ – окружная сила на один клиновой ремень, определяется методом интерполяции по таблице 3.18, в зависимости от профиля ремня, скорости ремня и диаметра ведущего шкива; $C_p C_\alpha C_L C_z$ – поправочные коэффициенты, определяется методом интерполяции по таблице 3.19 [8].

12. По тяговой способности определяют число ремней:

$$z = \frac{F_t}{[F_n]}, \quad (3.44)$$

13. Вычисляют силу, действующие на вал ременной передачи по формуле:

$$F_e = Q = 2S_0 \cdot z \cdot \sin\left(\frac{\alpha_1}{2}\right). \quad (3.45)$$

где S_0 – предварительное натяжение ремня.

Предварительное натяжение ремня определяется по формуле:

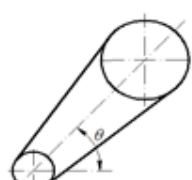
$$S_0 = \frac{850 P_k C_L}{z C_\alpha C_p} + \rho A g^2 10^{-6}, \quad (3.46)$$

где ρ – плотность ремня, для кордошурового клинового ремня равен 1200 кг/м³.

Таблица 3.18 – Окружное усилие передаваемого одним ремнем

Сечение (базовая длина L_0 , мм)	Диаметр ведущего шкива D_1 , мм	v , м/с					
		5	10	15	20	25	30
		$[F_0]$, Н					
О (1320)	71	112	95	81	68	56	–
	80	124	107	94	80	66	–
	90	134	116	104	86	76	62
	100	140	124	111	98	84	66
А (1700)	100	190	160	138	115	91	–
	112	210	182	160	137	112	83
	125	230	200	177	155	132	105
	140	246	218	194	172	148	121
	160	264	235	214	190	165	138
Б (2240)	140	322	270	230	191	–	–
	160	366	315	275	236	196	149
	180	402	351	310	272	230	184
	200	430	379	338	300	257	212
	224	452	405	363	325	282	271
В (3750)	224	630	535	463	393	318	235
	250	696	602	530	460	384	302
	280	756	663	590	520	444	383
	315	814	719	647	558	500	416
	355	864	770	700	630	550	470
Г (6000)	355	1350	1140	990	840	680	513
	400	1510	1300	1150	1000	840	670
	450	1650	1440	1290	1140	980	816
	500	1760	1550	1400	1250	1100	926
	560	1850	1660	1500	1350	1180	1030
Д (7100)	560	2280	1990	1760	1550	1330	1090
	630	2480	2180	1960	1740	1520	1280
	710	2640	2350	2120	1910	1690	1440
	800	2800	2500	2280	2060	1840	1590
	900	2920	2600	2400	2190	1930	1720

Таблица 3.19 – Поправочные коэффициенты условий работы

Коэффициент учитывающий динамическую нагрузку и периодичность работы C_p									
тип нагрузки	нормальный	небольшое изменение нагрузки		большое изменение нагрузки			нагрузка ударная и с ускорением		
C_p	1	0,9		0,8			0,7		
Примечание: при двусменной работе $C_p \cdot 0,1$, : при трехсменной работе – $C_p \cdot 0,2$									
Коэффициент учитывающий угол обхвата малого шкива C_a									
C_a	угол обхвата α_1 , град		180	170	160	150	140	130	120
	для плоских ремней		1	0,97	0,94	0,91	–	–	–
	для клиновых ремней		1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83
Коэффициент учитывающий действие центробежных сил C_v									
C_v	скорость ремня v , м/с		1	5	10	15	20	25	30
	для плоских ремней		1,04	1,03	1	0,95	0,88	0,79	0,68
	для клиновых ремней		1,05	1,04	1	0,94	0,85	0,74	0,6
Коэффициент учитывающий наклон передачи к горизонту C_θ									
угол наклона θ , град						0...60	60...80	80...90	
C_θ						1	0,9	0,8	
Коэффициент C_L учитывающий отношение расчетной длины L_p к базовой L_0									
C_L	соотношение длин L_p/L_0		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	
	для плоских ремней		0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07	
	для клиновых ремней		0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06	
Коэффициент учитывающий диаметр малого шкива C_d									
диаметр шкива D , мм			15	20	40	60	90	≥ 120	
C_d			0,6	0,8	0,95	1	1,1	1,2	
Коэффициент учитывающий неравномерное распределение сил между кордшнурами и кордтканями $C_F=0,85$									
Коэффициент учитывающий неравномерное распределение усилий между ремнями C_z									
количество ремней z			2...3			4...5		6	
C_z			0,95			0,90		0,85	

Б) Расчет цепной передачи

Алгоритм выполнения расчета цепной передачи.

1. Выбираем число зубьев на ведущей и ведомой звездочке:

$$z_1 = 31 - 2 \cdot u, \quad z_2 = z_1 u, \quad (3.47)$$

2. Находим эксплуатационный коэффициент цепной передачи:

$$K_o = K_d \cdot K_a \cdot K_n \cdot K_{\text{рег}} \cdot K_{\text{см}} \cdot K_p, \quad (3.48)$$

где K_d – динамический коэффициент; K_a – межосевой коэффициент; $K_{\text{рег}}$ – регулировочный коэффициент; K_n – угловой коэффициент; K_p – режимный коэффициент; $K_{\text{см}}$ – смазочный коэффициент [11, 12].

3. По критерию работоспособности цепной передачи определяем шаг цепи:

$$t \geq 2,8 \times \sqrt[3]{\frac{M_1 \cdot K_o}{z_1 \cdot [p] \cdot m}}, \quad (3.49)$$

где $[p]$ – допускаемое давление; m – коэффициент рядности цепи.

По ГОСТ 10563-75 выбираем ближайший типоразмер цепи (табл.3.20).

4. Вычисляем скорость звеньев цепи:

$$\vartheta = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \cdot \quad (3.50)$$

5. Определяем тангенциальную силу в цепной передаче:

$$F_t = \frac{P}{\vartheta} \cdot \quad (3.51)$$

6. Выполняем проверку по давлению в шарнире (табл.3.21):

$$p = \frac{F_t \cdot K_\vartheta}{A}, \quad (3.52)$$

где A – опорная площадь поверхности шарнира, мм^2 (табл.3.20).

7. Определяем число шарниров цепи и расстояние между валами передачи:

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot Z_\Sigma + \frac{\Delta^2}{a_t}, \quad a = 0,25 \cdot t \cdot \left[L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma + \sqrt{(L_t - 0,5 \cdot Z_\Sigma)^2 - 8\Delta^2} \right], \quad (3.53)$$

где a_t – коэффициент межосевого расстояния; Δ – коэффициент учитывающий наклон ветвей цепи; Z_Σ – суммарное количество зубьев.

8. Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи и определяется по следующей формуле:

$$d_d = \frac{t}{\sin(180^\circ / z)} \cdot \quad (3.54)$$

9. Определяем усилия в цепной передаче:

$$\text{центробежная} - F_g = q \vartheta^2, \quad (3.55)$$

$$\text{сила провисания цепи} - F_f = 9,81 \cdot K_f \cdot q \cdot a, \quad (3.56)$$

$$\text{сила давления на вал} - F_\theta = F_t + 2F_f, \quad (3.57)$$

где q – удельная масса цепи, кг/м ; K_f – коэффициент провисания цепи.

Таблица 3.20 – Цепи приводные роликовые однорядные

Обозначение цепи согласно ГОСТ 13568-75	Шаг цепи t , мм	Расстояние между внутренними пластинами $B_{вв}$, мм	Диаметр ролика d_1 , мм	Толщина внутренней пластины h , мм	Площадь опорной поверхности шарнира A , мм^2	Разрывное усилие Q , кгс	Удельная масса цепи q , кг/м
ПР-12,7-1820	12,7	5,40	8,51	11,8	39,6	1820,0	0,65
ПР-15,875-2270	15,87	6,48	10,16	14,8	54,8	2270	0,80
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	18,2	105,8	3180	1,50
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	24,2	179,7	6000	2,60
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	30,2	262	8900	3,80
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	36,2	394	12700	5,50
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	25,4	42,4	473	17240	7,50
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	28,58	48,3	646	22700	9,70

Таблица 3.21 – Допускаемое среднее давление на шарнир [Р] Н/мм² при Z₁=17

Частота вращения ведущей звездочки n ₁ , мин ⁻¹	Шаг цепи t, мм							
	12,7	15,875	19,05	25,4	31,75	38,1	44,45	50,8
50	46	43	39	36	34	31	29	27
100	37	34	31	29	27	25	23	22
300	26	24	22	20	19	17	16	15
500	22	20	18	17	16	14	13	12
750	19	17	16	15	14	13	-	-
1000	17	16	14	13	13	-	-	-
1250	16	15	13	12	-	-	-	-

Примечание: 1 Если Z₁≠17, тогда значение [Р] умножают на поправочный коэффициент K_Z=1+0.01*(Z₁-17); 2 для двурядной цепи значение [Р] уменьшают на 15%.

3.2.4 Предварительный расчет валов редуктора

Все валы в обязательном порядке рассчитывают на объёмную прочность.

Расчёт вала на объёмную прочность выполняют в три этапа: предварительный, проектный и уточненный [11, 12].

I. Предварительный расчёт валов

Исходные данные для предварительного расчета: из кинематического расчета крутящие моменты валов и выбор материала вала.

Вначале делают эскизы валов с возможным расположением на них вращающихся деталей (рис. 3.11). Допустимым является то, что вал испытывает только крутильные напряжения.

Условие прочности по напряжениям кручения удобно решать относительно наименьшего диаметра вала

$$d_{i \min} = \sqrt[3]{\frac{M_{i \text{ кр}}}{0,2[\tau]_{\text{кр}}}}, \quad (3.58)$$

где $[\tau]_{\text{кр}}$ – допускаемое напряжение на кручение, $[\tau]_{\text{кр}}=15 \div 30$ Н/мм².; $M_{i \text{ кр}}$ – крутящий момент на валу, Нмм; $d_{i \min}$ – минимальный диаметр вала на входном или выходном конце вала (рис. 3.11). Принимают стандартное значение вала из ряда диаметров валов по ГОСТ 6636-69:

10; 11; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160.

Этот диаметр является исходным для дальнейшего проектирования. На всех других участках вала значения диаметров будет согласно принятому эскизу.

Следующий участок это место подшипника и уплотнений. Диаметр под посадку подшипника выбирают из условия, что он будет больше чем предыдущий ($d_{i\min}$):

$$d_{\text{под}} = d_{i\min} + (5...10). \quad (3.59)$$

Полученное значение округляют до стандартного внутреннего диаметра подшипника:

10; 12; 15; 17; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 65; 70; 75; 80; 85 и т.д.

Далее согласно эскизу является участок расположения зубчатого колеса. Диаметр посадки зубчатого колеса будет больше предыдущего, в нашем случае больше диаметра под подшипник:

$$d_{\text{п.кол}} \geq d_{\text{под}} + (5...10). \quad (3.60)$$

Полученное значение округляют до стандартного.

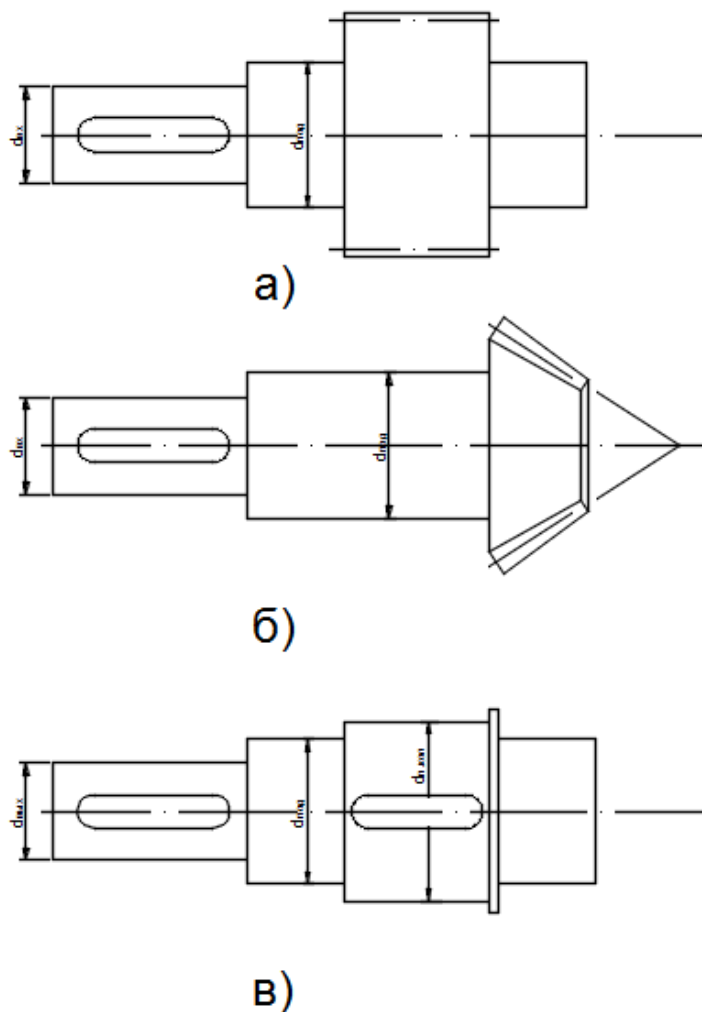


Рисунок 3.11 Эскиз вала: а – ведущий цилиндрический (червячный) вал; б – ведущий конический вал; в – ведомый вал.

3.2.5 Конструктивные размеры ведущего и ведомого зубчатого колеса

В большинстве случаев из-за небольшого расхождения диаметра посадки шестерни и диаметра впадин зубьев, менее 3м, выполняют целиком вал-шестерню, в других случаях отдельно зубчатое колесо.

Конструктивные размеры зубчатого колеса приведены в таблице 3.22, а расположение данных размеров на рисунке 3.12-3.14.

Таблица 3.22 – Конструктивные размеры зубчатых колес

№	Параметры	Формула
1	Диаметр ступицы зубчатых колес	$d_{ст} = 1,6d_{н.кол}$
2	Длина ступицы зубчатых колес	$L_{ст} = (1,2...1,5)d_{н.кол.}$
3.1	Толщина обода для цилиндрических колес	$\delta_0 = (2,5...4,0)m_n$
3.2	Толщина обода для конических колес	$\delta_0 = (3,0...4,0)m_t$
4.1	Толщина диска для цилиндрических колес	$C = 0,3b$
4.2	Толщина диска для конических колес	$C = (0,1...0,17)R_e$
5	Внутренний диаметр обода	$D_0 = d_f - 2\delta_0$
6	Диаметр центральной окружности	$D_{омс} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{см})$
7	Диаметр отверстий	$d_{омс} = 0,25 \cdot (D_0 - d_{см})$
8	Толщина ребер	$s = 0,8C$
9	Фаска	$n = 0,5m$

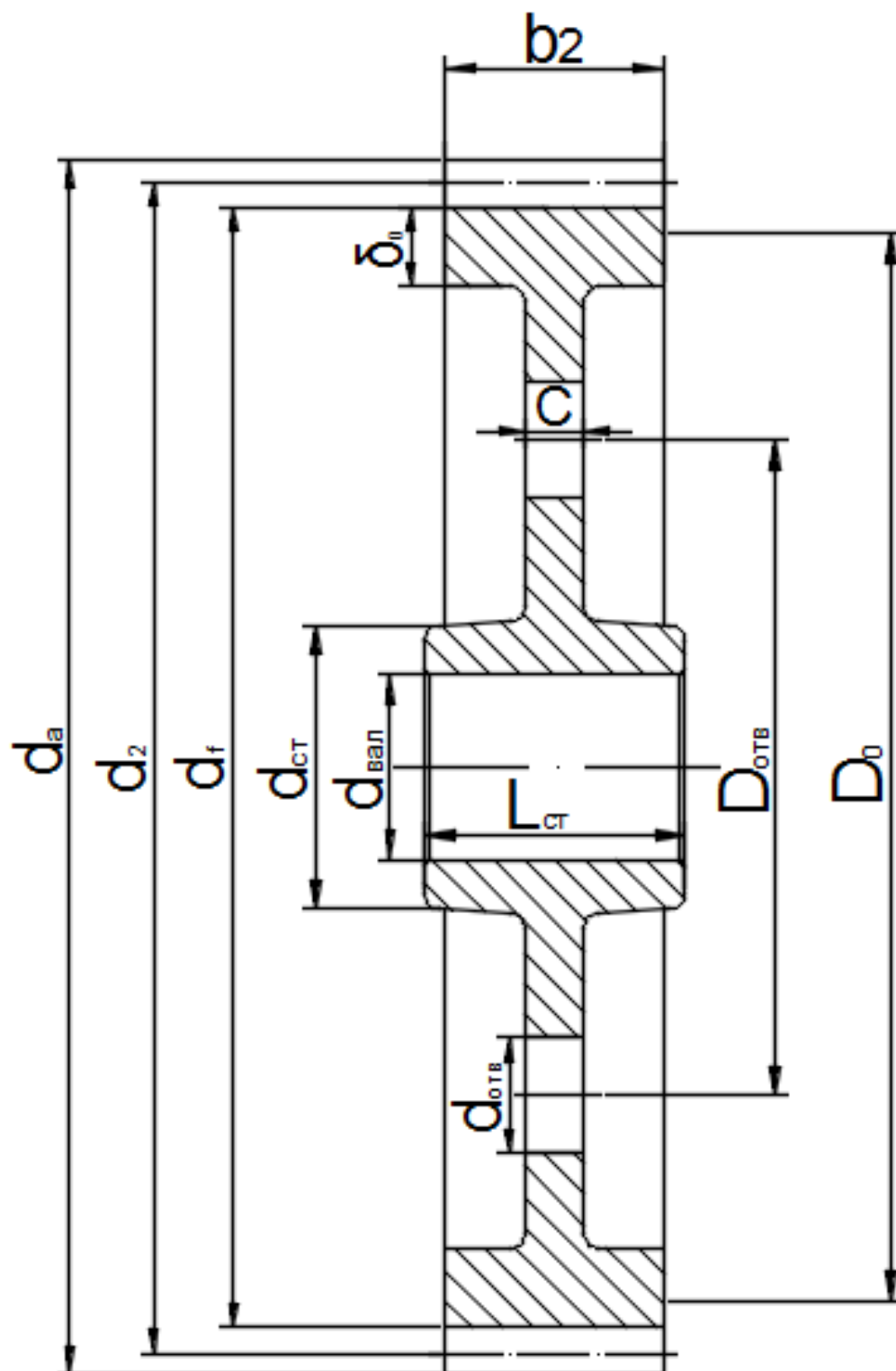


Рисунок 3.12 Конструктивные размеры цилиндрического зубчатого колеса

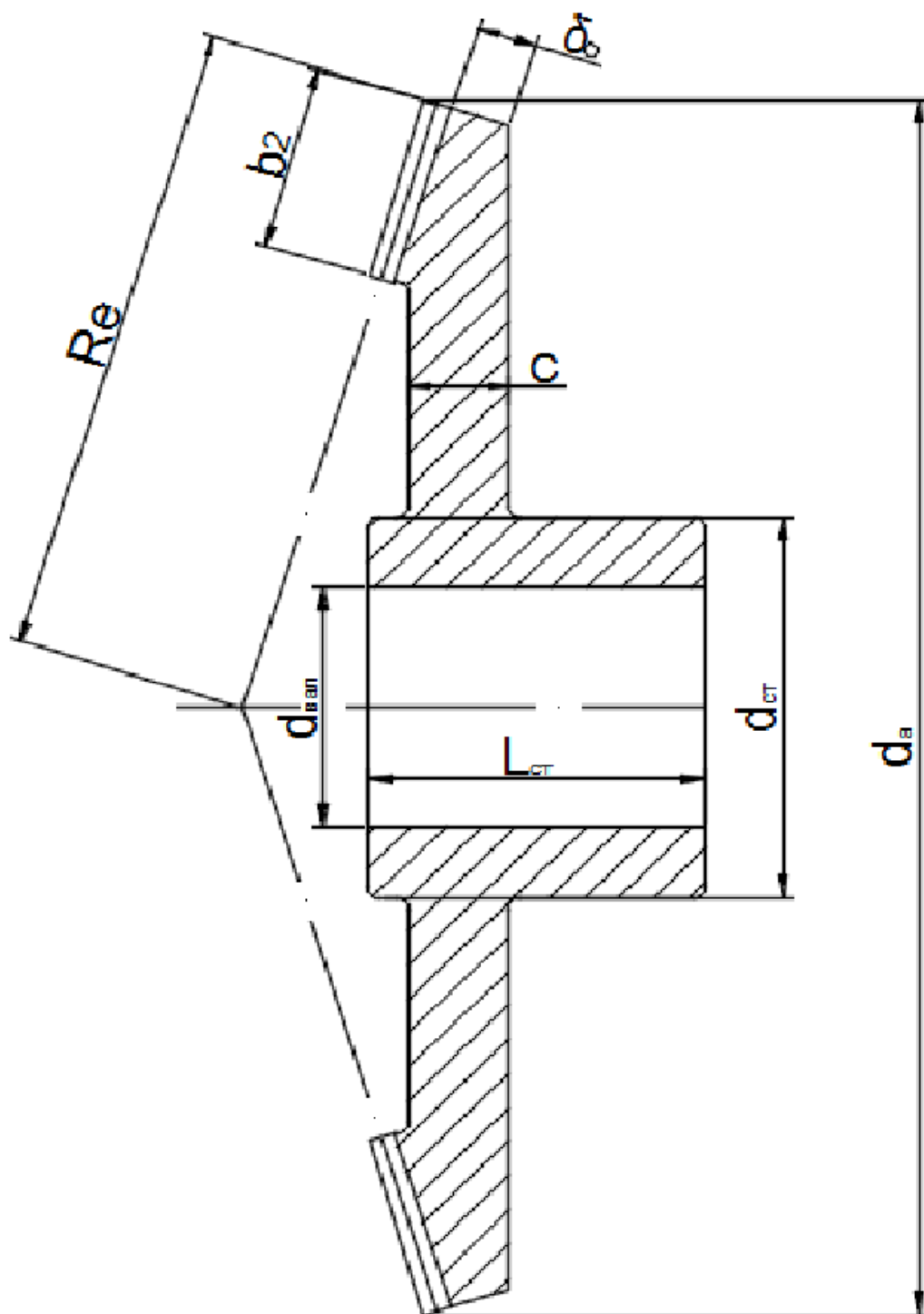


Рисунок 3.13 Конструктивные размеры конического зубчатого колеса

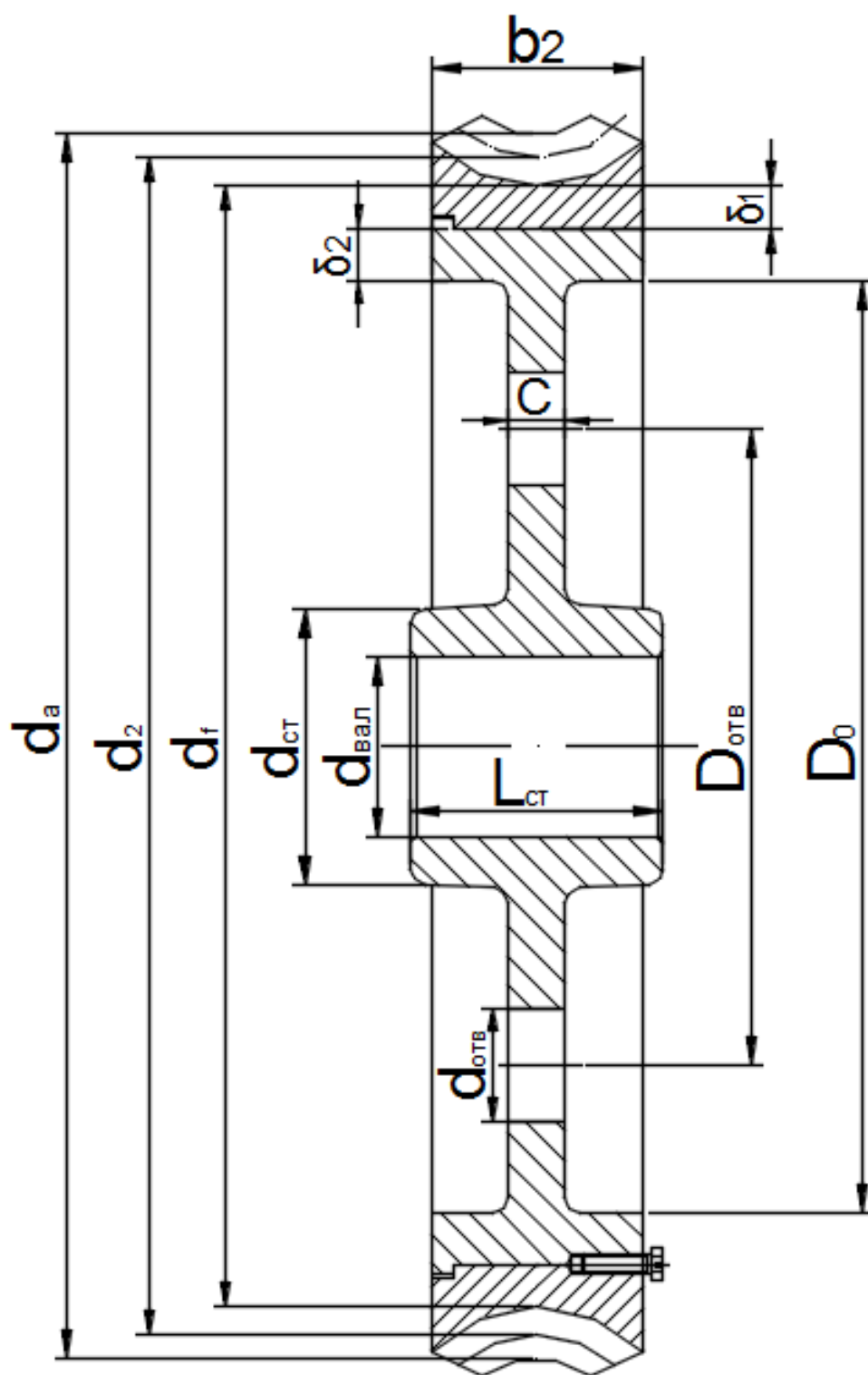


Рисунок 3.14 Конструктивные размеры червячного зубчатого колеса

3.2.6 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Все детали закрытых передач располагаются в корпусе, поэтому размеры корпуса редуктора должны быть обеспечены на прочность и жесткость, чтобы исключить перекосы валов [9-12]. При тонкой стенке корпуса его необходимо обеспечить жесткость конструкции за счет ребер жесткости, которые располагаются на приливах под подшипниками. Корпус редуктора делают в основном разъемным, с отдельной крышкой. Габаритные размеры корпуса определяются при эскизной компоновки редуктора и определения конструктивных размеров корпуса редуктора. Ориентировочные конструктивные размеры корпуса редуктора приведены в таблице 3.23 и на рисунке 3.15.

Таблица 3.23 – Конструктивные размеры корпуса редуктора

№	Параметры	Ориентировочные соотношения конструктивных размеров, мм
1	Толщина стенки корпуса и крышки редуктора:	$\delta_{\min} > 8$ мм, δ – толщина стенки корпуса, δ_1 – толщина стенки крышки
1.1	цилиндрического редуктора	$\delta = 0,025 \cdot a_w + 1$, $\delta_1 = 0,02 \cdot a_w + 1$
1.2	конического редуктора	$\delta = 0,05 \cdot Re + 1$, $\delta_1 = 0,04 \cdot Re + 1$
1.3	червячного редуктора	$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2$, $\delta_1 = 0,032 \cdot a_w + 2$
2	Толщина верхнего пояса корпуса	$b = 1,5 \cdot \delta$
3	Толщина нижнего пояса крышки	$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1$
4	Толщина нижнего пояса корпуса	$p = 2,35 \cdot \delta$
5	Толщина ребер основания корпуса	$m = (0,85 \dots 1) \cdot \delta$
6	Толщина ребер крышки	$m_1 = (0,85 \dots 1) \cdot \delta_1$
7.1	Диаметр фундаментных болтов	$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12$, $d_1 = 0,072 \cdot R_e + 12$
7.2	Диаметр болтов крепящих подшипник	$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1$
7.3	Диаметр болтов крепящих крышку с корпусом	$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1$
7.4	Диаметр болтов крепящих фланцы	$d_4 < d_3$
8	Расстояние между d_2 и d_4	$q \geq 0,5d_2 + d_4$
9	Размеры штифта	$d_{um} \approx d_3$, $l_{um} = b + b_1 + 5$
10	Наружный зазор между крайними точками зубчатого колеса и стенкой корпуса:	
10.1	по диаметальному	$A \approx (1 \div 1,2) \cdot \delta$
10.2	по торцам	$A_1 \approx A$

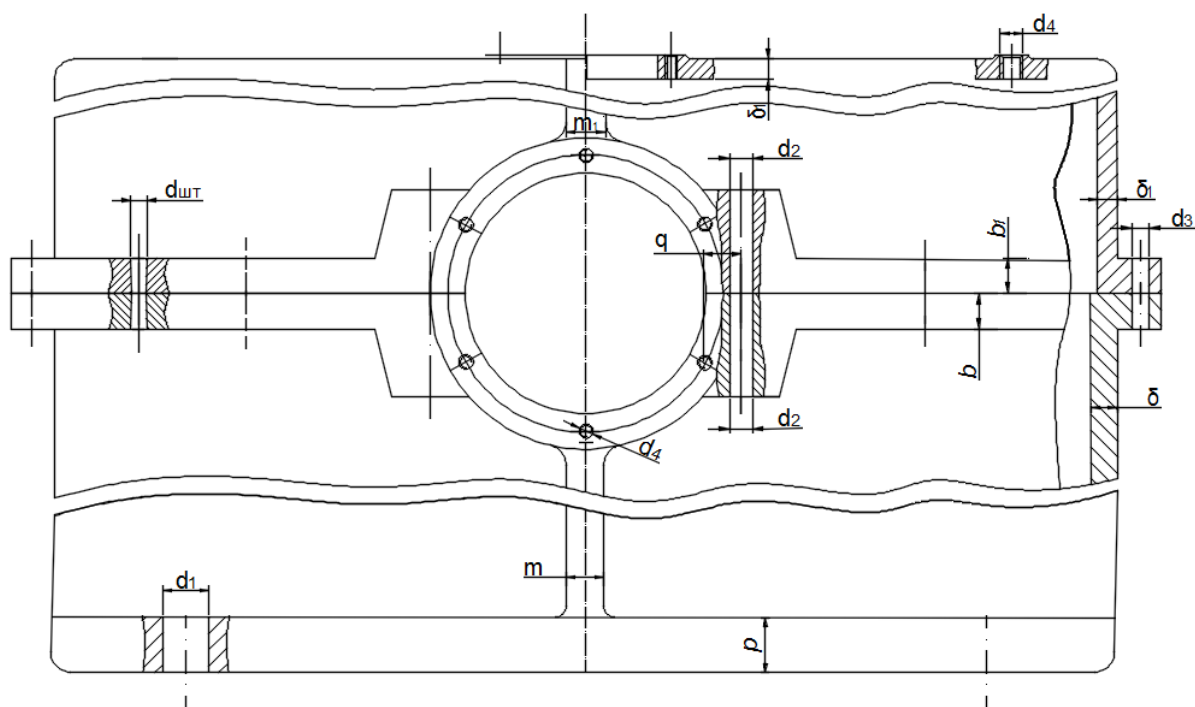


Рисунок 3.15 Конструктивные размеры корпуса редуктора

Остальные детали корпуса редуктора и их типоразмер, по мере применения, такие как смотровой люк, маслоуказатель, сливная пробка, рым-болт и т.д. выбирают из стандартного ряда.

3.2.7 Выбор подшипников и эскизная компоновка редуктора

В процессе выполнения эскиза редуктора обращают внимание на рациональное расположение узлов и деталей, при котором создаются наименьших габариты и условия для сборки и проведения текущих работ (заливка масла, регулировка зацепления, замена деталей) [11, 12].

Эскиз выполняется на миллиметровой бумаге в масштабе 1:1 в тонких линиях. Данные для построения эскиза будут геометрические параметры передач (зубчатой, конической, червячной) и диаметры валов.

Порядок выполнения

1. Выбираем подшипники. Из предварительного расчета валов (раздел 3.2.3) выписываем внутренний диаметр подшипника ($d_{\text{под}}$). Предварительно выбираем подшипник качения легкой серии (табл. В.4, Приложение В). На основании действующих сил в передаче выбираем тип подшипника. Заполняем таблицу подшипников (табл. 3.24).

2. Определяем расположение вычерчиваемого редуктора на миллиметровой бумаге.

3. Проводим осевые линии валов редуктора.

4. Вычерчивают передачу (данные в разделе 3.2.2).

5. Вычерчивают валы (данные в разделе 3.2.3).
6. Определяем внутреннюю поверхность редуктора, для этого оставляем зазор между крайним точками деталей передач и стенкой $A=A_1=10\ldots 12$ мм.
7. Вычерчиваем подшипники (данные в таблице 3.24).
8. Определяем линии сил, действующие в зацеплении цилиндрических, конических, червячных и на валы от ремённых (цепных) передач, а также линию действия реакций подшипников.
9. Замеряем расстояния между линиями действия сил и реакций (рис. 3.16-3.18).

Таблица 3.24 – Параметры выбранных подшипников

№	Условное обозначение подшипника	d	D	T (B)	C	C ₀	e	Y
		мм			кН			
1								
2								

Указываем линию действия реакций опор от крайней внешней точки *a*. Для радиальных подшипников линии действия сил реакции проходит по середине подшипника. Для радиально-упорных шариковых подшипников расстояние *a* определяется по следующей формуле:

$$a = 0,5 \left[B + \frac{d + D}{2} \operatorname{tg} \alpha \right], \quad (3.61)$$

где α – угол контакта тел качения

Для радиально-упорных роликовых подшипников расстояние *a* определяется по следующей формуле:

$$a = 0,5 \left[T + \frac{d + D}{3} e \right], \quad (3.62)$$

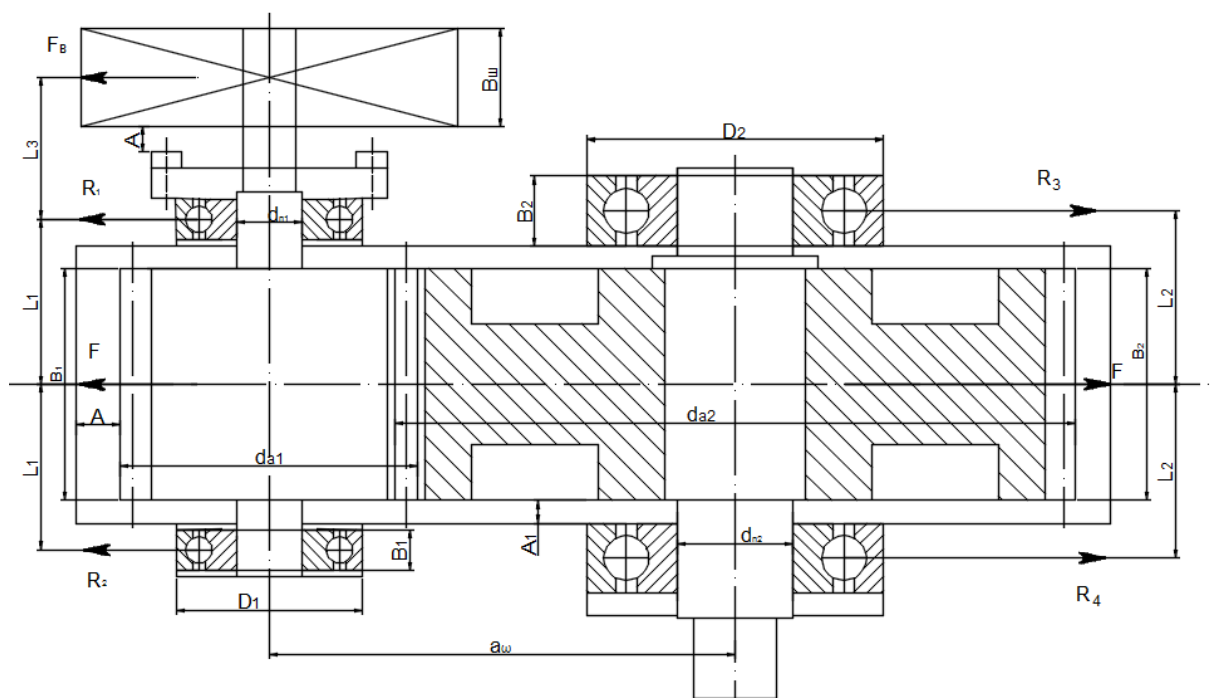


Рисунок 3.16 Эскизная компоновка цилиндрического редуктора

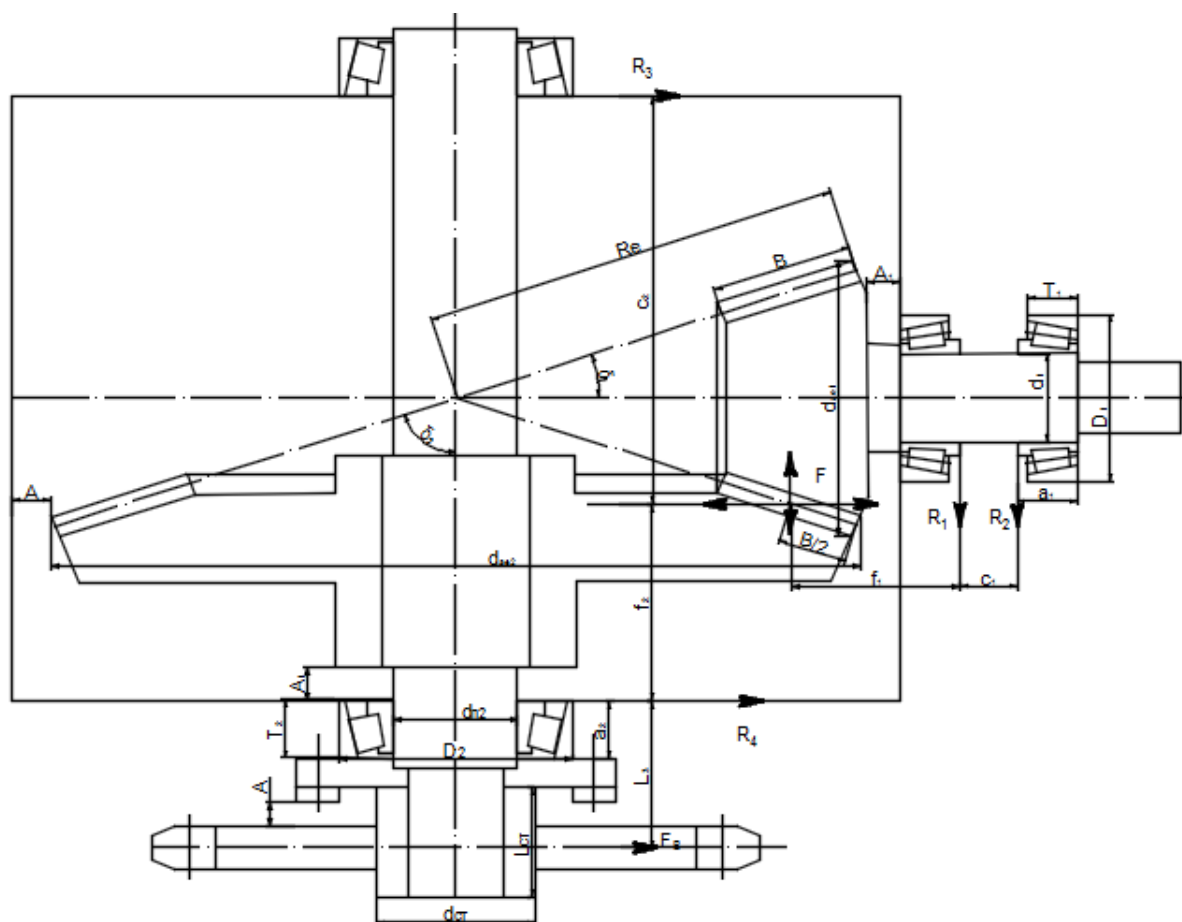


Рисунок 3.17 Эскизная компоновка конического редуктора

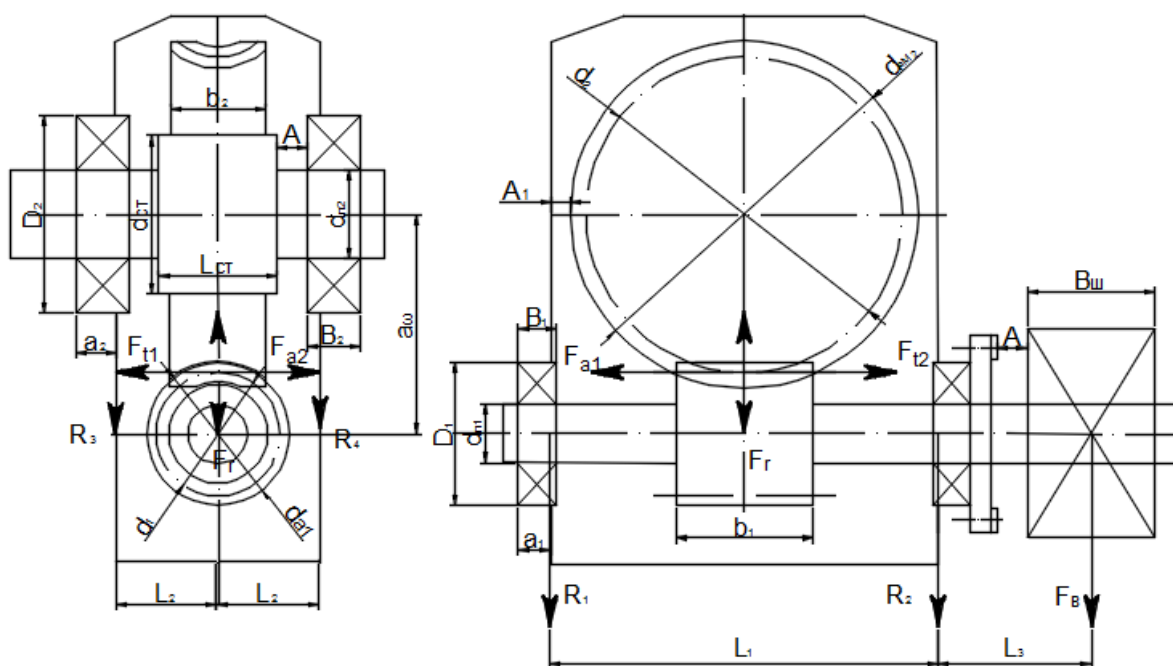


Рисунок 3.18 Эскизная компоновка червячного редуктора

3.2.8 Проектный расчет валов

Проектный расчет валов является вторым этапом проектирования размеров вала. В данном расчете учитываются одновременное воздействие изгибающих и крутящих моментов на вал [11, 12].

Исходными данными для проектного расчета является эскизная компоновка редуктора, линии и величины действующих сил на вал, расстояния между линиями действующих сил, крутящие моменты на валах, изгибающие моменты от действия осевых сил.

Из эскизной компоновки выбираем валы и составляем расчётные схемы в двух плоскостях. Введем расчет по уравнениям статики для определения реакций опор и строим эпюры моментов изгиба в горизонтальной и фронтальной плоскости (рис. 3.19). Суммарный изгибающий момент определяем по формуле:

$$M_{изг\,сумм} = \sqrt{M_{zy}^2 + M_{xy}^2}, \quad (3.63)$$

где M_{zy} - изгибающий момент в горизонтальной плоскости, Нм; M_{xy} - изгибающий момент в фронтальной плоскости, Нм.

Определяем эквивалентный момент, который учитывает одновременное воздействие изгибающего и крутящего момента:

$$M_{экв} = \sqrt{M_{изг\,сумм}^2 + 0,75M_{вр}^2}. \quad (3.64)$$

Окончательным решением будет уточнение диаметра вала в сечении, где наибольшее значение моментов:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}}}{0,1[\sigma]_{\text{изг}}}}, \quad (3.65)$$

где $[\sigma]_{\text{изг}}$ - допускаемое напряжение изгиба, МПа.

Полученный в проектном расчёте диаметры вала принимается окончательно для дальнейшего проектирования.

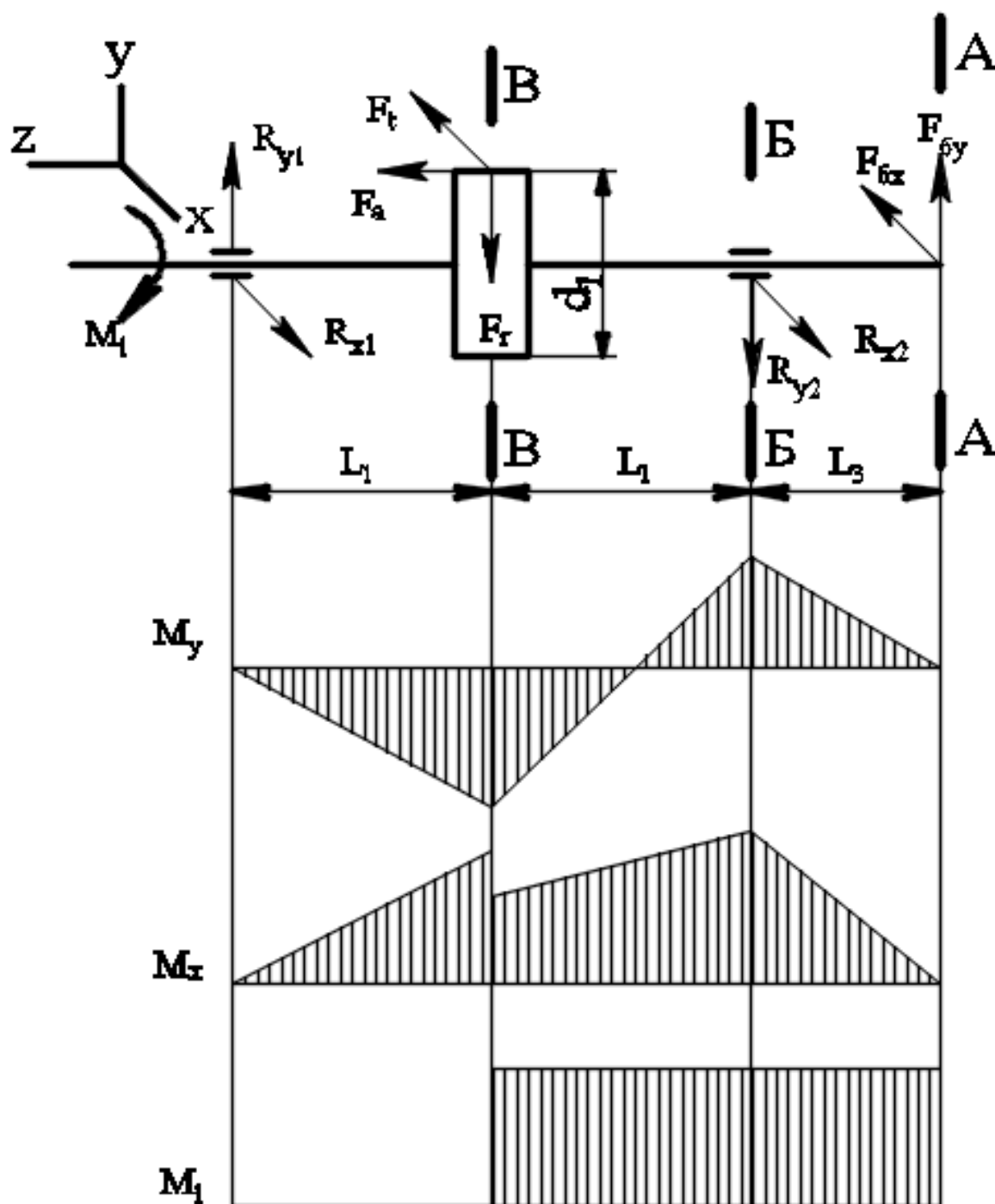


Рисунок 3.19 Эпюры моментов и опасные сечения вала

3.2.9 Проверочный расчет подшипников

Расчет подшипников качения механических передач проводят по критериям работоспособности: долговечность и грузоподъемность. Проверочный расчет подшипников качения редуктора проводим по заданной долговечности [4, 12].

Исходными данными для проверочного расчета являются: предварительно выбранные подшипники (раздел 3.2.7) таблица 3.24; нагрузки на подшипники, частота вращения валов.

Порядок проверочного расчета подшипников:

- 1 Определяем радиальные и осевые нагрузки на подшипник;
- 2 Определяем коэффициенты учитывающие виды нагрузок;
- 3 Определяем эквивалентную нагрузку на подшипник;
- 4 Проверяем подшипник на долговечность.

В зависимости от выбранного типа подшипника уточняем виды нагрузок на подшипник.

Радиальный шариковый подшипник применяют в основном при радиальной нагрузке, при этом допускается осевая нагрузка до 35 % от радиальной. Радиальные роликовые подшипники осевой нагрузки не воспринимают, а упорные шариковые не воспринимают радиальной нагрузки.

В радиальных шариковых подшипниках радиальная и осевая сила принимается по действующим нагрузкам, коэффициенты нагрузок определяются по соотношениям сил и выбирают из таблицы 3.25.

Таблица 3.25 – Коэффициенты нагрузок для однорядных радиальных шариковых подшипников

Угол контакта α , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \geq e$		e
		X	Y	
0	0,014	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99	0,22
	0,056		1,71	0,26
	0,084		1,55	1,28
	0,110		1,45	0,30
	0,170		1,31	0,34
	0,280		1,15	0,38
	0,420		1,04	0,42
	0,560		1,00	0,44

В радиально-упорных шариковых подшипниках радиальная сила принимается по действующим нагрузкам. От радиальных нагрузок возникают осевая составляющая, которая определяется по формуле:

$$S = e \cdot F_r, \quad (3.66)$$

где e – параметр учитывающий осевую нагрузку.

Коэффициенты нагрузок для радиально-упорных шариковых подшипников определяются по соотношениям сил и выбирают из таблицы 3.26.

Таблица 3.26 – Коэффициенты нагрузок для однорядных радиально-упорных шариковых подшипников

Угол контакта α , град	$\frac{F_a}{C_0}$	$\frac{F_a}{VF_r} \succ e$		e
		X	Y	
12	0,014	0,45	1,81	0,30
	0,029		1,62	0,34
	0,057		1,46	0,37
	0,086		1,34	0,41
	0,110		1,22	0,45
	0,170		1,13	0,48
	0,290		1,04	0,52
	0,430		1,01	0,54
	0,570		1,00	0,54
26	–	0,41	0,87	0,68
36	–	0,37	0,66	0,95
Примечание: при $\frac{F_a}{VF_r} \prec e$ принимают $X=1$ и $Y=0$.				

В радиально-упорных роликовых подшипниках радиальная сила принимается по действующим нагрузкам. От радиальных нагрузок возникают осевая составляющая, которая определяется по формуле:

$$S = 0,83 \cdot e \cdot F_r \quad (3.67)$$

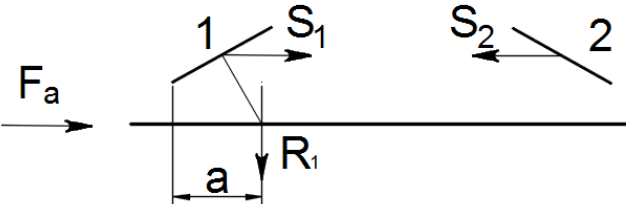
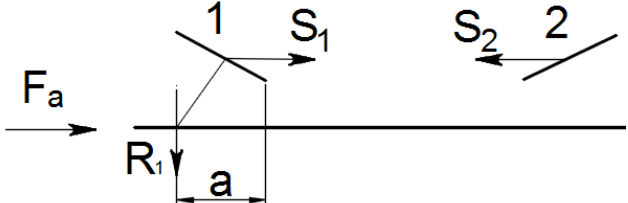
Коэффициенты нагрузок для радиально-упорных роликовых подшипников определяются по соотношениям сил и выбирают из таблицы 3.27.

Таблица 3.27 – Коэффициенты нагрузок для радиально-упорных роликовых подшипников

$\frac{F_a}{VF_r} \prec e$		$\frac{F_a}{VF_r} \succ e$		e
X	Y	X	Y	
однорядные				
1	0	0,40	0,4ctga	1.5tga
двухрядные				
1	0,45ctga	0,67	0,67 ctga	1.5tga
Примечание: для радиально-упорных роликовых подшипников значения Y и e приведены в таблицах подшипников				

Для определения полной осевой нагрузки для радиально-упорных подшипников применяют таблицу 3.28.

Таблица 3.28– Формулы и схемы для определения осевой нагрузки

Схема нагрузки	Соотношения сил	Результирующая осевая нагрузка
	$S_1 \geq S_2; F_a \geq 0$ $S_1 < S_2; F_a > S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_1$ $F_{a2} = S_1 + F_a$
	$S_1 < S_2; F_a < S_2 - S_1$	$F_{a1} = S_2 - F_a$ $F_{a2} = S_2$

После того как мы определились с величинам радиальных и осевых составляющих реакций подшипников, также по соотношению этих величин определили коэффициенты нагрузок приступаем к определению эквивалентной нагрузки. Эквивалентную нагрузку определяем по следующей формуле:

$$F_{\text{экв}} = (XVR + YF_a) K_B K_T, \quad (3.68)$$

где R, F_a – силы действующие на подшипник; V – коэффициент вращения кольца; X, Y –нагрузочные коэффициенты; K_B – безопасный коэффициент; K_T – температурный коэффициент.

Долговечность подшипника, измеряемая в оборотах, определяется по следующей формуле:

$$L = \left(\frac{C}{F_{\text{экв}}} \right)^m, \quad (3.69)$$

где C – динамическая грузоподъёмность подшипника; m – коэффициент учитывающий тело качения подшипника (для шариковых-0,3, для роликовых - 0,33).

Долговечность в часах можно вычислить по следующей формуле:

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60n}. \quad (3.70)$$

Полученное значение номинальной долговечности сравниваем с заданным. Если полученное значение долговечности меньше заданного, выбирают подшипник серией выше и проводят дополнительную проверку.

3.2.10 Выбор шпонок

Выбор шпоночных соединений проводят по следующим рекомендациям:

- выбор размеров шпоночных соединений (сечение) проводят по диаметру валов, на котором располагаются соединяемые детали, длина шпонки выбирается из конструктивных соображений (табл. 3.29, рис. 3.20);

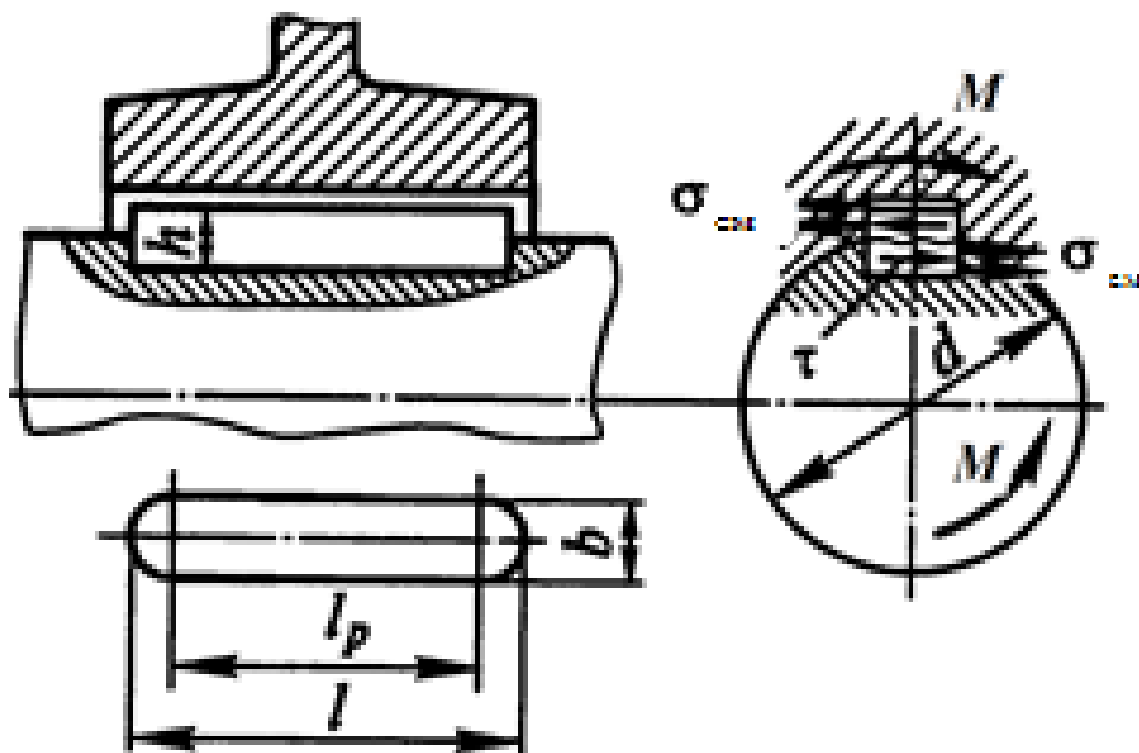


Рисунок 3.20 Шпоночное соединение (призматическое)

- критерием работоспособности является прочность на смятие тела шпонок;

- при недостаточной прочности рекомендуется ставить несколько шпонок по окружности через 180° или 120° [11, 12].

Проверку призматических и сегментных шпонок выполняют по условию смятия и среза:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma]_{\text{см}}, \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{2M}{dlb} \leq [\tau]_{\text{ср}}, \quad (3.71)$$

где h – высота шпонки; d – диаметр вала; t_1 – глубина паза шпонки на валу; b – ширина шпонки; l – длина шпонки.

Таблица 3.29 – Параметры призматической шпонки (ГОСТ 23360-78)

Диаметр вала	Ширина шпонки	Высота шпонки	Глубина паза		Длина шпонки, l, мм	
d , мм	b , мм	h , мм	вала, t_1 , мм	ступицы, t_2 , мм	<u>min</u>	<u>max</u>
12...17	5	5	3,0	2,3	10	56
17...22	6	6	3,5	2,8	14	70
22...30	8	7	4,0	3,0	18	90
30...38	10	8	5,0	3,3	22	110
38...44	12	8	5,0	3,3	28	140
44...50	14	9	5,5	3,8	36	160
50...58	16	10	6,0	4,3	45	180
58...65	18	11	7,0	4,4	50	200
65...75	20	12	7,5	4,9	56	220
75...85	22	14	9,0	5,4	63	250
85...95	25	14	9,0	5,4	70	280
95...110	28	16	10,2	6,4	80	320
110...130	32	18	11,0	7,4	90	360

3.2.11 Проверочный расчет валов

Исходные данные: результаты проектного расчета валов, эпюра момента валов с указанием опасных сечений, материал вала (выбор материала с углеродистой стали), размеры шпонок, подшипников, диаметры валов.

Третий этап расчета вала на выносливость выполняют для того, чтобы провести проверку опасных сечений вала, которые появились вследствие максимальных силовых моментов и концентраторов напряжений [4, 12]. Концентраторы напряжений вызваны механическими воздействиями на вал, такие как фрезерование шпоночных канавок, сверление отверстий, нарезание резьбы, прессовая посадка и т.д. Опасные сечения мы определяем из эпюры моментов и эскиза вала (рис.3.19) опасные сечения А-А, Б-Б, В-В.

Суть проверочного расчета заключается в определении коэффициента запаса прочности, который представляет собой отношение предельного напряжения материала к рабочему напряжению. Предельное напряжение зависит от физико-механических свойств материала и вида нагрузки. Для вращающегося вала редуктора с зубчатыми колесами при изгибающей нагрузке предельные напряжения изменяются по симметричному циклу, а для кручения по пульсирующему циклу.

Коэффициенты запаса прочности по каждой нагрузке определяются отдельно по следующим формулам:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{k_{\sigma}\sigma_a / \varepsilon_{\sigma} + \psi_{\sigma}\sigma_m}, \quad n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{k_{\tau}\tau_a / \varepsilon_{\tau} + \psi_{\tau}\tau_m}, \quad (3.72)$$

где σ_{-1} и τ_{-1} – предельные напряжения материала вала; k_{σ} и k_{τ} – показатели концентрации напряжений (табл. 3.30-3.31); ε_{σ} и ε_{τ} – коэффициенты учета геометрических параметров вала (табл. 3.32); σ_a и τ_a – действительные напряжения; σ_m и τ_m – значение средних напряжений ($\sigma_m = 0$, $\tau_m = \tau_a$); ψ_{σ} и ψ_{τ} – коэффициенты асимметрии напряжений.

Общий коэффициент запаса прочности n , определяется по формуле:

$$n = \frac{n_{\sigma}n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} \geq [n] = 2,5, \quad (3.73)$$

где n_{σ} и n_{τ} – коэффициенты запаса по изгибу и кручению.

Амплитудные значения нормальных напряжений определяются с учетом изгибающего момента и момента сопротивления при изгибе (осевой) в опасном сечении:

$$\sigma_a = \frac{M_{из}}{W_{нетто}}, \quad W_{нетто} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d}, \quad (3.74)$$

где d – диаметр вала в опасном сечении, мм; b – ширина шпонки, мм; t_1 – глубина паза шпонки в валу, мм; $M_{из}$ – изгибающий момент, Нмм.

Амплитудные значения касательных напряжений определяются с учетом крутящего момента и момента сопротивления при кручении (полярный) в опасном сечении:

$$\tau_a = \frac{M_{кр}}{2W_{к, нетто}}, \quad W_{к, нетто} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 (d - t_1)^2}{2d} \quad (3.75)$$

где $M_{кр}$ – крутящий момент на валу, Нмм.

Величины коэффициентов концентратора напряжения и масштабных факторов в зависимости от условий приведены в таблицах 3.30-3.32.

Таблица 3.30 – Значения коэффициентов концентратора напряжений при наличии шпоночного паза

коэффициенты	σ_b , Н/мм ²				
	600	700	800	900	1000
k_{σ}	1,6	1,75	1,80	1,90	2,0
k_{τ}	1,5	1,6	1,7	1,9	2,1

Таблица 3.31 – Значения отношения коэффициентов концентратора напряжений и масштабного фактора для валов с напрессованными деталями

$k_\sigma/\varepsilon_\sigma$ при диаметре вала d, мм	σ_b , Н/мм ²				
	600	700	800	900	1000
14	2,0	2,3	2,6	3,0	3,3
22	2,35	2,6	3,0	3,4	3,8
30	2,6	2,8	3,3	3,8	4,2
40	2,7	3,2	3,65	4,0	4,6
50	3,3	3,6	4,0	4,5	4,8
Примечание для касательных напряжений $\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4$					

Таблица 3.32 – Коэффициенты учета геометрических параметров вала

Сталь	ε	диаметр вала d, мм						
		20	30	40	50	70	100	200
углеродистая	ε_σ	0,92	0,88	0,85	0,82	0,76	0,70	0,61
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
легированная	ε_σ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
	ε_τ	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

3.2.12 Сборочный чертеж редуктора

Исходными данными для сборочного чертежа являются: эскизная компоновка редуктора, геометрические размеры зубчатых пар, валов, подшипников, корпусных деталей и других деталей [11, 12].

Сборочный чертеж редуктора выполняют в двух-трех проекциях с необходимыми разрезами и сечениями методом проекционного черчения. Одну из проекций (вид сверху) выполняют со снятой крышкой. Сборочный чертеж редуктора дополняют стандартными деталями такие как уплотнительные кольца, манжеты, масло указатели, заливные окна, заглушки, рым-болты, болты с гайками, штифты и т.д. На сборочном чертеже редуктора наносят габаритные, установочные (присоединительные) и посадочные размеры. Проставляют нумерацию деталей, которая сопровождается спецификацией. Прописывают техническую характеристику и требования при сборке редуктора (Приложение Б).

4. ЗАДАНИЯ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КУРСОВОЙ РАБОТЫ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ И ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА»

1 - задание

Исследование и проектирование механического привода к нецентральному кривошипно-шатунному механизму, изображенному на рисунке 4.1. Данные для расчета приведены в таблице 4.1.

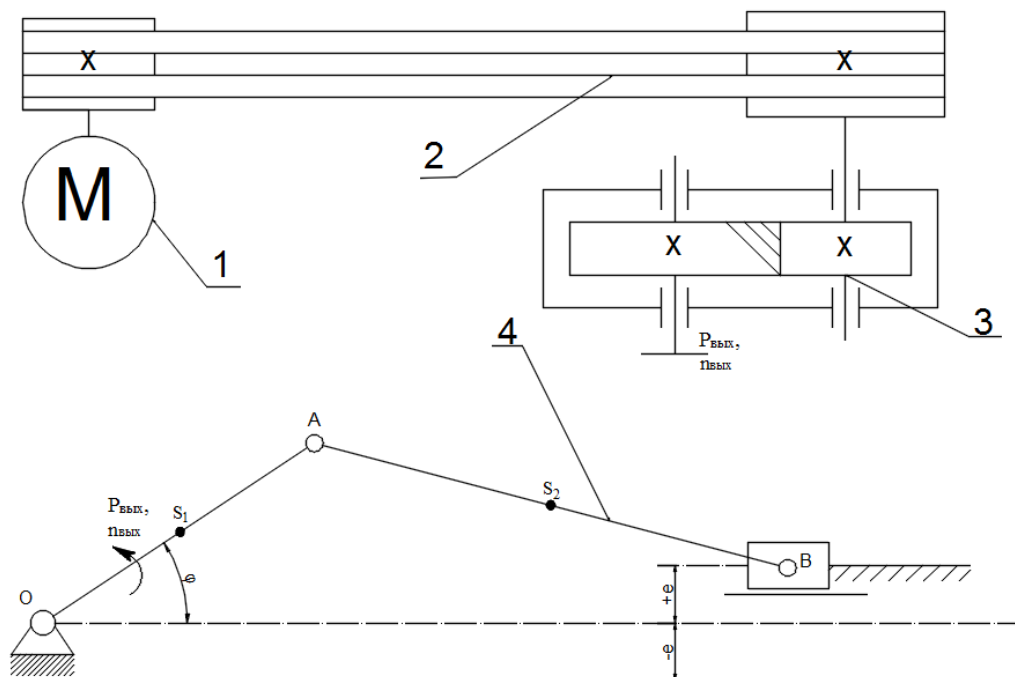


Рисунок 4.1. Привод нецентрального кривошипно-шатунного механизма: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – кривошипно-шатунный механизм.

Таблица 4.1 – Данные для механического привода к нецентральному кривошипно-шатунному механизму

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	3,3	6,6	4,8	3,5	2,0	2,6	3,5	5,6	2,4	3,0
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	170	450	288	192	172	266	398	270	128	114
$t, \text{ тыс. час.}$	20	20	20	20	20	20	20	20	20	20
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{ м}$	0,015	0,020	0,025	0,030	0,035	0,04	0,045	0,05	0,055	0,06
$l_{AB}, \text{ м}$	0,060	0,075	0,085	0,12	0,125	0,13	0,145	0,16	0,18	0,20
$e, \text{ м}$	+0,01	+0,012	-0,012	-0,014	+0,02	-0,02	+0,03	-0,03	+0,04	-0,04

2 – задание

Исследование и проектирование механического привода к кривошипно-шатунному механизму, изображенному на рисунке 4.2. Данные для расчета приведены в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Данные для кривошипно-шатунного механизма

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{кВт}$	6,4	5,8	5,0	8,8	8,5	6,2	9,1	8,0	7,0	5,5
$n_{\text{вых}}, \text{мин}^{-1}$	77	80	66	96	81	121	113	76	92	43
$t, \text{тыс. час.}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
$\varphi, \text{град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{м}$	0,25	0,20	0,25	0,15	0,10	0,30	0,03	0,12	0,40	0,30
$l_{AB}, \text{м}$	1,0	1,0	1,0	0,8	0,5	1,2	0,40	0,5	1,5	1,4

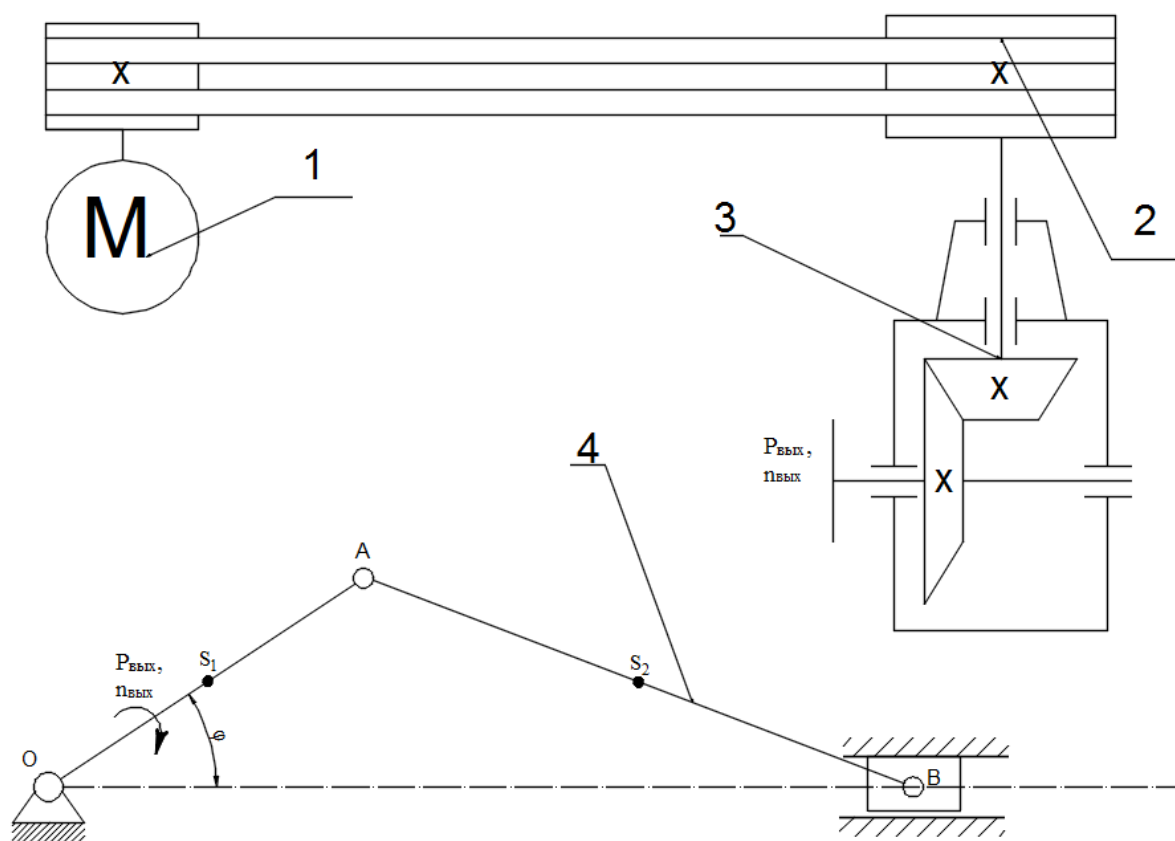


Рисунок 4.2 Привод к кривошипно-шатунному механизму:
1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор;
4 – кривошипно-шатунный механизм.

3 – задание

Исследование и проектирование механического привода к нецентральному кривошипно-шатунному механизму, изображенному на рисунке 4.3. Данные для расчета приведены в таблице 4.3.

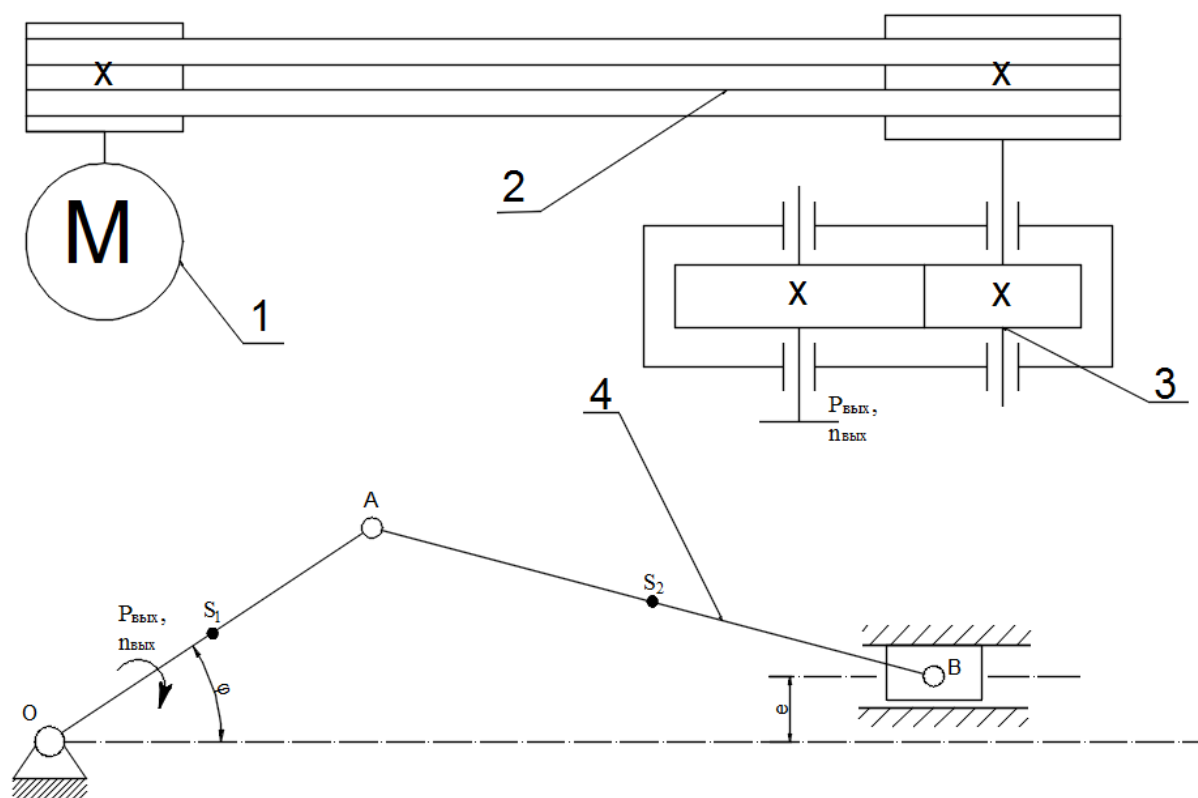


Рисунок 4.3 Привод нецентрального кривошипно-шатунного механизма: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – кривошипно-шатунный механизм.

Таблица 4.3 – Данные для механического привода к нецентральному кривошипно-шатунному механизму

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	2,5	9,0	6,8	5,0	3,6	5,5	6,8	6,2	4,6	3,3
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	136	230	114	96	86	130	200	86	75	90
$t, \text{ тыс. час.}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{ м}$	0,25	0,20	0,25	0,25	0,10	0,30	0,08	0,12	0,40	0,30
$l_{AB}, \text{ м}$	1,0	0,8	1,0	0,8	0,5	1,2	0,40	0,5	1,2	1,0
$e, \text{ м}$	0,20	0,10	0,10	0,15	0,05	0,20	0,05	0,5	0,20	0,15

4 – задание

Исследование и проектирование механического привода к рычажному механизму перемещения резца поперечно-строгального станка, изображенному на рисунке 4.4. Данные для расчета приведены в таблице 4.4.

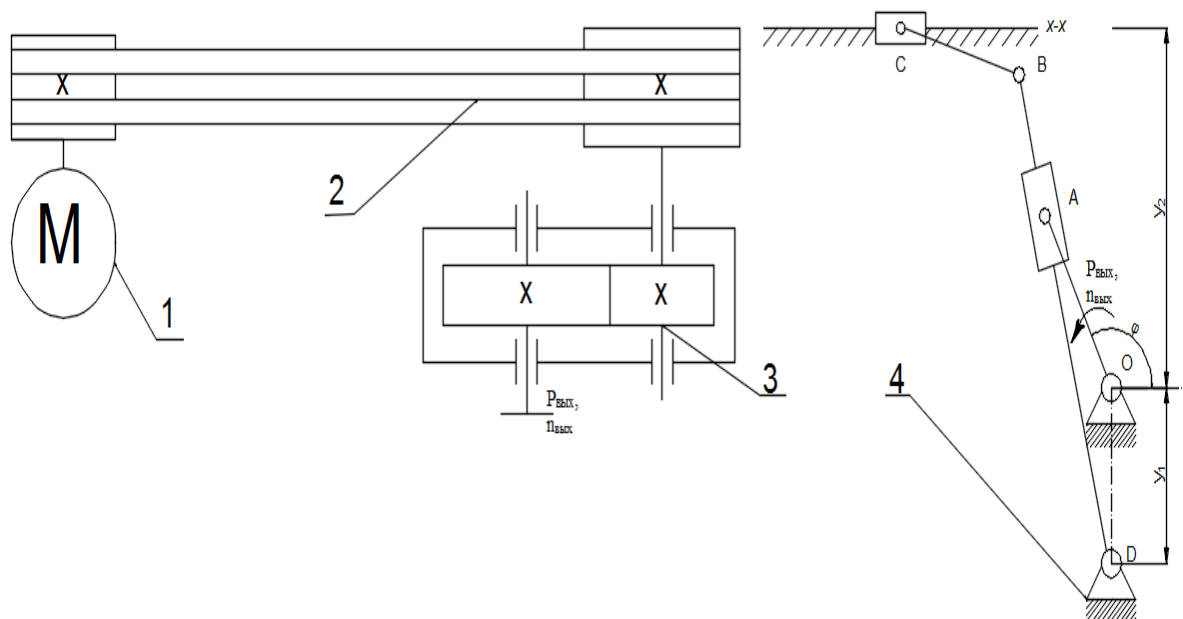


Рисунок 4. Привод к рычажному механизму перемещения резца поперечно-строгального станка: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача ; 3 – редуктор; 4 – рычажный механизм.

Таблица 4.4 – Данные для механического привода к рычажному механизму перемещения резца поперечно-строгального станка

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	9,0	2,7	3,6	5,0	6,8	5,5	1,6	4,8	7,5	6,0
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	124	96	81	92	110	96	86	69	83	100
$t, \text{ тыс. час.}$	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{ м}$	0,09	0,12	0,11	0,10	0,08	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
$l_{DB}, \text{ м}$	1,05	0,82	0,81	0,80	0,75	0,76	0,82	0,84	0,78	0,90
$l_{BC}, \text{ м}$	0,40	0,29	0,28	0,28	0,24	0,27	0,30	0,29	0,32	0,31
$Y_1, \text{ м}$	0,55	0,45	0,43	0,40	0,37	0,45	0,50	0,41	0,40	0,41
$Y_2, \text{ м}$	0,60	0,42	0,48	0,45	0,40	0,32	0,35	0,45	0,41	0,49

5 – задание

Исследование и проектирование механического привода к рычажному механизму перемещения иглы вязального станка, изображенному на рисунке 4.5. Данные для расчета приведены в таблице 4.5.

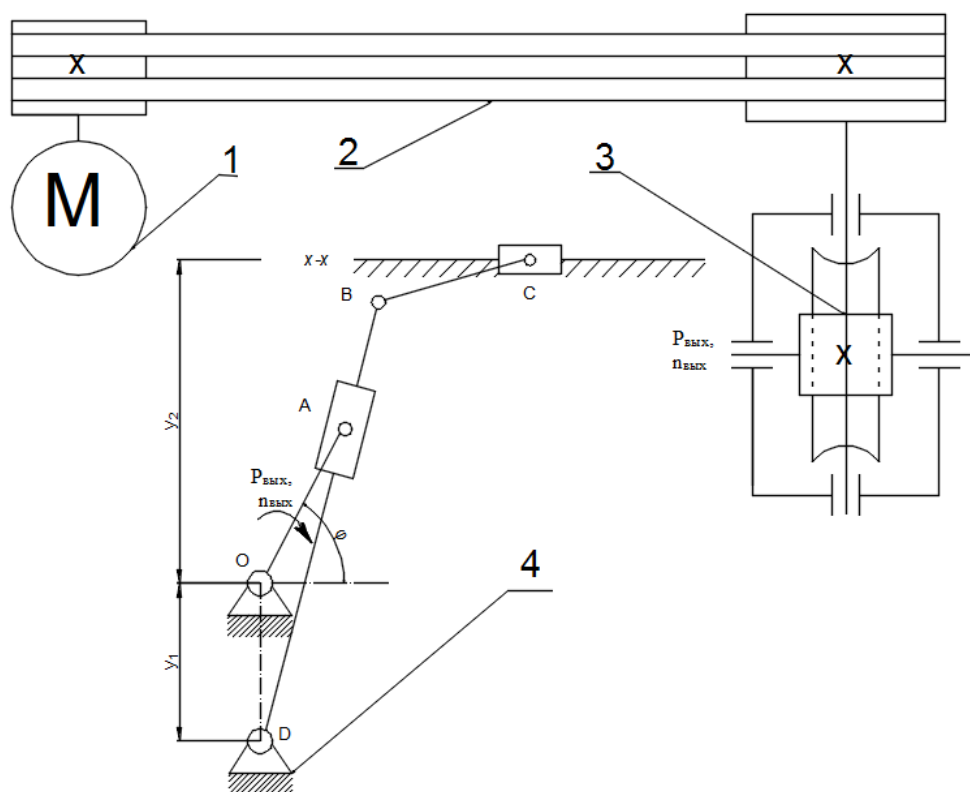


Рисунок 4.5 Привод рычажному механизму перемещения иглы вязального станка: 1 – электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – червячная передача; 4 – рычажный механизм.

Таблица 4.5 – Данные для механического привода к рычажному механизму перемещения иглы вязального станка

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	2,9	1,1	0,8	1,6	1,1	2,9	1,8	1,4	2,8	3,6
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	26	30	25	55	75	45	25	32	15	51
$t, \text{ тыс. час.}$	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{ м}$	0,08	0,11	0,09	0,12	0,11	0,09	0,10	0,11	0,12	0,13
$l_{DB}, \text{ м}$	0,80	0,78	0,84	0,90	0,82	0,76	0,82	0,84	0,78	0,90
$l_{BC}, \text{ м}$	0,26	0,30	0,31	0,32	0,27	0,27	0,30	0,29	0,32	0,31
$y_1, \text{ м}$	0,42	0,44	0,45	0,46	0,42	0,45	0,50	0,41	0,40	0,41
$y_2, \text{ м}$	0,45	0,35	0,39	0,45	0,40	0,32	0,35	0,45	0,41	0,49

6 – задание

Исследование и проектирование механического привода к рычажному механизму пилонасекательной машины, изображенному на рисунке 4.6. Данные для расчета приведены в таблице 4.6.

Таблица 4.6 – Данные для механического привода к рычажному механизму пилонасекательной машины

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	3,3	4,5	3,3	1,8	2,5	3,3	5,5	6,5	6,0	6,8
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	163	144	96	85	127	193	161	138	240	197
$t, \text{ тыс. час.}$	21	21	21	21	21	21	21	21	21	21
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$a, \text{ м}$	0,72	0,63	0,54	0,45	0,95	0,84	0,72	0,62	0,54	0,45
$b, \text{ м}$	0,48	0,45	0,38	0,30	0,65	0,57	0,50	0,42	0,38	0,30
$c, \text{ м}$	0,25	0,22	0,19	0,15	0,25	0,22	0,19	0,16	0,19	0,15
$l_{OA}, \text{ м}$	0,16	0,14	0,12	0,10	0,17	0,15	0,13	0,11	0,12	0,10
$l_{AB}, \text{ м}$	0,46	0,40	0,34	0,29	0,48	0,42	0,36	0,31	0,34	0,29
$l_{BC}, \text{ м}$	0,80	0,70	0,60	0,50	1,0	0,88	0,76	0,65	0,60	0,50

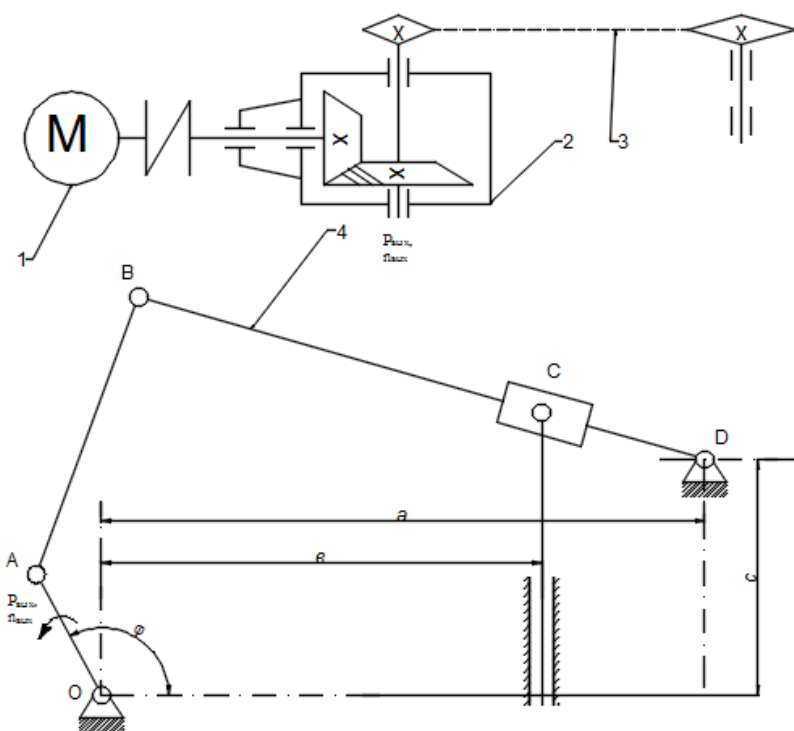


Рисунок 4.6 Привод к рычажному механизму пилонасекательной машины: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная передача; 4 – рычажный механизм.

7 – задание

Исследование и проектирование механического привода к шарнирно-рычажному механизму насоса заправщика, изображенному на рисунке 4.7. Данные для расчета приведены в таблице 4.7.

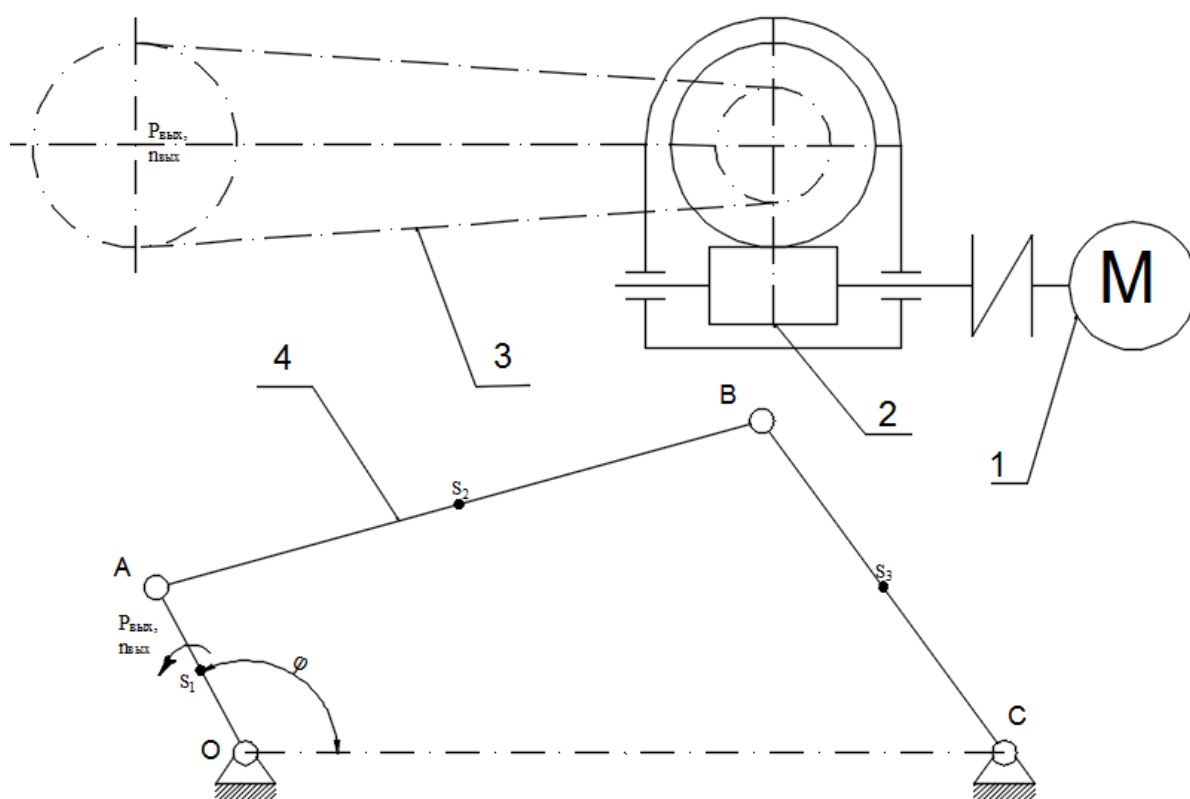


Рисунок 4.7 Привод к шарнирно-рычажному механизму насоса заправщика: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная передача; 4 – шарнирно-рычажному механизму.

Таблица 4.7 – Данные для механического привода к шарнирно-рычажному механизму насоса заправщика

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	1,5	2,5	2,1	2,8	2,3	3,0	3,4	4,6	5,0	5,4
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	32	28	40	72	25	48	20	30	35	46
$t, \text{ тыс. час.}$	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
$\varphi, \text{ град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{ м}$	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25	0,25
$l_{AB}, \text{ м}$	0,8	1,0	1,0	0,8	1,2	1,2	1,2	1,3	1,4	1,4
$l_{OC}, \text{ м}$	1,0	1,4	1,4	1,1	1,5	1,6	1,7	1,8	1,6	1,8
$l_{BC}, \text{ м}$	0,7	0,7	0,7	0,6	0,6	0,8	0,8	0,8	0,8	0,9

8 – задание

Исследование и проектирование механического привода к шарнирно-рычажному механизму дозатора, изображенному на рисунке 4.8. Данные для расчета приведены в таблице 4.8.

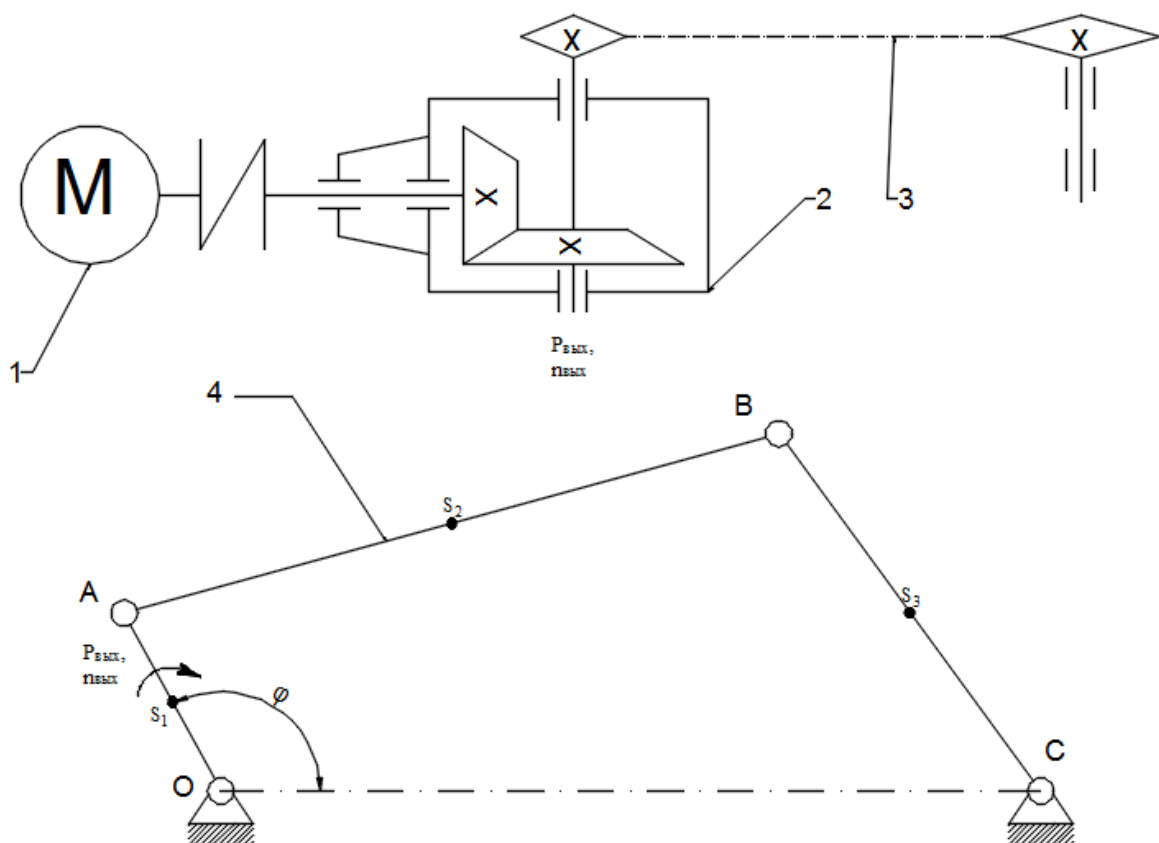


Рисунок 4.8 Привод к шарнирно-рычажному механизму насоса заправщика: 1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная передача; 4 – шарнирно-рычажному механизму.

Таблица 4.8 – Данные для механического привода к шарнирно-рычажному механизму дозатора

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{кВт}$	3,0	2,5	3,3	4,0	4,5	6,2	8,2	5,5	1,4	9,1
$n_{\text{вых}}, \text{мин}^{-1}$	123	128	114	170	268	300	192	180	167	102
$t, \text{тыс. час.}$	11	11	11	11	11	11	11	11	11	11
$\varphi, \text{град}$	30	60	90	120	150	210	240	270	300	330
$l_{OA}, \text{м}$	0,15	0,15	0,15	0,20	0,20	0,20	0,30	0,30	0,30	0,30
$l_{AB}, \text{м}$	0,6	0,6	0,6	0,8	1,0	0,9	1,0	1,2	1,4	0,5
$l_{OC}, \text{м}$	0,8	0,8	0,8	1,1	1,4	1,0	1,2	1,2	1,8	1,6
$l_{BC}, \text{м}$	0,5	0,4	0,4	0,6	0,7	0,5	0,6	0,7	0,9	0,6

9 - задание

Исследование и проектирование механического привода к кулисному механизму досылателя, изображенному на рисунке 4.9. Данные для расчета приведены в таблице 4.9.

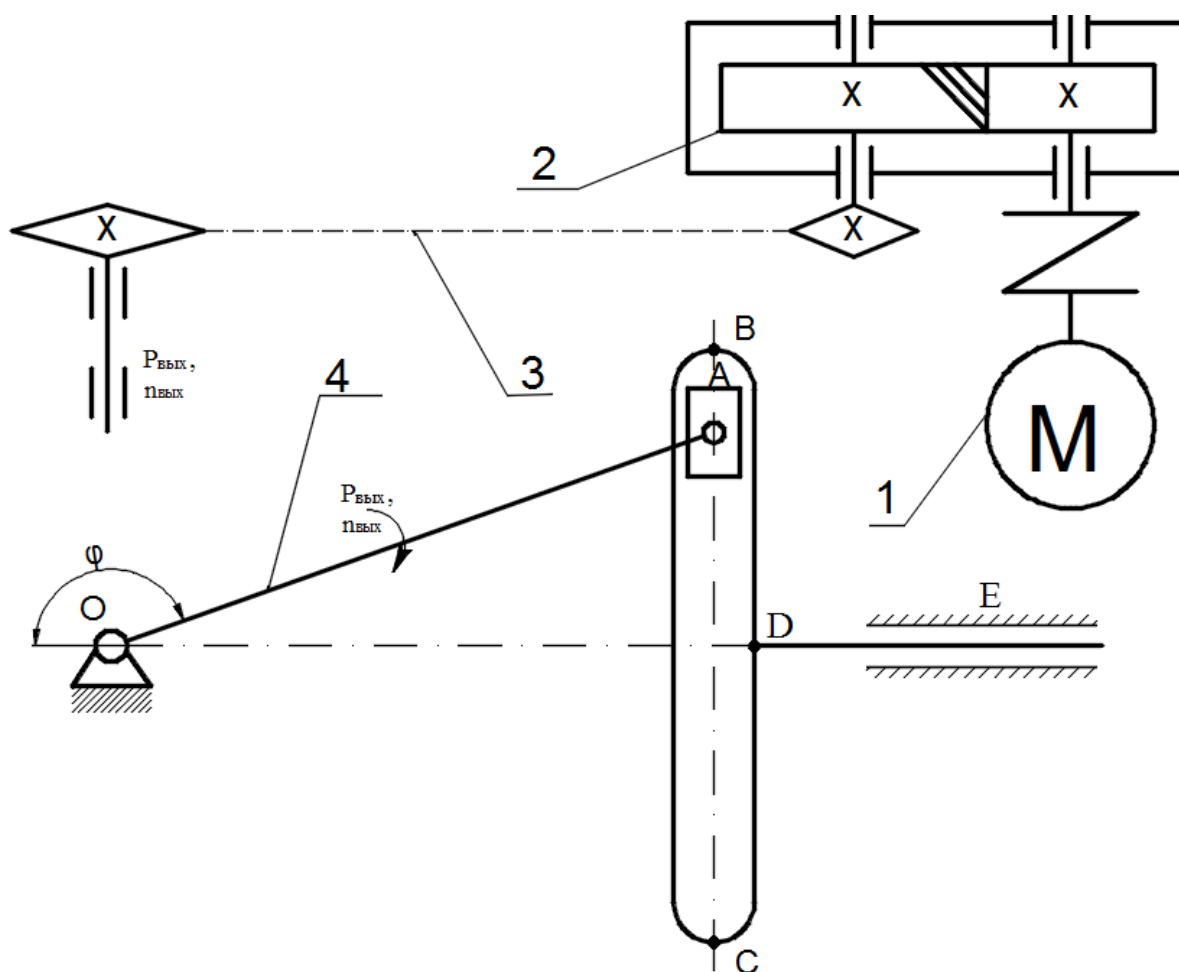


Рисунок 4.9 Привод к кулисному механизму досылателя:
1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная передача; 4 – кулисный механизм.

Таблица 4.9 – Данные для механического привода к кулисному механизму досылателя

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{кВт}$	8,4	9,2	6,8	4,4	4,7	7,4	8,0	4,8	4,0	6,3
$n_{\text{вых}}, \text{мин}^{-1}$	184	134	159	182	144	179	151	120	100	130
$t, \text{тыс. час.}$	12	12	12	12	12	12	12	12	12	12
$\varphi, \text{град}$	30	60	90	120	150	210	240	300	330	45
$l_{OA}, \text{м}$	0,05	0,05	0,05	0,05	0,08	0,08	0,08	0,10	0,10	0,10
$l_{BC}, \text{м}$	0,12	0,12	0,12	0,12	0,18	0,18	0,18	0,22	0,22	0,22
$l_{DE}, \text{м}$	0,1	0,1	0,1	0,1	0,15	0,15	0,15	0,2	0,2	0,2

10 – задание

Исследование и проектирование механического привода к кулисному механизму пуансона, изображенному на рисунке 4.10. Данные для расчета приведены в таблице 4.10.

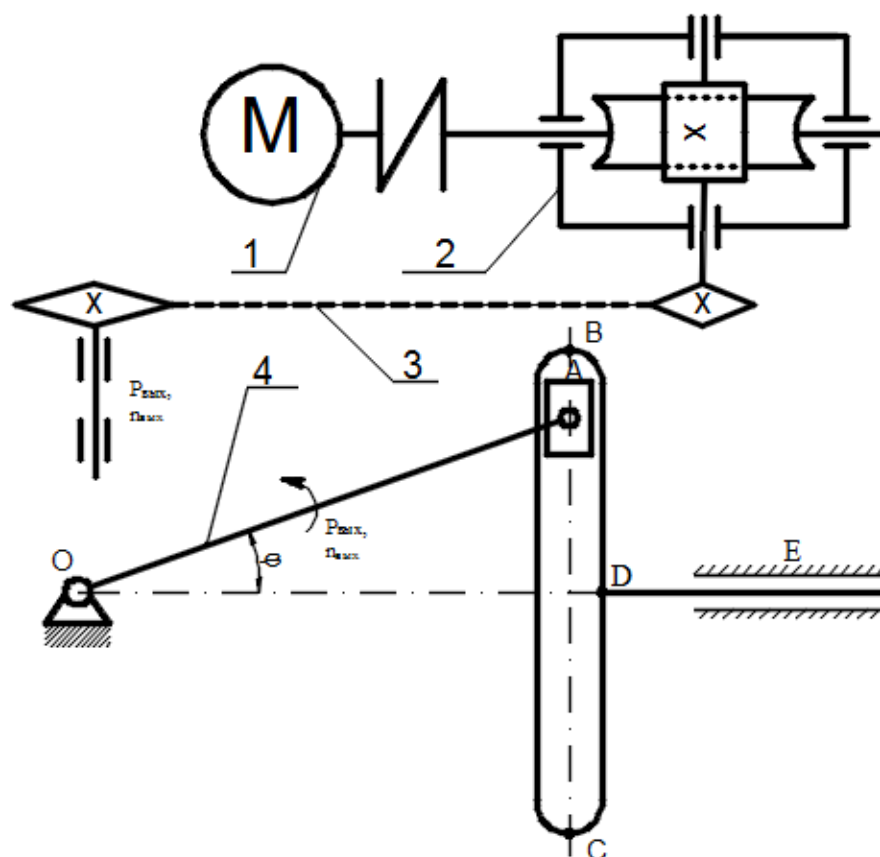


Рисунок 4.10 Привод к кулисному механизму досылателя:
1 – электродвигатель; 2 – редуктор; 3 – цепная передача; 4 – кулисный механизм.

Таблица 4.10 – Данные для механического привода к кулисному механизму досылателя

Исходные данные	Варианты									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$P_{\text{вых}}, \text{ кВт}$	6,7	6,4	4,7	3,4	2,6	8,5	7,4	3,0	5,0	5,5
$n_{\text{вых}}, \text{ мин}^{-1}$	110	86	75	90	135	120	130	114	81	92
$t, \text{ тыс. час.}$	13	13	13	13	13	13	13	13	13	13
$\varphi, \text{ град}$	90	135	225	270	315	120	150	210	240	270
$l_{OA}, \text{ м}$	0,1	0,1	0,15	0,15	0,15	0,15	0,04	0,04	0,04	0,04
$l_{BC}, \text{ м}$	0,22	0,22	0,35	0,35	0,35	0,35	0,10	0,10	0,10	0,10
$l_{DE}, \text{ м}$	0,2	0,2	0,25	0,25	0,25	0,25	0,08	0,08	0,08	0,08

ЛИТЕРАТУРА

1. Проскорякова Ю. А. Основы теории и методы проектирования механизмов, систем приводов и деталей машин: учебное пособие / Ю.А. Проскорякова. — Ростов-на-Дону: РГУПС, 2021. — 98 с.
2. Сорокин А. Н. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин: учебное пособие / А. Н. Сорокин, Г. В. Редреев, А. С. Клоков. — Омск: Омский ГАУ, 2019. — 112 с.
3. Поезжаева Е. В. Теория механизмов и механика систем машин в задачах и решениях: учебное пособие / Е. В. Поезжаева. — Пермь: ПНИПУ, 2011. — 539 с.
4. Копылов О. А. Методические указания по выполнению курсовых проектов по дисциплине «Детали машин» / О. А. Копылов, С. Е. Сабо, К. В. Щурин; под редакцией К. В. Щурина. — Королёв: МГОТУ, 2019. - 220 с.
5. Дусенов М.К. Теоретическая и прикладная механика. Часть 2. Теория механизмов и машин. Детали машин: учебное пособие / М.К. Дусенов, Ж.К. Кубашева. — Уральск: ЗКАТУ им. Жангир хана, 2021. — 168 с.
6. Дүзелбаев С. Т. Машина тетіктері [Текст]: ЖОО студ. арналған оқулық / С. Т. Дүзелбаев. - Алматы: Бастау, 2014. — 408 с.
7. Дусенов М.К. 5B071200 – «Машина жасау», 5B071300 – «Көлік, көлік техникасы және технологиялары» мамандықтарының студенттеріне «Машина бөлшектері мен конструкциялау негіздері» пәнінен курстық жұмысты орындауға арналған әдістемелік нұсқаулар / М.К. Дусенов–Уральск: ЗКАТУ, 2013. –54 б.
8. Дусенов М.К. «Машина бөлшектері мен құрастыру негіздері» пәнінен өзіндік жұмысын орындауға арналған әдістемелік нұсқаулар / М.К. Дусенов–Уральск: ЗКАТУ, 2013. –102 б.
9. Тюняев А. В. Детали машин / А. В. Тюняев, В. П. Звездаков, В. А. Вагнер — Санкт-Петербург: Лань, 2013. - 736 с.
10. Михайлов Ю. Б. Конструирование деталей механизмов и машин: учебное пособие / Ю. Б. Михайлов — М.: Юрайт, 2014. — 416 с.
11. Дусенов М.К. Основы конструирования и детали машин: учебное пособие / М.К. Дусенов. — Уральск: Издательство ЗКАТУ, 2015. —155 с.
12. Чернавский С.А. Проектирование механических передач: учебное пособие / С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С.Козинцов. и др. — 7-е изд., перераб. и доп. — М.: Инфра М, 2013. — 536 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

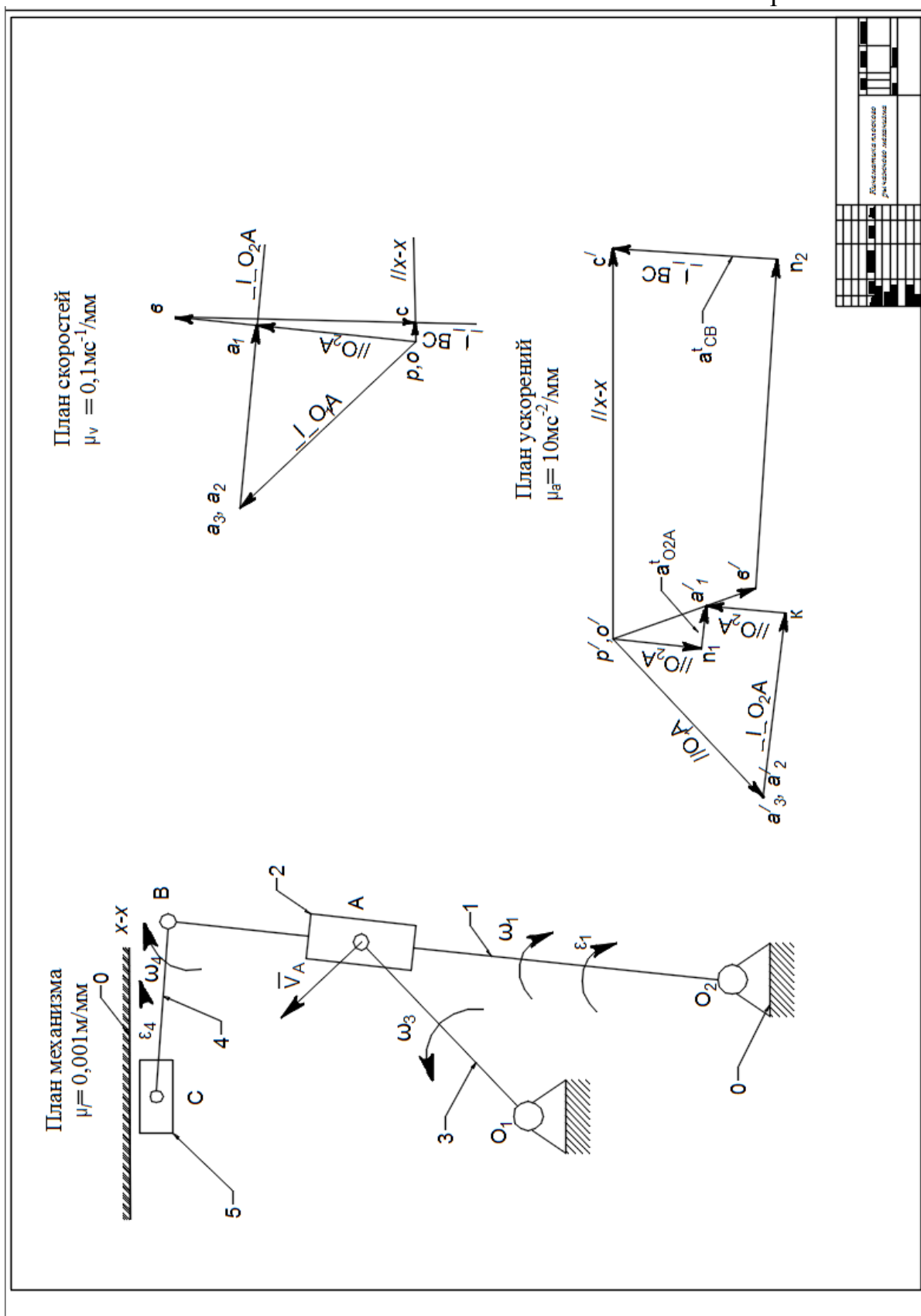


Рисунок А.1 Кинематика плоского рычажного механизма

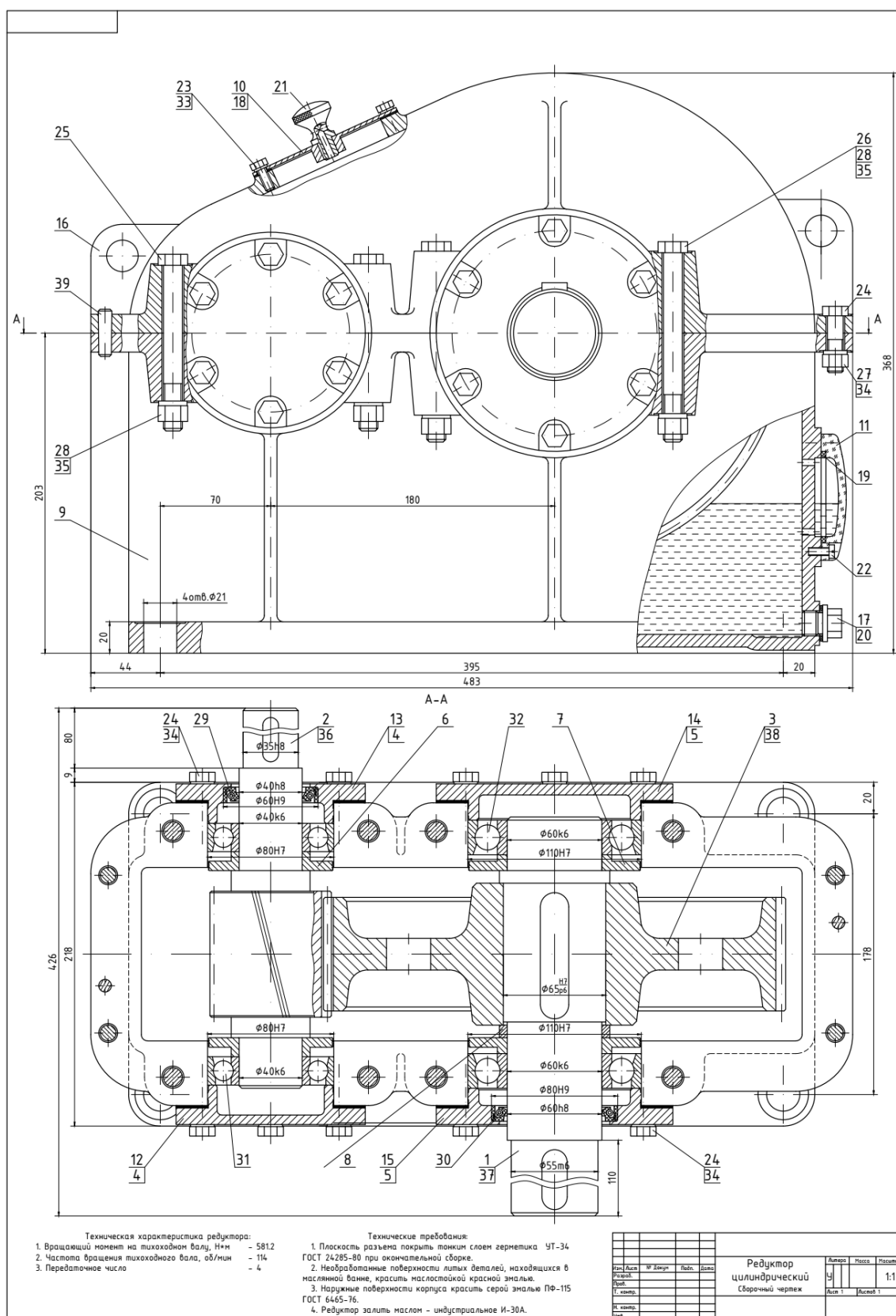


Рисунок Б.1 Редуктор цилиндрический

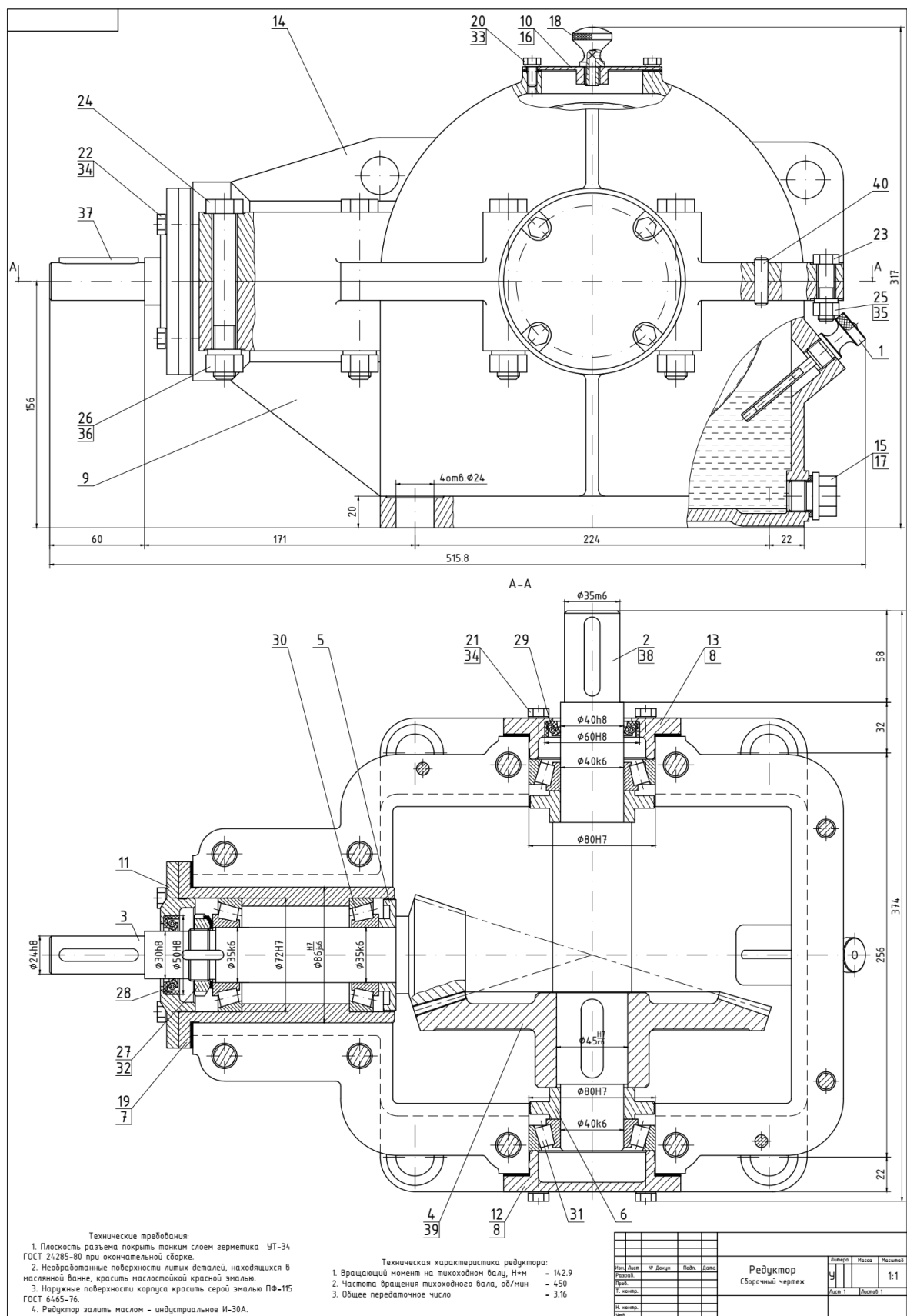


Рисунок Б.2 Редуктор конический

Формат		Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание	
Перв. примен.								
					Документация			
	А1				Сборочный чертеж			
					Детали			
	А3	1			Крышка	1		
		2			Корпус	1		
	А3	3			Червячное колесо	1		
Спроб. №	А3	4			Крышка подшипников	1		
	А3	5			Вал	1		
		6			Прокладка	1		
		7			Втулка	1		
		8			Крышка подшипников	1		
		9			Пластина	1		
		10			Прокладка	1		
		11			Вал-червяк	1		
		12			Прокладка	1		
		13			Крышка подшипников	1		
		14			Пластина	1		
	Инд. № дубл.		15			Покладка	1	
		16			Отдушина	1		
		17			Крышка смотрового люка	1		
		18			Маслоуказатель	1		
		19			Пробка	1		
		20			Крышка подшипников	1		
		21			Прокладка	2		
		22			Прокладка	2		
Взам. инд. №								
Инд. № подл.								
Подп. и дата								
Подп. и дата								
Изм. Лист								
Разраб. Пров.								
Н.контр. Утв.								
Червячный редуктор						Лит.	Лист	Листов
						4	1	2

Инв. № подл.	Подп. и дата	Взам. инв. №	Инв. № дубл.	Подп. и дата

89

Приложение В

Таблица В.1 - Технические характеристики закрытых, обдуваемых электродвигателей, единой серии 4А

Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹	Типоразмер двигателя	Мощность, кВт	Частота вращения, мин ⁻¹
Синхронная частота вращения 3000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 1500 мин ⁻¹		
4A50B2Y3	0,12	2710	4A50B4Y3	0,09	1370
4A56A2Y3	0,18	2800	4A56A4Y3	0,12	1375
4A56B2Y3	0,25	2770	4A56B4Y3	0,18	1365
4A63A2Y3	0,37	2750	4A63A4Y3	0,25	1380
4A63B2Y3	0,55	2740	4A63B4Y3	0,37	1365
4A71A2Y3	0,75	2840	4A71A4Y3	0,55	1390
4A71B2Y3	1,1	2810	4A71B4Y3	0,75	1390
4A80A2Y3	1,5	2850	4A80A4Y3	1,1	1420
4A80B2Y3	2,2	2850	4A80B4Y3	1,5	1415
4A90L2Y3	3,0	2840	4A90L4Y3	2,2	1425
4A100S2Y3	4,0	2880	4A100S4Y3	3,0	1435
4A100L2Y3	5,5	2880	4A100L4Y3	4,0	1430
4A112M2Y3	7,5	2900	4A112M4Y3	5,5	1445
4A132M2Y3	11,0	2900	4A132S4Y3	7,5	1445
4A160S2Y3	15,0	2940	4A132M4Y3	11,0	1460
4A160M4Y3	18,5	2940	4A160S4Y3	15,0	1465
Синхронная частота вращения 1000 мин ⁻¹			Синхронная частота вращения 750 мин ⁻¹		
4A63A6Y3	0,18	885	4A71B8Y3	0,25	680
4A63B6Y3	0,25	890	4A80A8Y3	0,37	675
4A71A6Y3	0,37	910	4A80B8Y3	0,55	700
4A71B6Y3	0,55	900	4A90LA8Y3	0,75	700
4A80A6Y3	0,75	915	4A100S8Y3	1,1	700
4A80B6Y3	1,1	920	4A112MA8Y3	1,5	700
4A90L6Y3	1,5	935	4A112MB8Y3	2,2	700
4A100L6Y3	2,2	950	4A132S8Y3	3,0	700
4A112MA6Y3	3,0	955	4A132M8Y3	4,0	720
4A112MB6Y3	4,0	950	4A160S8Y3	5,5	720
4A132S6Y3	5,5	965	4A180M8Y3	7,5	730
4A132M6Y3	7,5	970	4A200M8Y3	11,0	730
4A160S6Y3	11,0	975	4A200L8Y3	15,0	730
4A160M6Y3	15,0	975	4A225M8Y3	18,5	735

Таблица В.2 – Механические характеристики некоторых марок стали и чугуна

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	Предел прочности σ_b , МПа	Предел прочности σ_b , МПа	Твердость НВ (средняя)	Термообработка
Сталь углеродистая обыкновенного качества					
Ст2	<250	412...333	216...186	133	—
Ст3	<250	461...373	235...216	132	—
Ст4	<250	509...412	255...235	152	—
Ст5	<100	530	265	165...140	—
	100...300	490	255		—
	300...500	451	226		—
Сталь углеродистая качественная конструкционная					
Сталь 45	100...150	570	290	190	Нормализация
Сталь 45	<90	780	440	230	Улучшение
	90...120	730	390	210	
	>130	690	340	200	
Сталь 30 ХГС	<140	1020	840	260	
	>140	930	740	250	
Сталь 40Х	<120	930	690	270	
	120...160	880	590	260	
	>160	830	540	245	
Сталь 40ХН	<150	930	690	280	
	140...180	880	590	265	
	>180	835	540	250	
Сталь 40Л	—	520	290	160	Нормализация
45Л		540	310	180	
35ГЛ		590	340	190	
35ХГСЛ		790	590	220	
Серый чугун					
Марка чугуна	Предел прочности, МПа			Твердость НВ	
	растяжения σ_w	сжатия σ_c	изгиба σ_F		
СЧ 12-28	122	510	286	143...229	
СЧ 15-32	153	612	326	163...229	
СЧ 18-36	183	683	365	170...229	
СЧ 21-40	214	765	408	170...241	
СЧ 24-44	245	846	448	170...241	
СЧ 28-48	286	917	489	170...241	
СЧ 32-52	326	1020	530	187...225	
СЧ 35-56	357	—	557	197...269	

Таблица В.3 – Значение $\sigma_{\text{Hlim b}}$ при $V=5$ м/с, где HB и HRC – средняя твердость

Способы термической обработки зубьев	Средняя твердость поверхностей зубьев	Сталь	$\sigma_{\text{Hlim b}}$, МПа
Нормализация или улучшение	HB < 350	Углеродистая и легированная	2HB+70
Объемная закалка	H _{HRC} =HRC 40...50		18HRC+150
Поверхностная закалка	H _{HRC} =HRC 40...50		17HRC+200
Цементация или <u>нитроцементация</u>	H _{HRC} =HRC 54...64	Легированная	23HRC
Азотирование	H _{HRC} =HRC 55...75		1050

Таблица В.4 – Размеры и параметры шариковых радиальных однорядных подшипников (ГОСТ 8338-75)

Обозначение подшипников	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН	Обозначение подшипников	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН
Особо лёгкая серия						Средняя серия					
100	10	26	8	4,62	1,96	300	10	35	11	8,06 9,75	3,75
101	12	28	8	5,07	2,24	301	12	37	12	11,4	4,65
104	20	42	12	9,36	4,5	302	15	42	13	13,5	5,4
105	25	47	12	11,2	5,6	303	17	47	14	15,9	6,65
106	30	55	13	13,3	6,8	304	20	52	15	22,5	7,8
107	35	62	14	15,9	8,5	305	25	62	17	28,1	11,4
108	40	68	15	16,8	9,3	306	30	72	19	33,2	14,6
109	45	75	16	21,2	12,2	307	35	80	21	41	18
110	50	80	16	21,6	13,2	308	40	90	23	52,7	22,4
111	55	90	18	28,1	17	309	45	100	25	61,8	30
112	60	95	18	29,6	18,3	310	50	110	27	71,5	36
113	65	100	18	30,7	19,6	311	55	120	29	81,9	41,5
114	70	110	20	37,7	24,5	312	60	130	31	92,3	48
115	75	115	20	39,7	26	313	65	140	33	104	56
116	80	125	22	37,7	31,5	314	70	150	35	112	63
117	85	130	22	49,4	33,5	315	75	160	37	124	72,5
118	90	140	24	57,2	39	316	80	170	39	133	80
119	95	145	24	60,5	41,5	317	85	180	41	143	90
120	100	150	24	60,5	41,5	318	90	190	43	153	99
						319	95	200	45	174	110
						320	100	215	47	182	132
Лёгкая серия						Тяжёлая серия					
200	10	30	9	5,9	2,65	403	17	62	17	22,9	11,8
201	12	32	10	6,89	3,1	405	25	80	21	36,4	20,4
202	15	35	11	7,8	3,55	406	30	90	23	77	27,6
203	17	40	12	9,56	4,5	407	35	100	25	55,3	31
204	20	47	14	12,7	6,2	408	40	110	27	63,7	36,5
205	25	52	15	14	6,95	409	45	120	29	76,1	45,5
206	30	62	16	19,5	10	410	50	130	31	87,1	52
207	35	72	17	25,5	13,7	411	55	140	33	100	63
208	40	80	18	32	17,8	412	60	150	35	108	70
209	45	85	19	36,4	18,6	413	65	160	37	119	78,1
210	50	90	20	35,1	19,8	414	70	180	42	143	105
211	55	100	21	43,6	25	416	80	200	48	163	125
212	60	110	22	52	31	417	85	210	52	174	135
213	65	120	23	56	34						
214	70	125	24	61,8	37,5						
215	75	130	25	66,3	41						
216	80	140	26	70,2	45						
217	85	150	28	83,2	53						
218	90	160	30	95,6	62						
219	95	170	32	108	69,5						
220	100	180	34	124	79						

Таблица В.5 – Размеры и параметры шариковых радиально-упорных однорядных подшипников (ГОСТ 831-75)

Обозначение подшипников	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН	Обозначение подшипников	d, мм	D, мм	B, мм	C, кН	C ₀ , кН
Особо лёгкая серия						Средняя серия					
36100	10	26	8	5,03	2,18	46303	17	47	14	16,1	8
36101	12	28	8	5,45	2,45	46304	20	52	15	17,8	9
36102	15	32	9	6,29	2,99	46305	25	62	17	26,9	14,6
36103	17	35	10	7,28	3,51	46306	30	72	19	32,6	18,3
36104	20	42	12	10,6	5,32	46307	35	80	21	42,6	24,7
46106	30	55	13	14,5	7,88	46308	40	90	23	50,8	30,1
46108	40	68	15	18,9	11,1	46309	45	100	25	61,4	37
46109	45	75	16	22,5	13,4	46310	50	110	27	71,8	44
46111	55	90	18	32,6	21,1	46311	55	120	29	68,9	57,4
46112	60	95	18	37,4	24,5	66311	55	120	29	60,6	47,4
46114	70	110	20	46,1	31,7	46312	60	130	31	100	65,3
46115	75	115	20	47,3	33,4	46313	65	140	33	113	75
46116	80	125	22	56	40,1	46314	70	150	35	127	85,3
46117	85	130	22	57,4	42,1	46316	80	170	39	136	99
46118	90	140	24	63,5	47,2	66314	70	150	35	119	76,8
46120	100	150	24	71,5	55,1	46318	90	190	43	165	122
						46320	100	215	47	213	177
Лёгкая серия						Лёгкая серия					
36201	12	32	10	7,15	3,34	46211	55	100	21	50,3	31,5
36202	15	35	11	8,15	3,83	36212	60	110	22	47,3	39,3
46202	15	35	11	8,25	3,65	36213	65	120	23	56,8	50,0
36203	17	40	12	12	6,12	46216	80	140	26	87,9	60
46203	17	40	12	11,5	5,64	36217	85	150	26	101	70,8
36204	20	47	14	15,7	8,31	46217	85	150	28	94,4	65,1
46204	20	47	14	14,8	7,64	36218	90	160	28	118	83
36205	25	52	15	16,7	9,1	46218	90	160	30	111	76,2
46205	25	52	15	15,7	8,34	36219	95	170	30	134	95
36206	30	62	16	22	12	36220	100	180	32	124	118
46206	30	62	16	21,9	12	46220	100	200	34	148	107
36207	35	72	17	30,8	17,8	Тяжёлая серия					
46207	35	72	17	29	16,4	66406	30	90	23	43,8	27,6
36208	40	80	18	38,9	23,2	66407	35	100	25	45,4	33,7
46208	40	80	18	26,8	21,3	66408	40	110	27	72,2	42,3
36209	45	85	19	14,2	25,1	66409	45	120	29	81,6	47,3
46209	45	85	19	38,7	23,1	66410	50	130	31	98,9	60,1
36210	50	90	20	43,2	27	66412	60	150	35	125	79,5
46210	50	90	20	40,6	24,9	66414	70	180	42	152	109
36211	55	100	21	58,4	34,2	66418	90	225	54	208	162

Таблица В.6 – Размеры и параметры роликовых радиально-упорных однорядных подшипников (ГОСТ 333-79)

Обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	T _{max} , мм	C, кН	C ₀ , кН	Y	e
Легкая серия								
7202	15	35	11	11,75	8,78	6,14	1,329	0,451
7203	17	40	12	13,5	13,5	9,12	1,909	0,314
7204	20	47	14	15,5	19,1	13,3	1,666	0,360
7205	25	52	15	16,5	23,4	17,6	1,666	0,360
7206	30	62	16	17,5	29,2	21,9	1,645	0,365
7207	35	72	17	18,5	34,5	25,8	1,624	0,369
7208	40	80	18	19,75	42,4	32,7	1,565	0,383
7209	45	85	19	20,75	42,7	33,4	1,450	0,414
7210	50	90	20	21,75	51,9	40,6	1,604	0,374
7211	55	100	21	22,75	57,9	46,1	1,459	0,411
7212	60	110	22	23,75	72,2	58,4	1,710	0,351
7214	70	125	24	26,25	95,9	82,1	1,124	0,369
Средняя серия								
7304	20	52	15	16,25	25,0	17,7	2,026	0,296
7305	25	62	17	18,25	29,6	20,9	1,666	0,360
7306	30	72	19	20,75	40,0	29,9	1,780	0,337
7307	35	80	21	22,75	48,1	36,3	1,881	0,319
7308	40	90	23	25,25	61,0	46,0	2,158	0,278
7309	45	100	25	27,25	76,1	59,3	2,090	0,287
7310	50	ПО	27	29,25	96,6	75,9	1,937	0,310
7311	55	120	29	31,5	102,0	81,5	1,804	0,332
7312	60	130	31	33,5	118,0	96,3	1,966	0,305
7313	65	140	33	36	134,0	111,0	1,966	0,305
7314	70	150	35	38	168,0	137,0	1,937	0,310

Учебное издание

ДУСЕНОВ МАКСУТ КАЖИАХМЕТОВИЧ,
PhD, и.о. доцента

***Исследование и проектирование механических передач по
теоретической и прикладной механике***

Учебное пособие

Подписано к печати 25.04.2023 г.
Формат 60x84 1/16 Бумага листовая 80 м/г
6 п.л. Заказ №126
Тираж 500 экз.

***Отпечатано в полном соответствии
с качеством предоставленных оригиналов
в РИЦ НАО «Западно-Казахстанский аграрно-технический
университет имени Жангир хана»
090009, г.Уральск, Жангир хана, 51***