

**Министерство образования и науки Российской Федерации
ФГБОУ ВПО «Уральский государственный лесотехнический
университет»**

**Н.В. Куцубина
В.В. Васильев**

**КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ
ПО ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Руководство к выполнению курсового проекта по теории механизмов
и машин для студентов очной и заочной
форм обучения направления 151000 (15.03.02)

**Екатеринбург
2015**

Рекомендовано к опубликованию кафедрой технической механики и оборудования ЦБП, протокол № 2 от 7 октября 2015 г.

Рецензент профессор, д-р техн. наук

А.А. Санников

ОГЛАВЛЕНИЕ

Введение	3
1. Требования к содержанию и оформлению курсового проекта.....	3
2. Структурный анализ и синтез рычажных механизмов.....	9
3. Кинематический анализ рычажного механизма	20
4. Силовой анализ рычажного механизма	30
5. Исследование движения машинного агрегата. Определение параметров маховых масс	37
6. Проектирование зубчатого механизма	43
Рекомендуемая литература.....	56

В авторской редакции

Подписано в печать	Формат 60x84	1/16
Плоская печать	Объем п.л.	Тираж
Заявка		

ВВЕДЕНИЕ

Руководство к выполнению курсового проекта по теории механизмов и машин предназначены для студентов очной и заочной форм обучения направления 151000 (15.03.02).

Курсовой проект выполняется по следующей тематике: «Проектирование и исследование механизмов машинных агрегатов предприятий лесного комплекса». В качестве заданий используются механизмы реальных агрегатов: лесопильных рам, дровокольных станков и др. Руководство содержит требования к содержанию и оформлению курсового проекта, методические указания по выполнению его разделов.

1. ТРЕБОВАНИЯ К СОДЕРЖАНИЮ И ОФОРМЛЕНИЮ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

1.1. Содержание проекта

Исходными данными для курсового проекта являются: блок-схема машинного агрегата, кинематические схемы рычажного и зубчатого механизмов; график сил полезных сопротивлений «для двигателей - график движущих сил»; технические данные для проектирования.

Курсовой проект состоит из пяти разделов:
структурного анализа и синтеза рычажного механизма;
кинематического анализа рычажного механизма;
силового анализа рычажного механизма;
исследования движения и регулирование машинного агрегата;
синтеза зубчатого механизма и геометрии зубчатых зацеплений.

Графическая часть проекта составляет 2 листа формата А1. Первый лист содержит кинематическую схему рычажного механизма в двенадцати положениях, один (для нагруженного положения) план скоростей и план ускорений, кинемостатику всех структурных групп и начального звена механизма в одном (нагруженном) положении механизма.

Второй лист содержит картину эвольвентного зацепления, график изменения коэффициентов относительного скольжения зубьев и кинематическую схему планетарного редуктора в двух проекциях.

Все расчеты и пояснения к чертежам приводятся в РПЗ. Объем РПЗ составляет 20-30 листов писчей бумаги формата А4. Тема курсового проекта назначается преподавателем. Проверенный курсовой проект подлежит защите.

1.2. Система измерений и выбор масштабов

В курсовом проекте используется система СИ. Все графические построения выполняются в масштабах. Масштаб задается масштабным коэффициентом - отношением численного значения физической величины в свойственных ей единицах к длине отрезка в миллиметрах, изображающего эту величину.

Величины применяемых в проектах масштабных коэффициентов должны соответствовать ГОСТ и выбираться из следующего ряда величин: $1 \cdot 10^n$; $2 \cdot 10^n$; $2,5 \cdot 10^n$; $4 \cdot 10^n$; $5 \cdot 10^n$; $7,5 \cdot 10^n$, где n - целое положительное или отрицательное число или 0. Например, масштабный коэффициент длин $K_s = 2 \cdot 10^{-2}$ м/мм означает, что отрезок длиной 1 мм на чертеже изображает истинную длину 0,02 м.

1.3. Требования к оформлению РПЗ

РПЗ пишется темными чернилами на одной стороне листов писчей бумаги формата А4. Допускается оформление РПЗ на принтере. Расстояние между строчками 10 мм (одиночный интервал). Листы должны иметь рамки. Расстояния от края листа до рамки слева 20 мм, с остальных сторон - 5 мм. Расстояния от рамки формы до границ текста следует оставлять: в начале строк не менее 5 мм, в конце строк не менее 3 мм. Расстояние от верхней или нижней строки текста до верхней или нижней рамки формы должно быть не менее 10 мм. Абзацы в тексте начинают отступом, равным 15-17 мм.

Титульный лист помещается на лицевой стороне обложки из плотной бумаги, в которую вшиваются остальные листы записки.

Форма заполнения титульного листа показана на рис. 1.1, Специальный индекс, обведенный рамкой включает обозначения факультета (ЛМ - лесомеханический), номера группы (32), номера зачетной книжки (3048), вида работы (КП - курсовой проект), номера задания (04) и варианта (3).

За титульным листом следует заглавный лист, на котором помещаются содержание РПЗ (перечисляются заголовки разделов) и подразделов с указанием номера страницы, на которых они помещены и основная надпись, показанная на рис. 1.2,а. Форма основной надписи на остальных листах записки приведена на рис. 1.2,б. Листы РПЗ нумеруются арабскими цифрами, начиная со второго листа. На титульном листе номер не ставится, но он включается в общую нумерацию.

За заглавным листом помещают лист с исходными данными к курсовому проекту, на остальных листах приводится весь текст РПЗ. Текст РПЗ должен быть разбит на разделы и подразделы. Разделы должны иметь порядковые номера в пределах всей РПЗ, обозначенные арабскими цифрами с точкой. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номера подразделов состоят из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой.

В конце номера подраздела также ставится точка, например,

2. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

2.1. Построение кинематической схемы механизма

Переносы слов в заголовках не допускаются. Точку в конце заголовка не ставят. Расстояние между заголовками и текстом должно быть 15 мм, между заголовками раздела и подраздела - 10 мм. Подчеркивать заголовки не допускается. Каждый раздел РПЗ начинается с нового листа.

Уральский государственный лесотехнический университет

Кафедра Машины и оборудование ЦБП

ПРОЕКТИРОВАНИЕ И ИССЛЕДОВАНИЕ МЕХАНИЗМОВ
ЛЕСОПИЛЬНОЙ РАМЫ

Расчетно-пояснительная записка курсового
проекта по теории механизмов и машин

Заведующий кафедрой МО ЦБП

А.А. Санников

Преподаватель

Н.В. Куцудина

Студент

С.И. Сергеев

Екатеринбург, 2014 г.

Рис. 1.1. Форма заполнения титульного листа

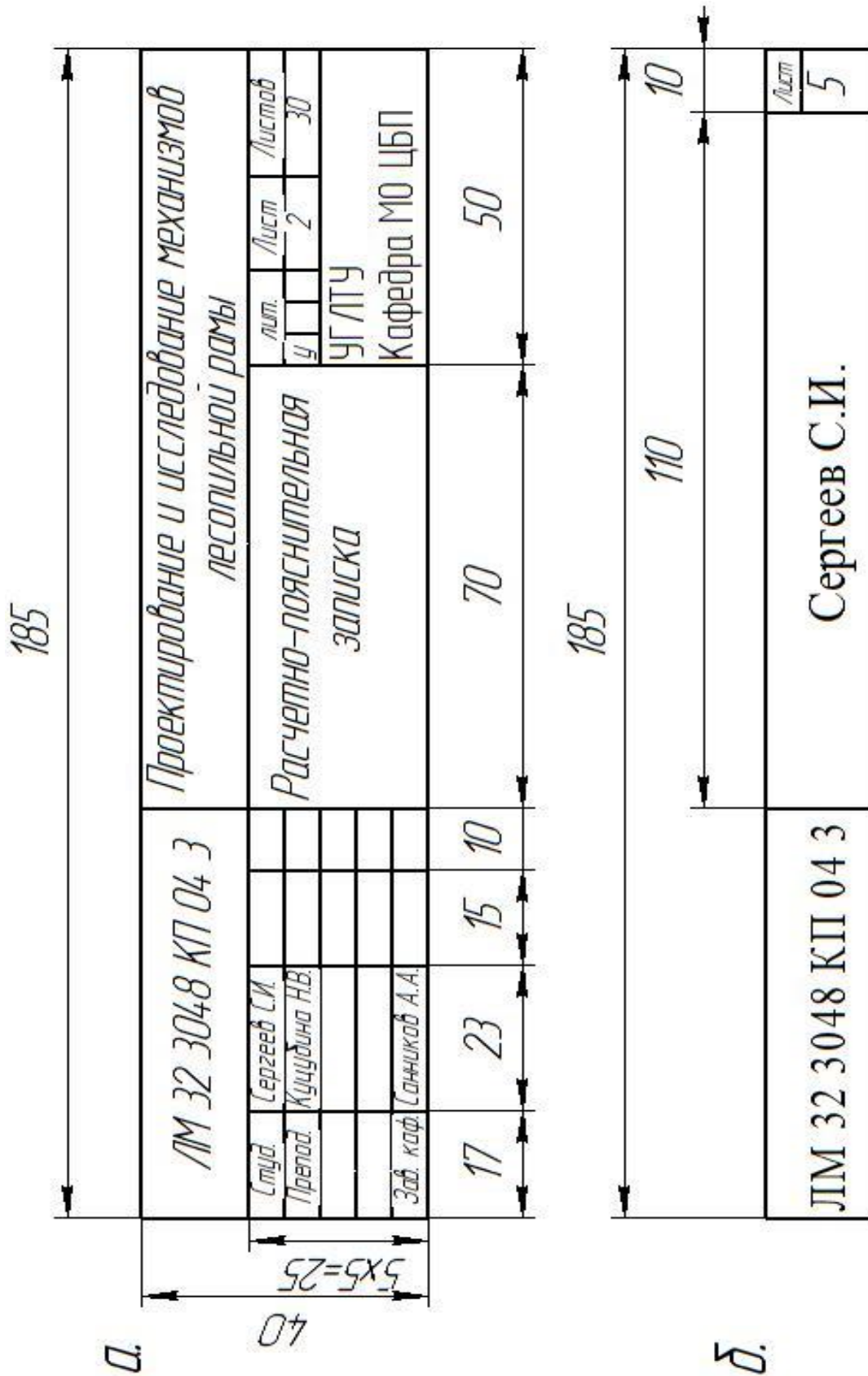


Рис. 1.2. Форма надписей на заглавном (а) и остальных (б) листах РПЗ

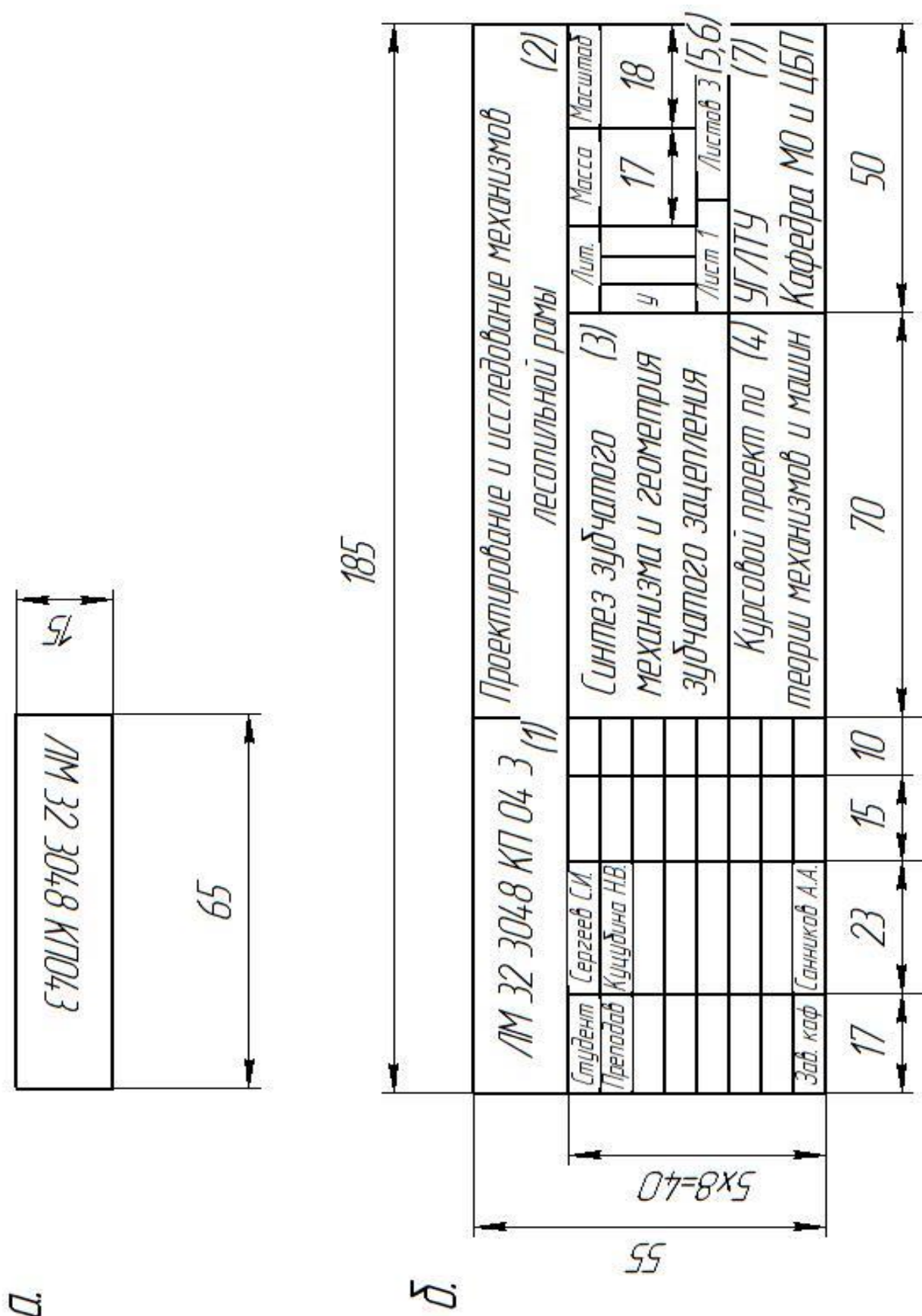


Рис. 1.3. Форма угловой (а) и основной (б) надписей на чертеже

Рисунки в РПЗ помещают, если они не дублируют чертежи. Рисунки нумеруются арабскими цифрами. Номер и название рисунка помещают под ним.

Все таблицы, если их в РПЗ более одной, нумеруют арабскими цифрами. Над правым верхним углом таблицы помещают надпись "Таблица 1.1", где указан ее номер. Далее, над таблицей посередине помещают ее заголовок. Диагональное деление головки таблицы не допускается. Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм.

Ссылка на таблицу в тексте выглядит так: "приведены в табл. 1.1".

Используемая для расчета формула выписывается в отдельную строку. Смысловые значения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу должны быть приведены непосредственно под формулой. Значение каждого символа дают с новой строки в той же последовательности, в какой они приведены в формуле. Первая строка расшифровки должна начинаться со слова "где" без двоеточия. Далее отдельной строкой в формулу подставляют числовые значения символов в том же порядке, в каком они даны в формуле. Сразу же после знака равенства приводится ответ, исключаются все промежуточные вычисления и преобразования, указывается размерность. Формулы нумеруют в пределах раздела, указывая номер справа, в круглых скобках, например,

$$\omega = \pi n / 30 , \quad (2.2)$$

где ω - угловая скорость кривошипа, рад/с;

n - частота вращения кривошипа, об/мин,

$$\omega = 3,14 \cdot 900 / 30 = 942 \text{ рад/с} .$$

Все расчеты подробно с подстановкой числовых значений величин приводятся для одного из нагруженных положений механизма. Рассчитанные значения величин для всех исследованных положений представляются в виде таблиц. Инженерные расчеты вследствие приближенных значений исходных данных и использования приближенных графических методов выполняются с невысокой точностью. Относительные ошибки расчета могут превышать 3-5%. Поэтому результаты расчета не следует представлять большим количеством значащих цифр, а следует ограничиваться не более, чем тремя значащими цифрами. Не целесообразно приводить результат расчета, например, 37,873 м/с, а следует привести значение 37,9 м/с.

В конце РПЗ приводится список литературы, в который включают все используемые источники. Сведения об источниках необходимо давать в соответствии с требованиями ГОСТ 8.1-2003 (указывается автор, название, место издания, издательство, год издания и количество страниц). Здесь же приводится перечень программных средств.

1.4. Требования к выполнению графической части проекта

Графическая часть (расчетные схемы, графики, эскизы) выполняются карандашом на листах формата А1 в соответствии с требованиями ЕСКД. Допускается выполнение графической части в специальных графических компьютерных пакетах. В левом верхнем углу чертежа очерчивается прямоугольник размерами 70x15 мм и внутри его

записывается перевернутый специальный индекс (рис. 1.3,а). Внутри формата наносится рамка поля чертежа на расстоянии 20 мм от левого бокового края и 5 мм от остальных трех краев.

В правом нижнем углу чертежа помещается основная надпись (рис. 1.3,б). В графах основной надписи указывают:

1. - специальный индекс (тот же, что и на титульном листе);
2. - название курсового проекта;
3. - название листа;
4. - дисциплина, по которой выполняется курсовой проект;
- 5, 6 - порядковый номер листа и общее количество листов в курсовом проекте;
- 7 - наименование вуза и кафедры, ведущей курс ТММ.

Чертежи выполняются в стандартных масштабах. Рядом с каждой схемой указывается ее название, величина масштабного коэффициента и его размерность. Схемы механизма и его составных частей, расчетные схемы и графики следует чертить, рационально заполняя поле чертежа.

2. СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ

2.1. Структурный анализ механизмов

Структурный анализ рычажного механизма выполняется в РПЗ в следующем порядке.

1. Вычертить кинематическую схему механизма в общем виде.
2. Определить степень подвижности механизма.
3. Выявить начальное звено и пронумеровать все звенья механизма (начальное звено обозначить цифрой 1).
4. Разложить механизм на структурные группы Ассура, выделить начальное звено (начальный механизм), вычертить их в отсоединенном виде.
5. Определить класс и вид каждой структурной группы.
6. Написать формулу строения механизма и определить класс механизма.

Степень подвижности механизма W определяет число его входных звеньев и находится по формуле Чебышева

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot P_5 - P_4,$$

где n - число подвижных звеньев в механизме;

P_5 - число кинематических пар 5-го класса;

P_4 - число кинематических пар 4-го класса.

Степень подвижности может свидетельствовать о наличии в механизме избыточных связей (элементов, не влияющих на характер работы

механизма). Перед выполнением структурного анализа избыточные связи необходимо убрать.

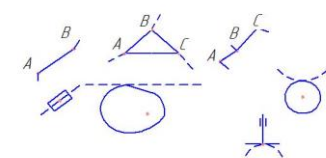

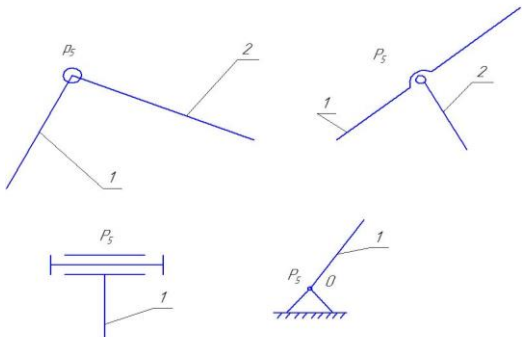
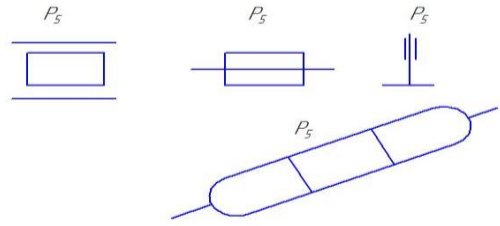
Структурная группа Ассура - это система звеньев, связанных между собой кинематическими парами (кинематическая цепь), степень подвижности которой равна нулю ($W = 0$).

Разложение механизма на структурные группы следует начинать с групп, наиболее удаленных от начального звена.

Условные обозначения кинематических схем, их элементов и классификация структурных групп приведены в табл.2.1, 2.2.

Таблица 2.1

Условные обозначения кинематических схем, их элементов

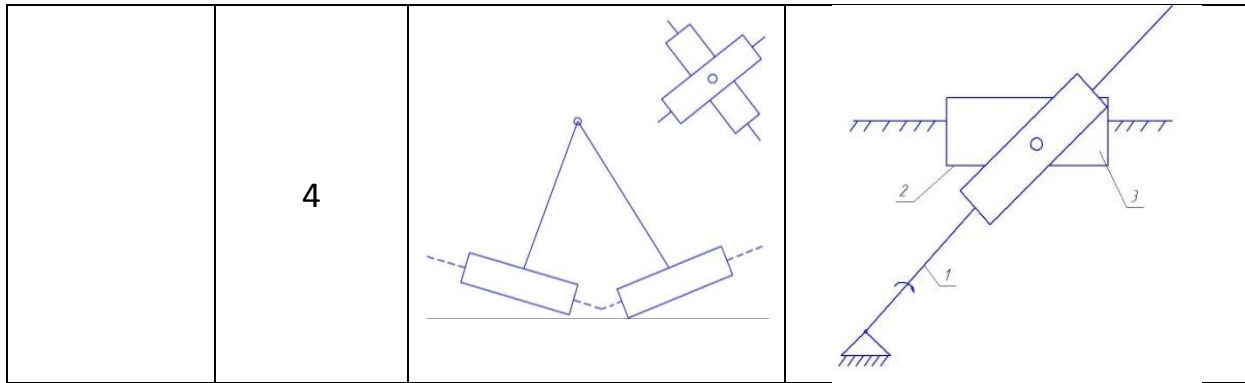
Объект изображения	Условные обозначения
<p style="text-align: center;">Звенья</p>	<p style="text-align: center;">Подвижные</p>  <p style="text-align: center;">Неподвижные</p> 
<p style="text-align: center;">Кинематические пары 5 класса</p> <p style="text-align: center;">Вращательные</p>	
<p style="text-align: center;">Поступательные</p>	

<p>Кинематические пары 4 класса</p>	
---	--

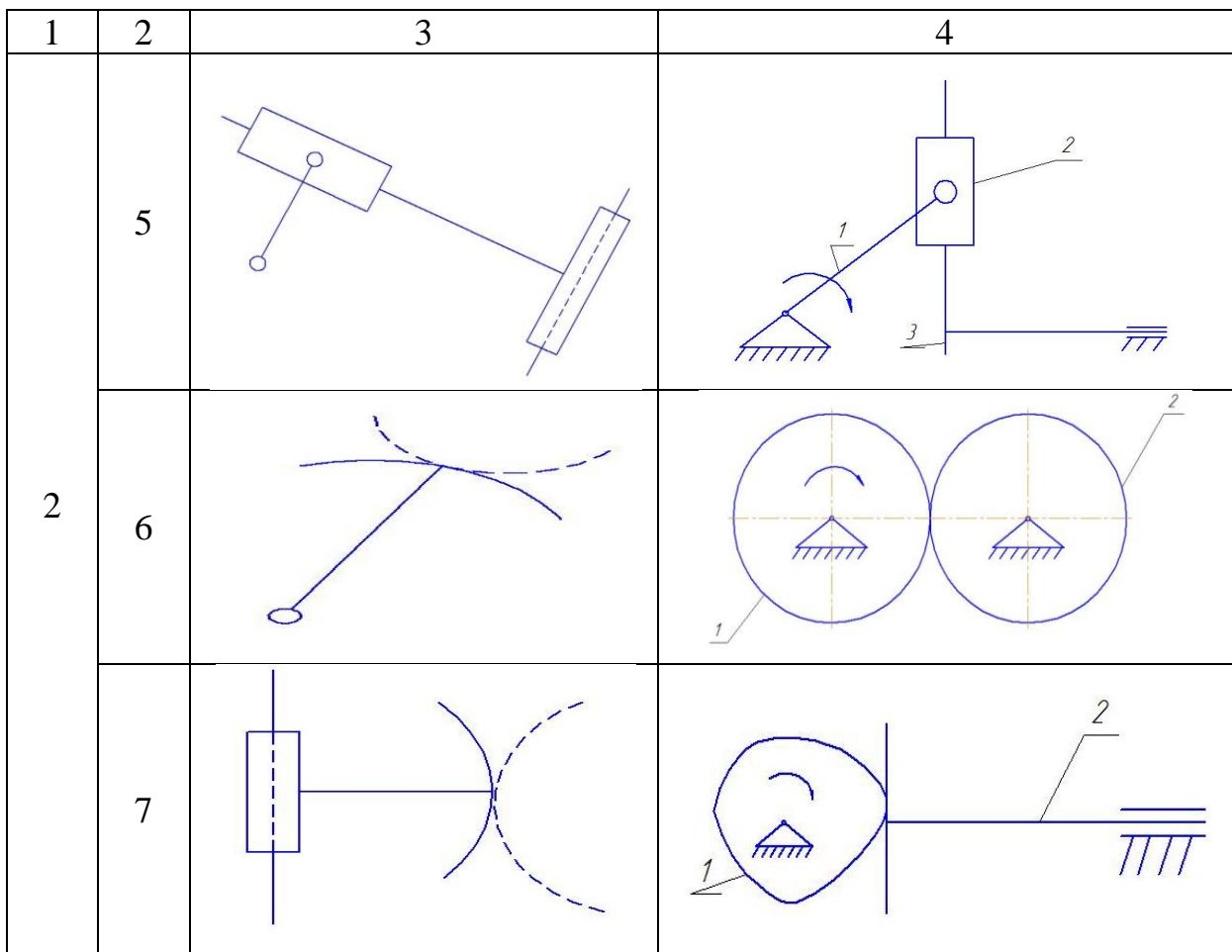
Таблица 2.2

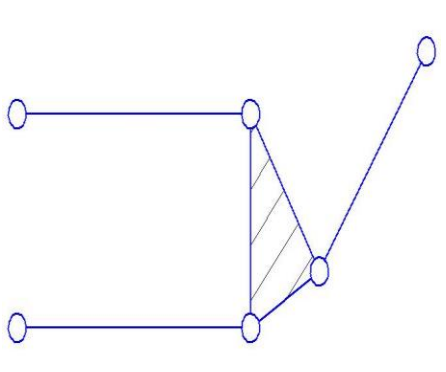
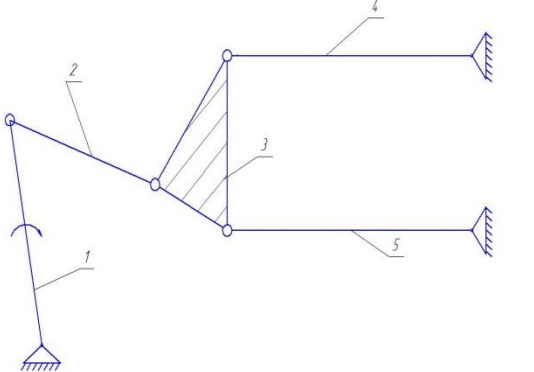
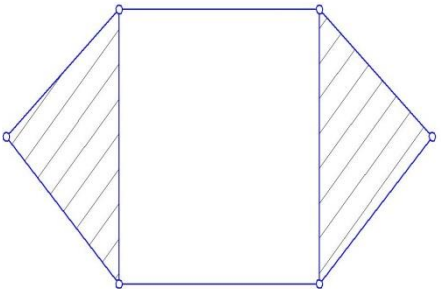
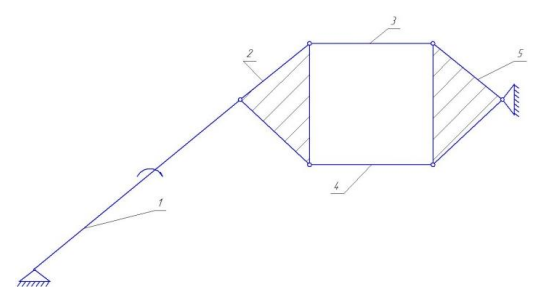
Структурные группы Ассура

Класс	Вид	Структурная группа	Пример механизма
1	2	3	4
	1		
2	2		
	3		



Окончание табл. 2.2



3		
4		

Пример структурного анализа механизма шарнирного шестизвенника (рис. 2.1)

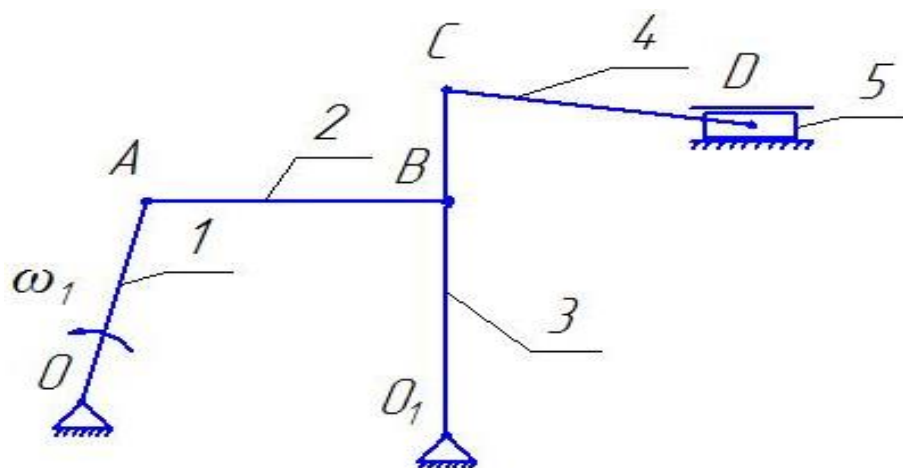
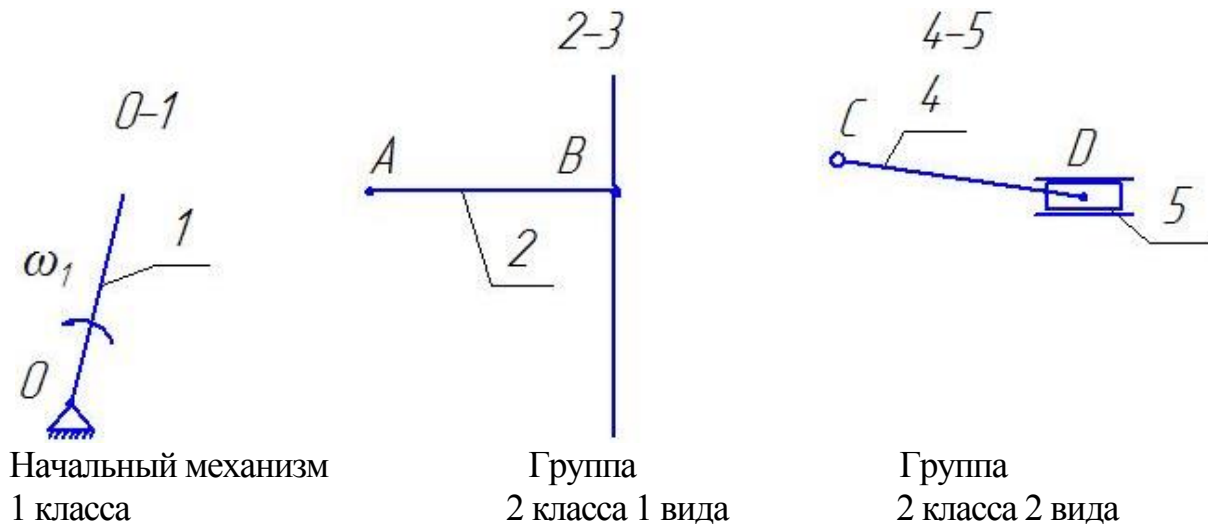


Рис. 2.1. Кинематическая схема механизма

Степень подвижности механизма

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

Разложение механизма на структурные группы Ассур и на начальный механизм:



Формула строения механизма

$(0-1)$ 1 класс \rightarrow $(2-3)$ 2 класс 1 вид \rightarrow $(4-5)$ 2 класс 2 вид

Данный механизм второго класса

2.2. Синтез рычажных механизмов по крайним положениям выходного звена и коэффициенту изменения средней скорости

Для ряда машинных агрегатов при проектировании их механизмов важно обеспечить заданный ход и коэффициент изменения средней скорости выходного звена. Причем под коэффициентом изменения средней скорости K понимается отношение времени рабочего хода t_p к времени холостого хода t_x или отношение углов поворота кривошипа, соответствующих рабочему φ_p холостому φ_x ходу выходного звена, т.е.

$$K = t_p / t_x = \varphi_p / \varphi_x.$$

Кроме того, следует учитывать предельные значения углов давления и условие проворачиваемости кривошипа.

Рассмотрим синтез наиболее распространенных четырехзвенных механизмов: кривошипно-коромыслового, кривошипно-ползунного и кулисного, а также особенности синтеза шестизвенных шарнирно-рычажных механизмов, в состав которых входят эти четырехзвенные механизмы.

Синтез КРИВОШИПНО-КОРОМЫСЛОВОГО МЕХАНИЗМА выполняется графическим методом в такой последовательности.

1. Вычерчивается коромысло в крайних положениях O_1B_0 и O_1B_0' (рис. 2.2).

2. Вычисляется угол θ между положениями шатуна, соответствующими крайним положениям коромысла:

$$\theta = 180^\circ (K - 1) / (K + 1).$$

3. Проводится хорда B_0B_0' , в точках B_0 и B_0' к хорде проводятся лучи под углом $(90^\circ - \theta)$ до взаимного пересечения (точка Д).

Из точки (Д) как из центра проводится окружность через точки B_0 и B_0' . Эта окружность является геометрическим местом центров вращения кривошипа, удовлетворяющих заданному коэффициенту К.

Положение центра вращения кривошипа определится по допускаемому углу давления β между шатуном и коромыслом.

Для этой цели из точки B_0' проводится луч под допускаемым углом передачи $\gamma = 90^\circ - \beta$ к отрезку O_1B_0' . Точка пересечения луча с окружностью определит искомое положение центра вращения кривошипа (точка О). Длина кривошипа L_{OA} , длина шатуна L_{AB} и межцентровое расстояние определяются по формулам:

$$L_{OA} = 0,5 \cdot (OB_0' - OB_0); \quad L_{AB} = OB_0' - L_{OA};$$

$$a = \sqrt{(L_{OA} + L_{AB})^2 + L_{O_1B}^2} - 2 \cdot L_{O_1B} \cdot (L_{OA} + L_{AB}) \cdot \sin \beta;$$

где L_{O_1B} – длина коромысла.

Производится проверка найденных параметров механизма на проворачиваемость кривошипа:

$$(L_{OA} + a) < (L_{AB} + L_{O_1B}).$$

Если размер коромысла L_{O_1B} увеличить до $L_{O_1B} = \infty$, то центр шарнира В будет перемещаться поступательно. Совместив ползун с точкой В, получим КРИВОШИПНО-ПОЛЗУННЫЙ МЕХАНИЗМ, синтез которого производится аналогично синтезу кривошипно- коромыслового механизма. При этом по заданному ходу ползуна Н, коэффициенту К и углу давления β определяются длина кривошипа L_{OA} длина шатуна L_{AB} и дезаксиал e (рис. 2.3).

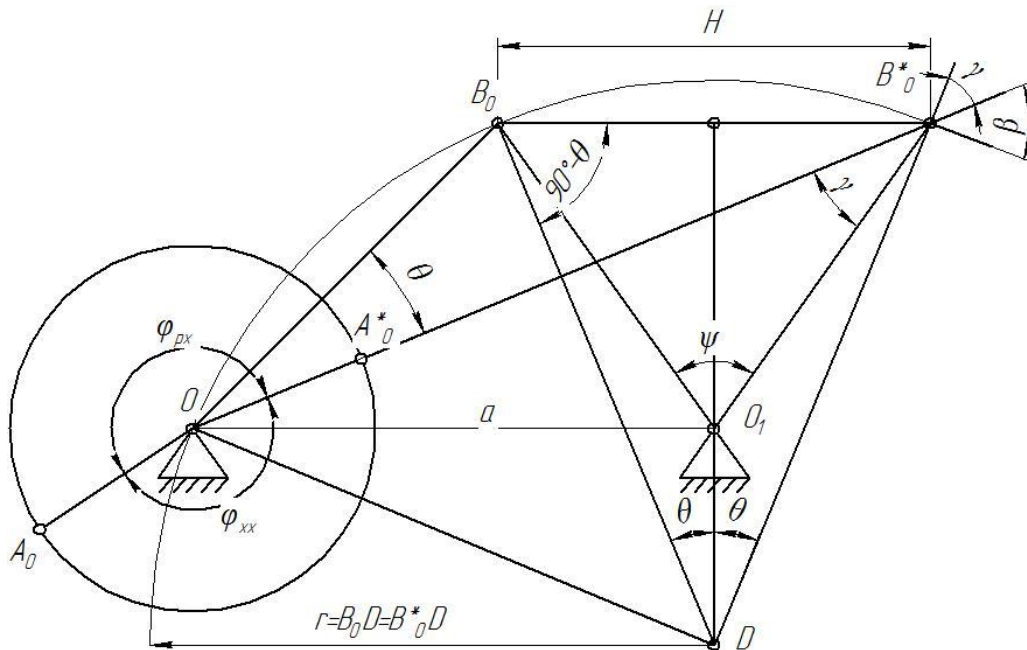


Рис. 2.2. Синтез кривошипно-коромыслового механизма

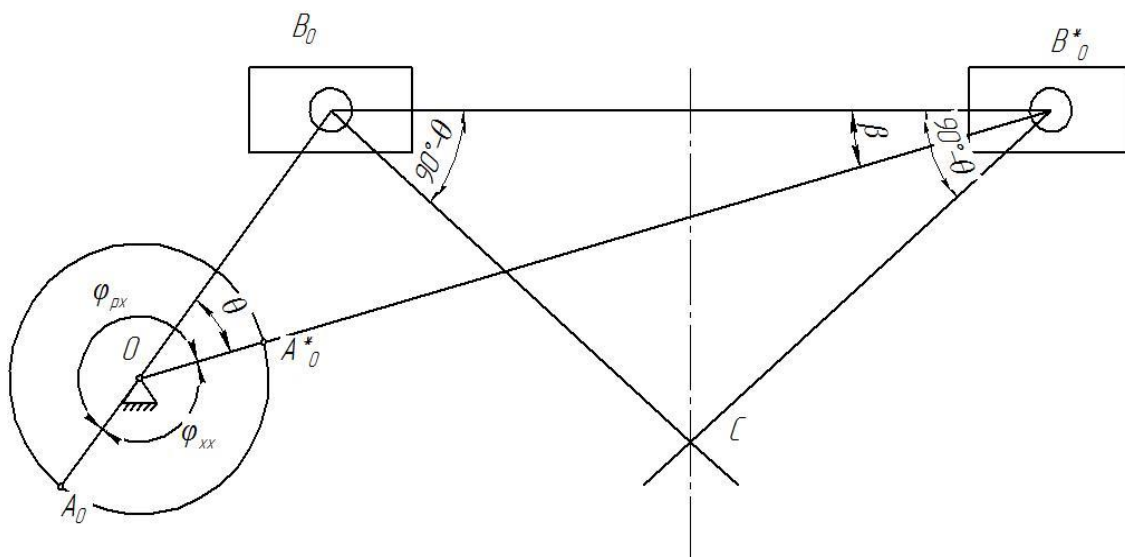


Рис. 2.3. Синтез кривошипно-ползунного механизма

КУЛИСНЫЕ МЕХАНИЗМЫ получили широкое распространение в строгальных, долбежных и других станках, когда требуется сократить время холостого хода станка по сравнению со временем рабочего хода. Коэффициент неравномерности скорости хода у таких станков достигает значений $K = 1,5 \dots 2,0$ и больше.

По заданному коэффициенту K определяется угол качания кулисы (рис. 2.4).

$$\theta = 180^\circ(K - 1)/(K + 1). \quad (2.1)$$

Обычно $\theta = 50 \dots 80^\circ$.

Если задан ход конца кулисы $H = B_0B_0'$, то необходимая длина кулисы

$$L_{O_1B} = H/[2 \cdot \sin(\theta/2)].$$

Межцентровое расстояние следует принимать максимально возможным

$$a < L_{O_1B}/[1,15 + \sin \theta/2]. \quad (2.2)$$

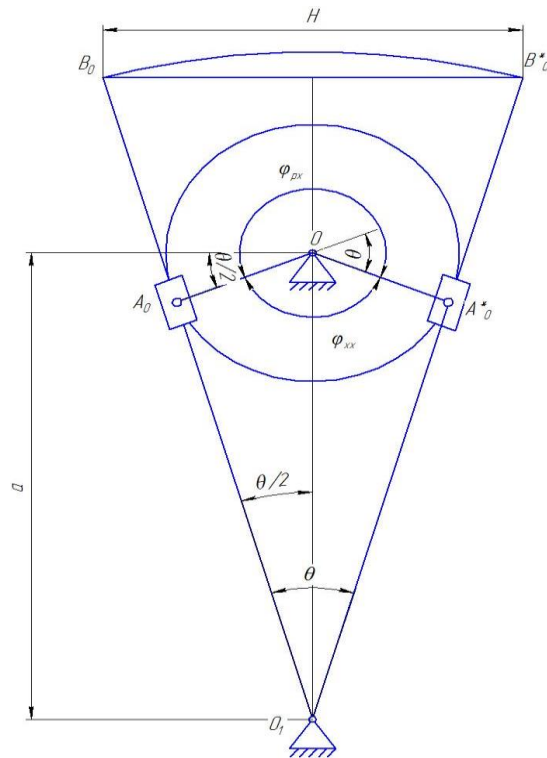


Рис. 2.4. Синтез кулисного механизма

Длина кривошипа определяется по формуле

$$L_{OA} = a \sin (\theta / 2) \quad (2.3)$$

Кривошипно-коромысловые и кулисные механизмы являются основой для образования шестизвенных механизмов путем присоединения к коромыслу или кулисе структурных групп второго класса преимущественно второго вида, состоящих из шатуна и ползуна. Реже присоединяются группы второго класса четвертого и пятого видов.

Синтез ШЕСТИЗВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ (рис. 3.5) выполняется в следующей последовательности.

Размах H коромысла (кулисы) принимается равным заданному ходу выходного звена S_{max} , по линейному размаху коромысла определяется его угловой размах ϕ

$$\phi = \arcsin [H / (2 \cdot L_{O_1B})].$$

По заданному коэффициенту K и допускаемому углу давления определяются параметры кривошипно-коромыслового механизма по приведенной ранее методике.

Угловой размах кулисы ϕ принимается равным углу θ , определяемому по формуле (2.1), а параметры кулисного механизма по формулам (2.2) и (2.3).

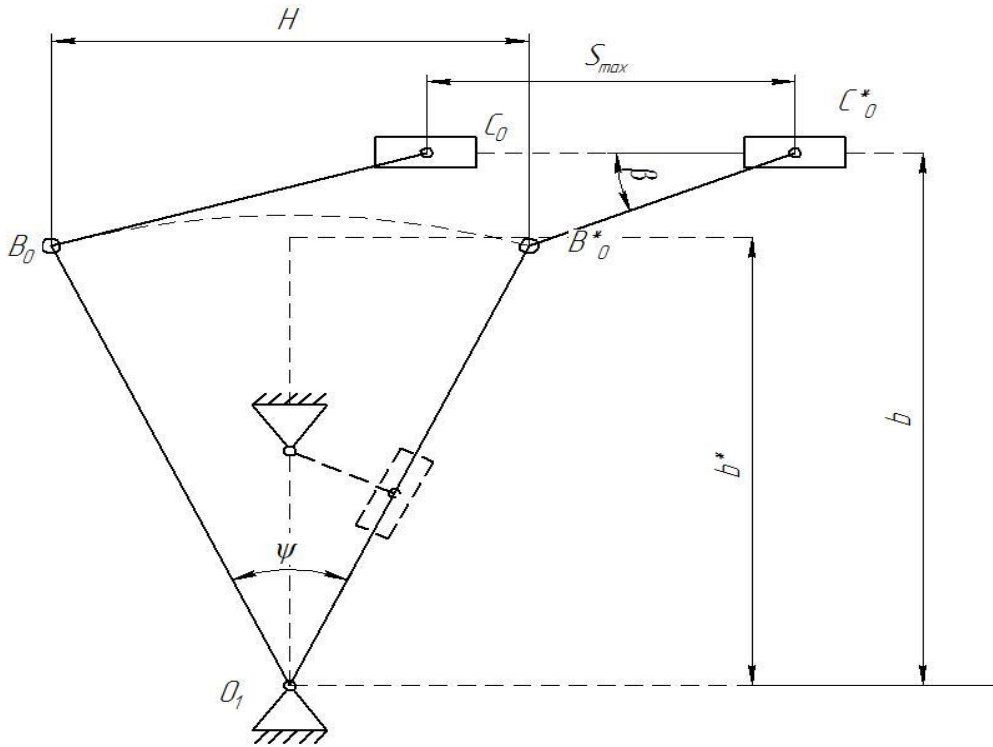


Рис. 2.5. К синтезу шестизвенного механизма

Длина шатуна L_{BC} и положение оси ползуна в структурной группе второго вида определяются по допускаемому углу давления β_2 в кинематической паре "шатун-ползун"

$$\beta_2 = \arcsin \frac{b - L_{O_1B} \cdot \cos(\Phi/2)}{L_{BC}} \leq [\beta_2].$$

Рекомендуется ось ползуна принимать на половине высоты дуги траектории кинематической пары В, т.е.

$$b^* = (L_{O_1B}/2) \cdot (1 + \cos(\Phi/2)).$$

Параметры звеньев, входящих в структурные группы четвертого и пятого видов (рис. 2.6), определяются из конструктивных соображений. Все расчеты представляются в РПЗ.

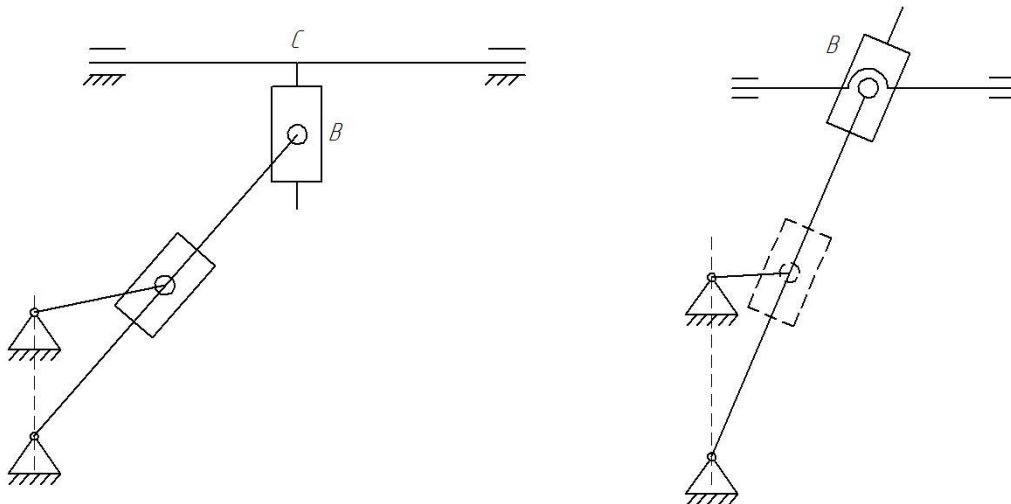


Рис. 2.6. Механизмы со структурными группами четвертого (а) и пятого (б) видов

ПРИМЕР СИНТЕЗА ШЕСТИЗВЕННОГО МЕХАНИЗМА
(рис. 2.7)

Исходные данные:

Коэффициент изменения скорости ползуна Д

$$K = 1,5$$

Заданный ход ползуна Д

$$S_{max} = 500 \text{ мм}$$

Длина коромысла

$$L_{O_1B} = 730 \text{ мм}$$

Допускаемый угол давления в кинематической паре

"шатун-коромысло"

$$[\beta] = 45^\circ$$

Допускаемый угол давления в кинематической паре

"шатун-ползун"

$$[\beta_2] = 25^\circ$$

Размах коромысла. мм.

$$H = S_{max} = 500$$

Угловой размах механизма

$$\phi = 2 \arcsin [H / (2 \cdot L_{O_1B})] = 2 \arcsin(0,5 / (2 \cdot 0,73)) = 40^\circ.$$

Угол между положениями шатуна, соответствующими крайним положениям коромысла,

$$\theta = 180 \cdot \frac{K-1}{K+1} = 180 \cdot \frac{1,5-1}{1,5+1} = 36^\circ.$$

Угол передачи в кинематической паре «шатун-коромысло»

$$\gamma = 90 - \beta = 90 - 45 = 45^\circ.$$

Длина кривошипа

$$L_{OA} = 0,5(OB_0' - OB_0) = 0,5(550 - 275) = 138 \text{ мм}.$$

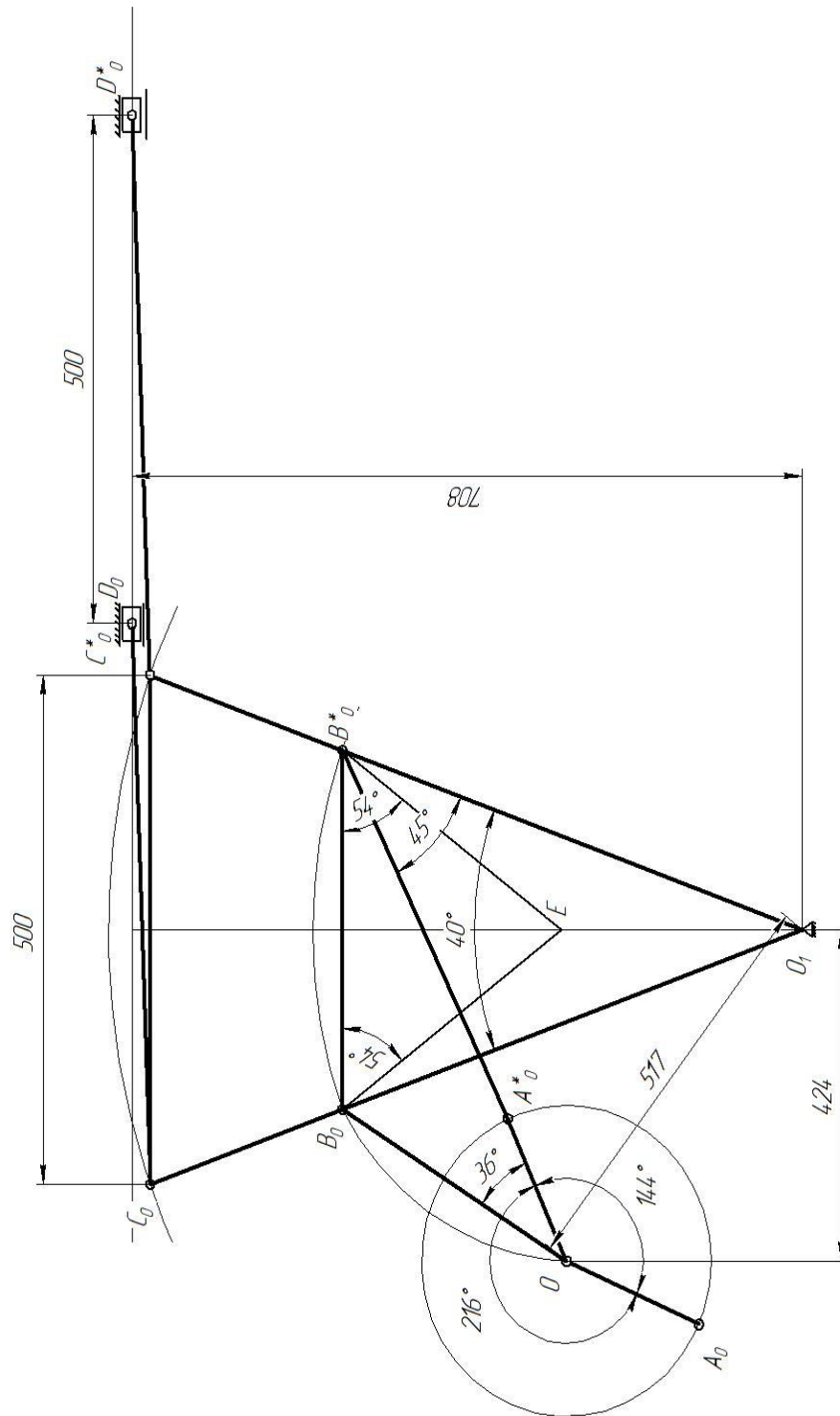


Рис. 2.7. Синтез шарнирного шестизвенного механизма

Длина шатуна

$$L_{AB} = OB_0' - L_{OA} = 550 - 138 = 412 \text{ мм}$$

Межцентровое расстояние

$$a = \sqrt{(L_{OA} + L_{AB})^2 + L_{O_1B}^2 - 2 \cdot L_{O_1B} (L_{OA} + L_{AB}) \sin \beta} =$$

$$\sqrt{(138 + 412)^2 + 730^2 - 2 \cdot 730 \cdot (138 + 412) \sin 45^\circ} = 517 \text{ мм.}$$

$$r = EB_0 = EB_0' = H / (2 \cdot \cos 54^\circ) = 500 / (2 / \cos 54^\circ) = 424 \text{ мм.}$$

Условие проворачиваемости кривошипа

$$L_{OB} + a < L_{AB} + L_{O_1B};$$

$$138 + 517 < 412 + 730; \quad 655 < 1142 \text{ соблюдается}$$

Расстояние от точки O_1 до оси ползуна

$$b^* = L_{O_1B} (1 + \cos(\Phi/2)) / 2 = 730 \cdot \frac{1 + \cos(40^\circ/2)}{2} = 708 \text{ мм.}$$

Длина шатуна

$$L_{CD} \geq (b' - L_{O_1B} \cdot \cos(\Phi/2)) / \sin \beta;$$

$$L_{CD} \geq (708 - 730 \cdot \cos(40^\circ/2)) / \sin 25^\circ \geq 52 \text{ мм.}$$

Конструктивно принимаем $L_{CD} = 600 \text{ мм.}$

3. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

Кинематический анализ проводится для двенадцати положений механизма и заключается в определении линейных и угловых координат, скоростей и ускорений характерных точек и звеньев механизма.

Исходными данными для кинематического анализа являются:

- l_i - размеры звеньев механизма, м;
- l_{si} - положения центров масс звеньев, м';
- ω_1 - угловая скорость кривошипа, рад/с;
- φ_0 - угол наклона кривошипа к одной из осей координат в начальном положении механизма, рад.

При проведении кинематического анализа рекомендуется использовать графоаналитический и аналитический методы расчета.

3.1. Построение кинематической схемы механизма

Кинематическую схему механизма в двенадцати положениях помещают в верхнем левом углу первого листа проекта. Схему (рис.3.1, а) строят в стандартном масштабе K_s , м/мм, начиная с разметки положения шарниров и неподвижных направляющих, соединяющих подвижные звенья со стойкой. Очерченную циркулем круговую траекторию конца кривошипа (начального звена) делят на 12 равных частей и нумеруют его положения в направлении вращения, начиная с нулевого, совпадающего с началом рабочего хода. Остальные звенья в каждом положении механизма строят методом засечек последовательно по структурным группам в

порядке образования механизма. Каждое последующее положение механизма соответствует повороту кривошипа на угол $\varphi_{k+1} - \varphi_k = 30^\circ$, где k - порядковый номер механизма: $k = 0, 1, \dots, 12$.

Если крайние положения механизма не войдут в число двенадцати, их следует построить дополнительно. Одно из нагруженных положений механизма выделяется жирными линиями, остальные положения чертятся тонкими линиями. Параллельно ходу выходного звена в стандартном масштабе $K_F = H/\text{мм}$, или K_p , Па/мм, вычерчивается заданный график внешних сил

$$K_F = F_{c \max}/f_c; \quad K_p = P_{\max}/p,$$

где $F_{c \max}$, P_{\max} - заданные максимальные значения соответственно силы сопротивления, H , и избыточного давления, Па;

f_c ; p - отрезок на графике внешних сил, изображающий максимальные соответственно силу сопротивления и избыточного давления; выбирается длиной 20-50 мм так, чтобы обеспечить стандартные значения масштабных коэффициентов K_f и K_p .

3.2. Порядок кинематического анализа рычажного механизма графоаналитическим методом

При использовании графоаналитического метода при кинематическом анализе механизма определяют:

определяют линейные V_{si} , м/с, и угловые ω_i рад/с, скорости точек и звеньев механизма путем построения планов скоростей для одного (нагруженного) положения механизма;

определяют линейные a_{si} , м/с² и угловые ϵ_i рад/с, ускорения точек и звеньев механизма путем построения планов ускорений для одного (нагруженного) положения механизма.

Кинематический анализ механизмов ведется последовательно по структурным группам в порядке образования механизма.

3.3. Пример кинематического анализа кривошипно - ползунного механизма графоаналитическим методом

Исходные данные (см. рис. 3.1,а): длина кривошипа $l_1 = 165$ мм длина шатуна $l_2 = 495$ мм; угловая скорость вращения кривошипа $\omega_1 = 11,4$ рад/с.

1. Скорость конца кривошипа V_A

$$V_A = \omega_1 l_1 = 11,4 \cdot 0,165 = 1,88 \text{ м/с}.$$

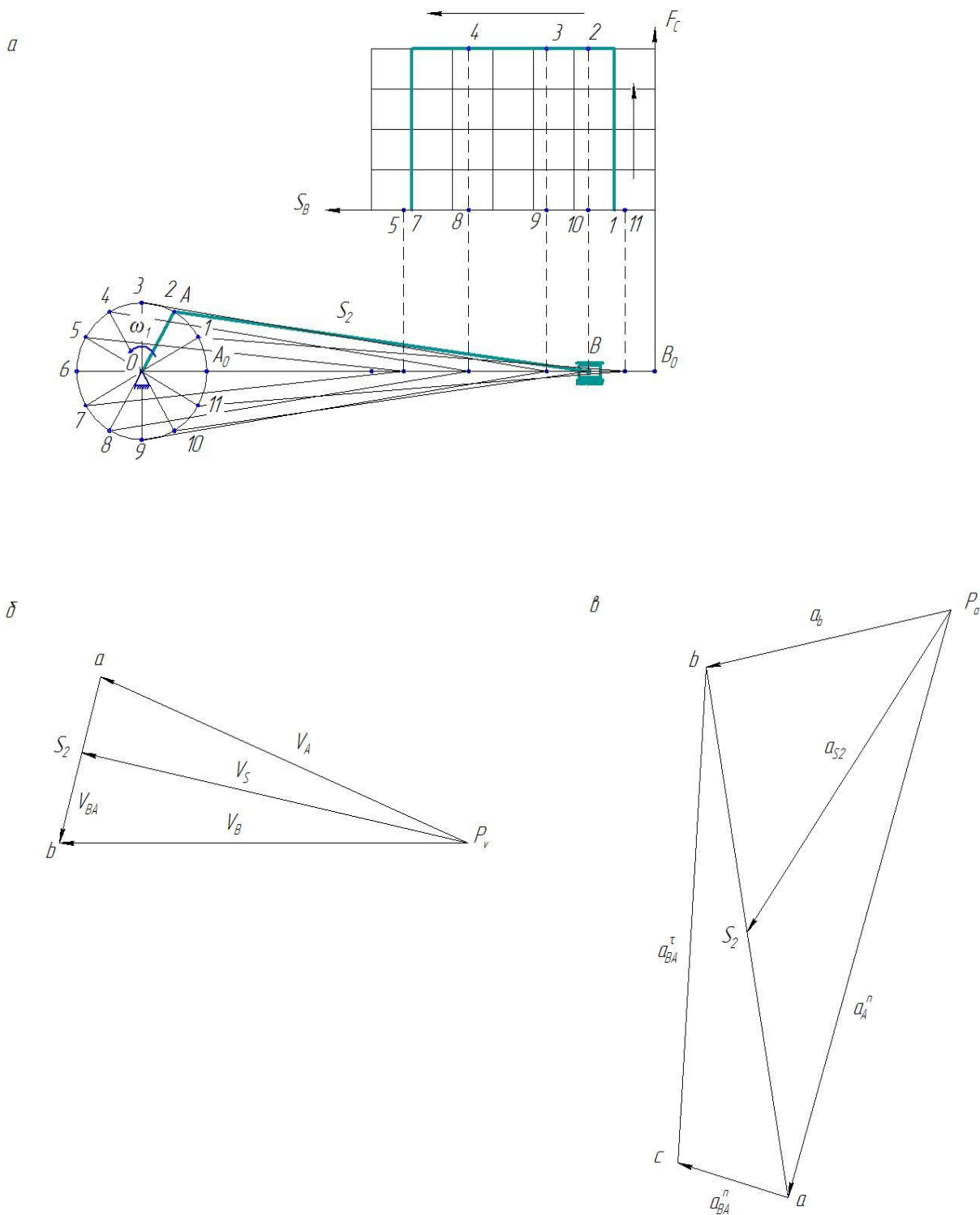


Рис. 3.1. Кинематический анализ механизма:

а - кинематическая схема механизма; б - план скоростей;

в - план ускорений

2. Выбор масштабного коэффициента плана скоростей K_v

$$K_v = V_A/P_{va},$$

где P_{va} - отрезок (вектор), изображающий скорость точки А, задается в пределах 30-100 мм так, чтобы обеспечить стандартное значение масштабного коэффициента K_v ,

$$K_v = 1,88/38 = 5 \cdot 10^{-2} \text{ м/(с мм)}.$$

Отрезок $P_{va} = 38$ мм откладывается в направлении движения точки А перпендикулярно кривошипу ОА из полюса плана скоростей P_v (рис. 3.1,б).

3. Скорость точки В находится графически из векторного уравнения

$$\vec{V}_B = \vec{V}_A + \vec{V}_{BA}.$$

Из полюса проводится линия, параллельная оси Х-Х, из точки а - перпендикулярная шатуну АВ. Пересечение этих линий дает конец вектора V_B (отрезок P_vb). Измерив полученные векторы, найдем величины скоростей:

$$V_b = P_vb K_v = 32 \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 1,95 \text{ м/с}$$

$$V_{ba} = ab K_v = 19 \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 0,95 \text{ м/с}.$$

4. Вектор скорости центра масс шатуна АВ (V_{s_2}) определится из построения подобных фигур. На кинематической схеме механизма точка S_2 лежит на шатуне АВ, значит, и на плане скоростей точка S_2 будет лежать на отрезке ab.

$$AS_2/AB = as_2/ab, \text{ откуда } as_2 = ab AS_2/AB = 19 \cdot 160/495 = 6,1 \text{ мм}.$$

Соединив полюс P_v с точкой s_2 , получим вектор V_{S_2}

$$V_{S_2} = P_v s_2 K_v = 37 \cdot 5 \cdot 10^{-2} = 1,90 \text{ м/с}.$$

5. Угловые скорости звеньев рассчитываются делением величин относительных скоростей на длины звеньев

$$\omega_2 = V_{ba}/l_2 = 0,95/0,495 = 1,91 \text{ рад/с}.$$

Направление угловой скорости определяется приложением вектора, относительной скорости к соответствующей точке. Направление против часовой стрелки считается положительным.

6. Ускорение конца кривошипа a_A при постоянной угловой скорости ω_1

$$a_A = a_A^n = \omega_1^2 l_1 = 11,4^2 \cdot 0,165 = 21,4 \text{ м/с}^2.$$

7. Масштабный коэффициент ускорений K_a подбирается стандартным так, чтобы отрезок p_{aa} был 40-60 мм

$$K_a = a_A/p_{aa} = 21,4/43 = 0,5 \text{ м/(с}^2 \text{ мм)}.$$

Отрезок r_a откладывается в направлении, параллельном кривошипу OA к центру его вращения (рис. 3.1, в).

8. Ускорение точки B находится графически из векторного уравнения

$$\vec{a}_B = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA} = \vec{a}_A + \vec{a}_{BA}^n + \vec{a}_{BA}^t,$$

где a_{BA}^n, a_{BA}^t - нормальное и тангенциальное ускорения при движении точки B вокруг A, м/с^2 .

Нормальное ускорение a_{BA}^n определяется по формуле

$$a_{BA}^n = \omega^2 l_2 = 1.91^2 \cdot 0.495 = 1/81 \text{ м/с}^2$$

и направлено параллельно шатуну АВ от точки В к точке А, тангенциальное ускорение - перпендикулярно шатуну.

Определив отрезок ac , соответствующий нормальному ускорению a_{BA}^n

$$ac = a_{BA}^n / K_a = 1,81/0,5 = 3,5 \text{ мм},$$

проводим его из конца вектора ускорения точки А. Через конец вектора a_{BA}^n проводится линия, перпендикулярная АВ, до пересечения с горизонтальной прямой, проведенной из полюса r_a . Пересечение этих линий (АВ и Х-Х) дает конец вектора ab (отрезок $P_a b$). Измерив полученные векторы, найдем величины ускорений:

$$a_b = P_a b K_a = 14 \cdot 0,5 = 7 \text{ м/с}^2 ;$$

$$a_{BA}^t = cb K_a = 38 \cdot 0,5 = 19 \text{ м/с}^2 .$$

9. Вектор ускорения центра масс шатуна АВ определяется аналогично скорости V_{s2}

$$a_{s2} = P_a s_2 K_a = 31 \cdot 0,5 = 15,5 \text{ м/с}^2.$$

10. Угловое ускорение шатуна находится делением тангенциальной составляющей относительного ускорения его концов на длину

$$\varepsilon_2 = a_{BA}^t / l_2 = 19/0,495 = 38,4 \text{ рад/с}^2$$

Направление углового ускорения определяется подобно угловой скорости.

3.4. Примеры планов скоростей и ускорений структурных групп

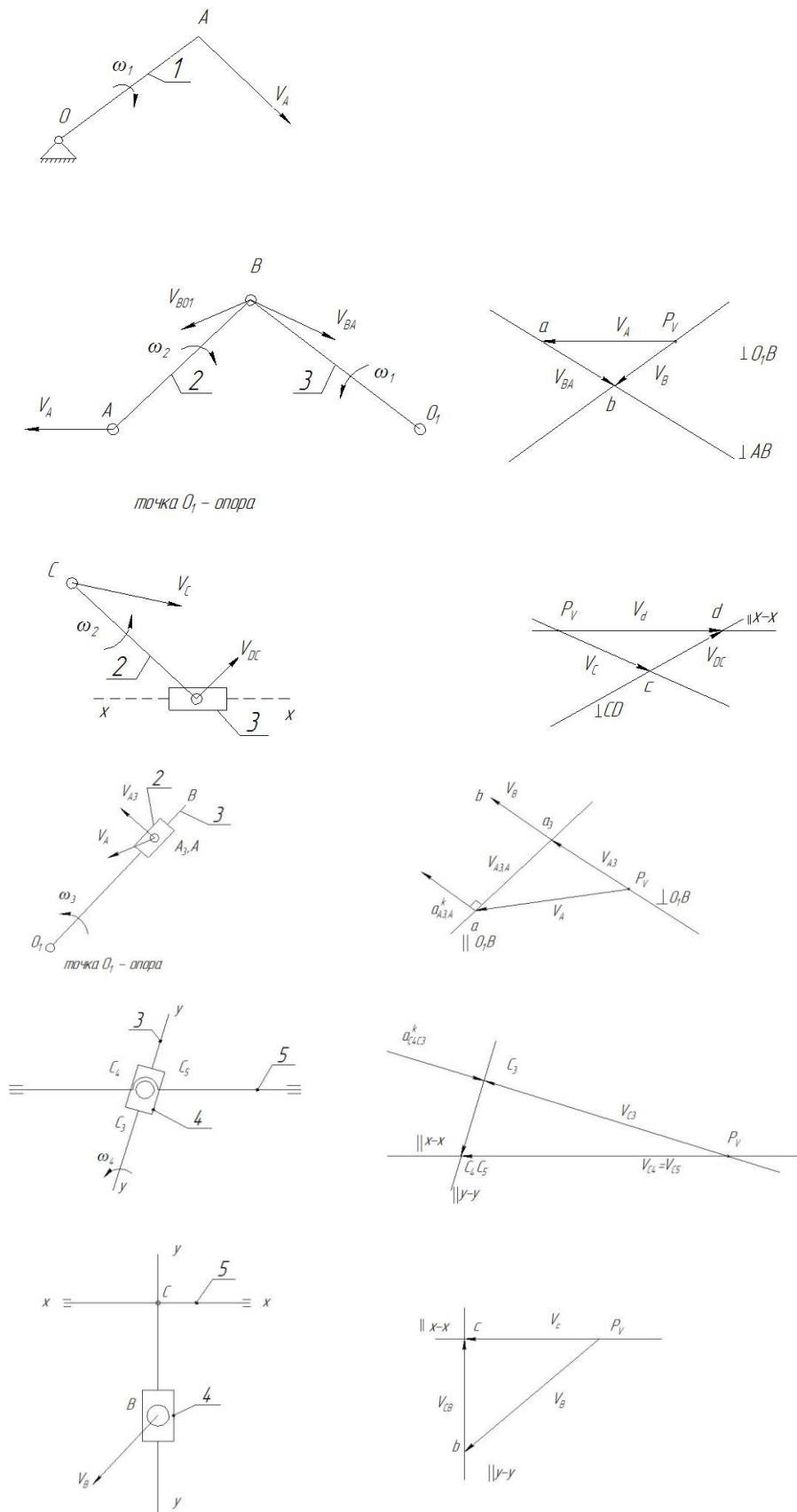


Рис. 3.2. Планы скоростей структурных групп

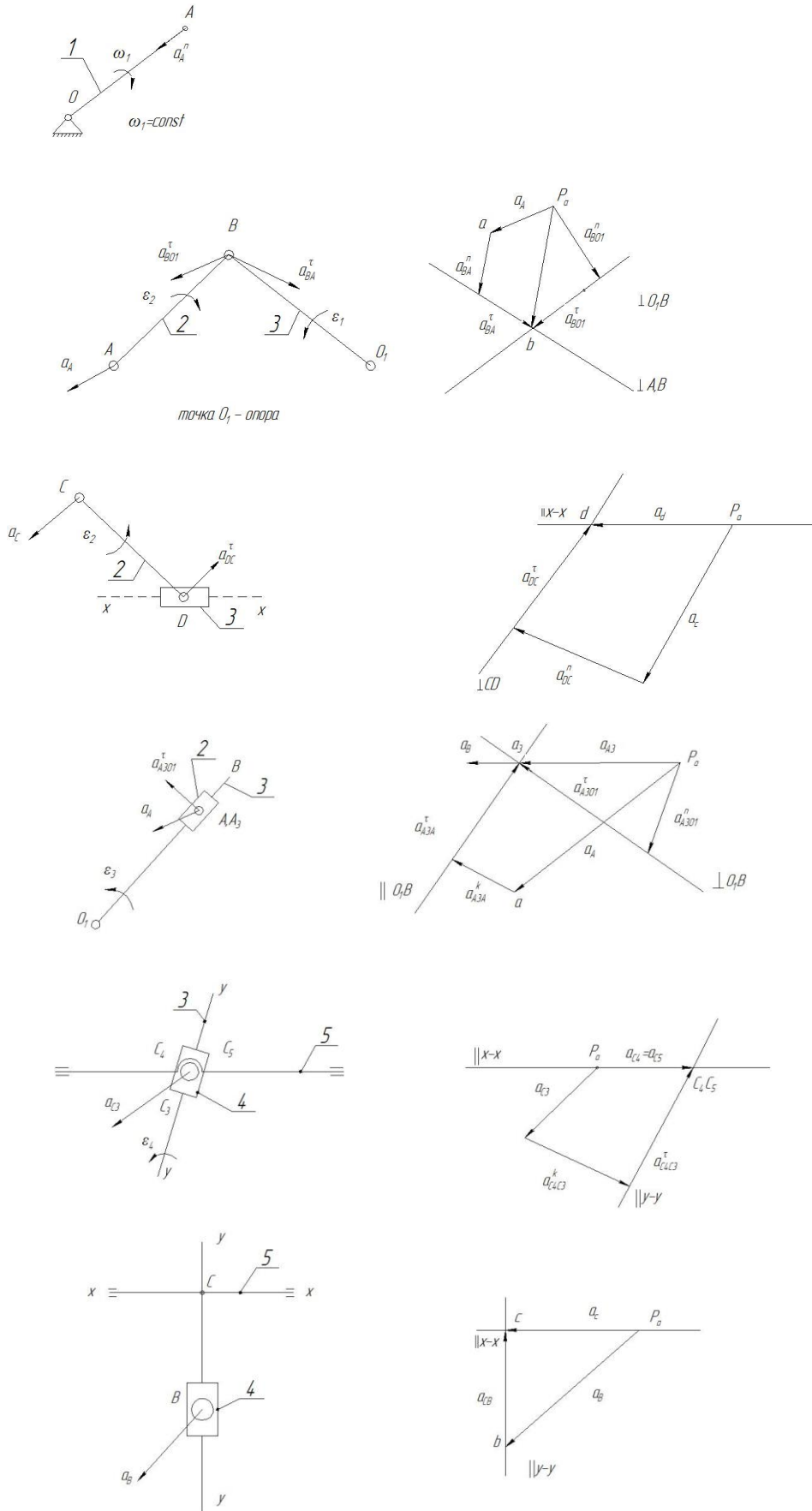


Рис. 3.3. Планы ускорений структурных групп

3.5. Кинематический анализ рычажных механизмов аналитическим методом

Порядок кинематического анализа:

1. Выбирается система координат ХОУ (обычно начало координат совмещают с осью вращения кривошипа, кулисы или коромысла).
2. Задается закон изменения текущего угла наклона кривошипа к горизонтали φ_1 , рад,

$$\varphi_1 = \pm(\omega_1 t \pm \varphi_0),$$

где $t = 0 \dots 2\pi/\omega_1$; t - текущий момент времени, с.

Знак «+» ставится при вращении кривошипа против часовой стрелки, знак «-» по часовой стрелке.

За промежуток времени t кривошип совершает полный оборот.

3. Выявляются зависимости линейных и угловых координат характерных точек и звеньев механизма от времени:

$$X_{si}=X(t); \quad Y_{si} = Y(t); \quad \varphi_i=\varphi(t),$$

где X_{si} , Y_{si} - проекции линейного перемещения i -й характерной точки на оси координат X и Y , м; φ_i - угловое перемещение i -го звена, рад.

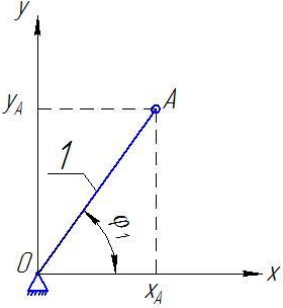
Приведенные зависимости называются математической моделью кинематики механизма. Математические модели начального звена и структурных групп 2-го класса приведены в табл. 3.1.

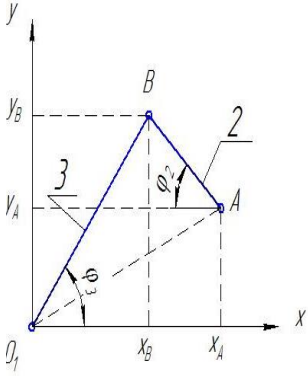
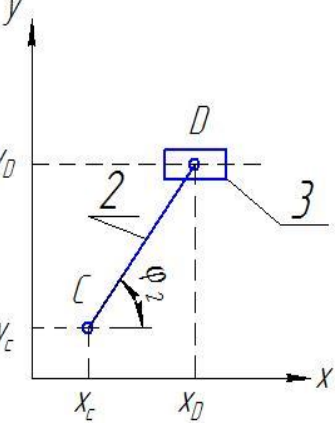
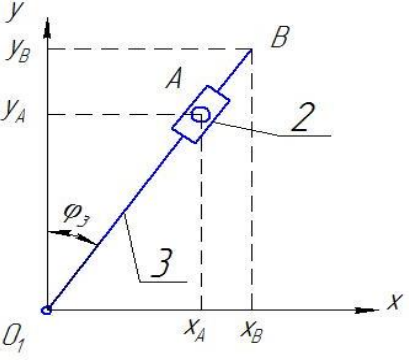
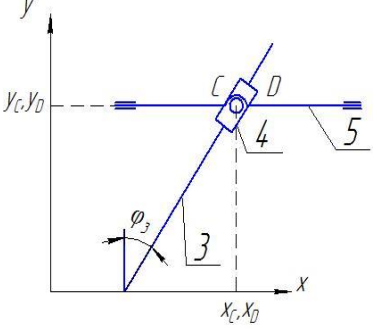
4. Путем последовательного дифференцирования вычисляются линейные и угловые скорости и ускорения точек и звеньев механизма в двенадцати положениях с помощью интегрированной программной системы MathCad.

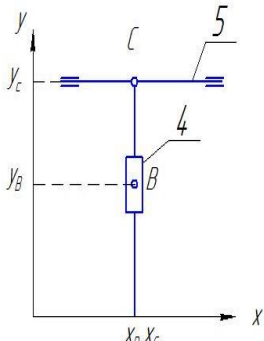
Строятся графики скоростей и ускорений выходного звена.

Таблица 3.1

Математические модели начального звена и структурных групп 2-го класса

Вид группы	Схема группы	Математическая модель
Нач.		<p>При вращении Против часовой стрелки $\varphi_1 = \omega_1 \cdot t + \varphi_0$; По часовой стрелке $\varphi_1 = -(\omega_1 \cdot t - \varphi_0)$ $x_A = L_{OA} \cdot \cos \varphi_1$ $y_A = L_{OA} \cdot \sin \varphi_1$</p>

<p>1 вид</p>		$\varphi_3 = \arccos \left[\frac{L_{O_1B}^2 + (y_A^2 + x_A^2) - L_{AB}^2}{2 \cdot L_{O_1B} \cdot \sqrt{y_A^2 + x_A^2}} \right]$ $+ \arctg \left[\frac{y_A}{x_A} \right]$ $\varphi_2 = \arctg \cdot \left[\frac{y_B + y_A}{x_A - x_B} \right]$ $x_B = L_{O_1B} \cdot \cos \varphi_3$ $y_B = L_{O_1B} \cdot \sin \varphi_3$
<p>2 вид</p>		$\varphi_2 = \arcsin \cdot \left[\frac{y_D - y_C}{L_{CD}} \right]$ $x_B = x_C + L_{CD} \cdot \cos \varphi_2$
<p>3 вид</p>		$\varphi_2 = \arctg \cdot \left[\frac{x_A}{y_A} \right]$ $x_B = L_{O_1B} \cdot \sin \varphi_3$ $y_B = L_{O_1B} \cdot \cos \varphi_3$
<p>4 вид</p>		$x_C = x_D$

5 вид		$x_B = x_C$
-------	---	-------------

Расчет кинематических характеристик для двенадцати положений механизма, выполненный в системе MathCad, представляется в РПЗ. Результаты кинематического анализа для одного из нагруженных положений механизма, полученные аналитическим и графоаналитическим методами, сравниваются, оценивается погрешность расчета.

Погрешность не должна превышать +5%.

3.6. Пример составления математической модели кривошипно-ползунного механизма для кинематического расчета

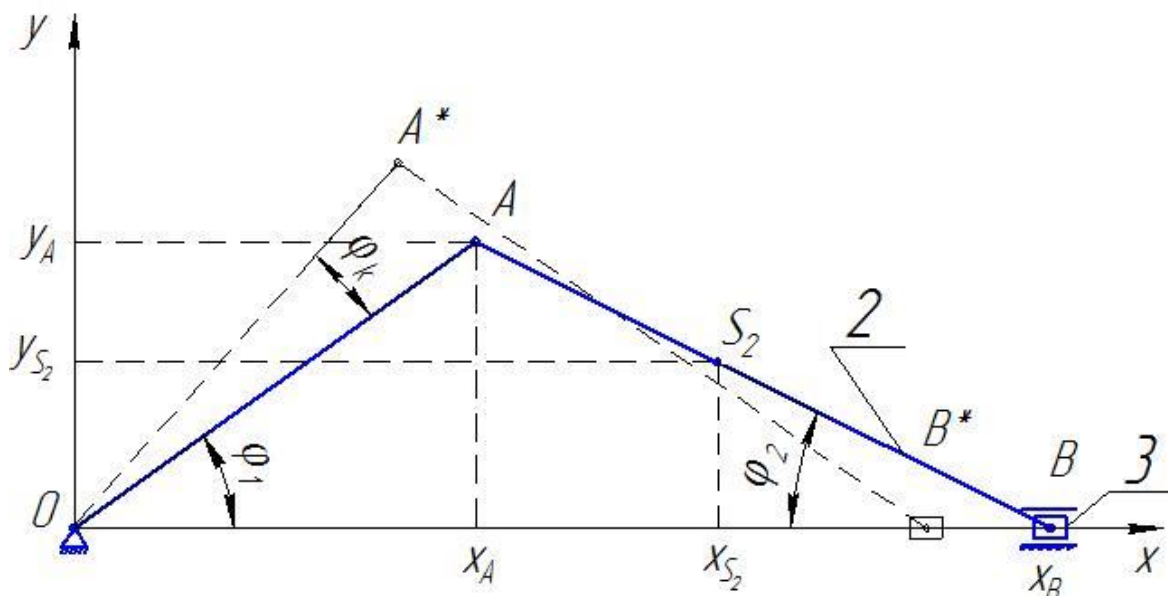


Рис. 3.4. Расчетная схема к математической модели механизма для кинематического расчета

Используемые обозначения в математической модели

- L_1 – длина кривошипа, м; L_2 - длина шатуна, м;
- L_{S_2} – расстояние от т.А до центра масс шатуна S_2 , м;
- ω_1, ω_2 – угловые скорости кривошипа и шатуна, рад/с;

t – текущий момент времени, с;

ϕ_0 - начальный угол наклона кривошипа к горизонтали, град.;

ϕ_1, ϕ_2 - углы наклона кривошипа и шатуна к горизонтали, град.;

$X_A, Y_A, X_{S_2}, Y_{S_2}, X_B, Y_B$ – координаты точек механизма А, S₂, В, м.

Математическая модель механизма
для кинематического расчета (рис.3.4)

$$\phi_1(t) := \omega_1 t + \phi_0; \quad \phi_2(t) := \arcsin [L_1/L_2 \sin(\phi_1(t))];$$

$$X_A(t) := L_1 \cos(\phi_1(t)); \quad Y_A(t) := L_1 \sin(\phi_1(t)); \quad X_{S_2}(t) := X_A(t) + L_{S_2} \cos(\phi_2(t));$$

$$Y_{S_2}(t) := Y_A(t) + L_{S_2} \sin(\phi_2(t)); \quad X_B(t) := X_A(t) + L_2 \cos(\phi_2(t)).$$

4. СИЛОВОЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНОГО МЕХАНИЗМА

4.1. Порядок силового анализа

1. Определяются внешние силы, действующие на звенья механизма:

силы тяжести F_{G_i} , Н, $F_{G_i} = m_i \cdot g$;

сила сопротивления для исполнительных механизмов F_c , Н,

$$F_c = K_F \cdot f_{ck};$$

сила движущая для механизмов-двигателей F_∂ , Н,

$$F_\partial = K_p \cdot P_k \cdot \pi \cdot d^2 / 4,$$

где f_{ck} - ордината графика, соответствующая величине силы сопротивления в соответствующем положении механизма, мм;

P_k - ордината индикаторной диаграммы, соответствующая величине избыточного давления в рабочей полости цилиндра в соответствующем положении механизма, мм;

d - диаметр цилиндра (поршня), м.

2. Определяются силы инерции звеньев механизма. Силы инерции приводятся к главному вектору F_{ui} , Н, прикладываемому к центру масс звена, и главному моменту пары инерционных сил M_{ui} , Н м,

$$F_{ui} = -m_i a_{si}; \quad M_{ui} = -\theta_i \varepsilon_i.$$

3. Графоаналитическим методом определяются реакции в кинематических парах F_{ij} , Н, и уравновешивающий момент M_y , Н м, приложенный к кривошипу, используя принцип Даламбера.

4. Находится мощность, необходимая для привода рабочего агрегата или развиваемая машиной-двигателем P , кВт,

$$P = |M_y| \omega_1 / 1020.$$

4.2. Определение реакций в кинематических парах и уравновешивающего момента графоаналитическим методом

Силовой анализ механизма выполняется последовательно, по структурным группам Ассура, начиная с группы, наиболее удаленной от начального механизма, который рассматривается последним. Каждая структурная группа выносится отдельно. Воздействие отсоединенных частей механизма заменяется силами реакции F_{ij} . Звенья нагружают известными внешними силами (F_c, F_d, F_{G_i}), силами инерции и моментами инерции (F_{ui}, M_{ui}). Силы изображают векторами произвольной длины, моменты пар сил - круговыми стрелками, указывающими их направление.

Силы реакции во вращательных парах для удобства расчета раскладывают на две составляющие: нормальную F_{ij}^n , направленную вдоль звена, и тангенциальную F_{ij}^t , направленную перпендикулярно звену. Сила реакции в поступательной паре считается перпендикулярной ходу ползуна и проходит через ось шарнира, соединяющего ползун с механизмом. Силы трения при расчете не учитываются. Неизвестные силы (силы реакции) определяются в результате решения скалярных ($\sum M_Z = 0; \sum F_x = 0; \sum F_y = 0$) и векторных ($\sum F = 0$) уравнений кинетостатики, составленных из условия равновесия структурной группы или входящих в нее звеньев. Уравнения кинетостатики структурных групп второго класса приведены в табл. 4.1.

План сил (графическое решение векторного уравнения) представляет собой последовательное расположение векторов сил (из конца предыдущего вектора следует начало следующего) с точным соблюдением их величин и направлений. Стандартный масштаб плана сил K_F , Н/мм, выбирается по величине наибольшей известной силы. Если длина вектора силы оказалась меньше 1 мм, то считается, что величина этой силы достаточно мала, и при построении силового многоугольника ею можно пренебречь.

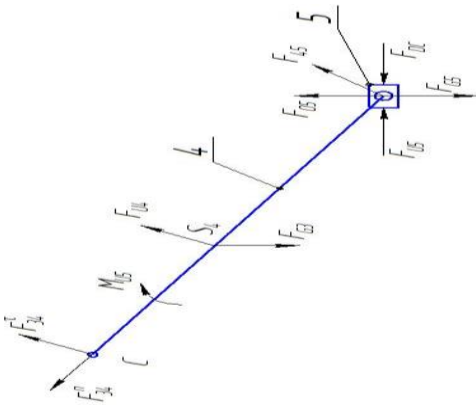
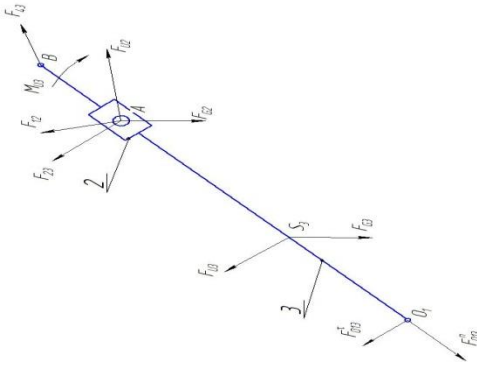
Для определения внутренней реакции между звеньями достаточно на плане сил группы замкнуть многоугольник сил, действующих на одно из звеньев.

Уравновешивающий момент M_y , Н·м, приложенный к кривошипу, определяется из уравнения равновесия моментов относительно оси вращения кривошипа ($\sum M_0 = 0$).

Таблица 4.1
 Определение реакции в кинематических парах и уравнивающего момента
 Начального механизма и структурных групп 2-го класса

Вид	Схема группы	Определяем си-	Уравнения кинето-
1	2	3	4
Нач		M_y F_{O1}	$\sum M_0(1) = 0$ $\sum \bar{F}(1) = 0$
1		F_{12}^T F_{013}^T $F_{12}^n, F_{12}, F_{013}^n, F_{013}$ F_{23}	$\sum M_B(2) = 0$ $\sum M_B(3) = 0$ $\sum \bar{F}(2,3) = 0; \bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$ $\sum \bar{F}(3) = 0; \bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}$

Продолжение таблица 4.1

1	2	3	4
2		F_{34}^{τ} F_{34}^n, F_{34}, F_{05} F_{45}	$\sum M_D(4,5) = 0$ $\sum \bar{F}(4,5) = 0; \bar{F}_{34} = -\bar{F}_{43}$ $\sum \bar{F}(5) = 0; \bar{F}_{45} = -\bar{F}_{54}$
3		F_{23} $F_{013}^n, F_{013}^{\tau}, F_{013}$ F_{12}	$\sum M_{01}(3) = 0; \bar{F}_{23} = -\bar{F}_{32}$ $\sum \bar{F}(3) = 0$ $\sum \bar{F}(2) = 0; \bar{F}_{12} = -\bar{F}_{21}$

Окончание таблица 4.1

1	2	3	4
4		F_{05}, F_{34} F_{54}	$\sum \bar{F}(4,5) = 0$ $\sum \bar{F}(4) = 0$
5		F_{05} F_{34} F_{54} M_{05}	$\sum F_y(5) = 0$ $\sum \bar{F}(4,5) = 0$ $\sum \bar{F}(4) = 0$ $\sum M_c(5) = 0$

4.3. Пример силового расчета кривошипно-ползунного механизма (положение механизма 2, рис. 3.1)

Исходные данные: Массы кривошипа $m_1 = 20 \text{ кг}$, шатуна $m_2 = 20 \text{ кг}$, ползуна $m_3 = 50 \text{ кг}$. Момент инерции шатуна $\theta_2 = 0,85 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$. Сила сопротивления $F_c = 8 \text{ кН}$.

Определение сил и момента сил инерции:

$$\begin{aligned} |F_{u1}| &= m_1 \cdot p \cdot \omega_1^2 = 20 \cdot 0,112 \cdot 11,4^2 = 0,29 \text{ кН}; \\ |F_{u2}| &= m_2 a_s = 20 \cdot 15,5 = 310 \text{ Н}; |F_{u3}| = m_3 \cdot a_B = 50 \cdot 7 = 350 \text{ Н}; \\ |M_{u2}| &= \theta_2 \cdot \varepsilon_2 = 0,85 \cdot 38,4 = 32,6 \text{ Нм}. \end{aligned}$$

Рассмотрим равновесие структурной группы 2-3 (см. табл. 4.1). Векторное уравнение равновесия группы имеет вид:

$$\bar{F}_{12}^n + \bar{F}_{12}^\tau + \bar{F}_{G_2} + \bar{F}_{u_2} + \bar{F}_{G_3} + \bar{F}_{u_3} + \bar{F}_{nc} + \bar{F}_{03} = 0;$$

где F_{12}^n , F_{12}^τ - нормальная и тангенциальная составляющие реакции кривошипа на шатун;

F_{03} - реакция стойки на ползун.

В структурной группе 2-3 (рис. 4.1, а) имеются три неизвестные силы реакции: F_{12}^n , F_{12}^τ , F_{03} . Так как векторное уравнение равновесия позволяет определить две неизвестные силы F_{12}^τ , определим из суммы моментов всех сил, действующих на шатун относительно оси кинематической пары В,

$$F_{12}^\tau = (-F_{G_2} \cdot h_{FG_2} \cdot K_S + F_{u_2} \cdot h_{Fu_2} \cdot K_S + M_{u_2}) / (h_{F_{12}^\tau} \cdot K_S).$$

Для второго выделенного положения механизма

$$F_{12}^\tau = \frac{-196 \cdot 65 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 310 \cdot 66 \cdot 5 \cdot 10^{-3} + 32,6}{99 \cdot 5 \cdot 10^{-3}} = 143,8 \text{ Н}.$$

Силы реакций F_{12}^n , F_{12} и F_{03} определяются из плана сил (рис. 4.1,а). Масштабный коэффициент плана сил $K_F = 800/107 = 75 \text{ Н/мм}$.

Проводится линия действия сил F_{12}^n (параллельно шатуну АВ), из точки на этой линии друг за другом в порядке, указанном в векторном уравнении, откладываются все известные силы. Замыкается силовой многоугольник силой F_{03} (линией, перпендикулярной ходу ползуна). Из плана сил

$$\begin{aligned} F_{12}^n &= |F_{12}^n| K_F = 119 \cdot 75 = 8925 \text{ Н}; \\ F_{12} &= |F_{12}| K_F = 119,1 \cdot 75 = 8930 \text{ Н}; \\ F_{03} &= |F_{03}| K_F = 28,5 \cdot 75 = 2137 \text{ Н}. \end{aligned}$$

Для определения реакции F_{32} в шарнире В замыкаем многоугольник сил, действующих на звено 2

$$F_{32} = |F_{32}| K_F = 114 \cdot 75 = 8575 \text{ Н}.$$

Неизвестными величинами в группе начальных звеньев (рис. 4.1,б) являются реакция стойки на кривошип F_{01} и уравновешивающий момент M_y ,

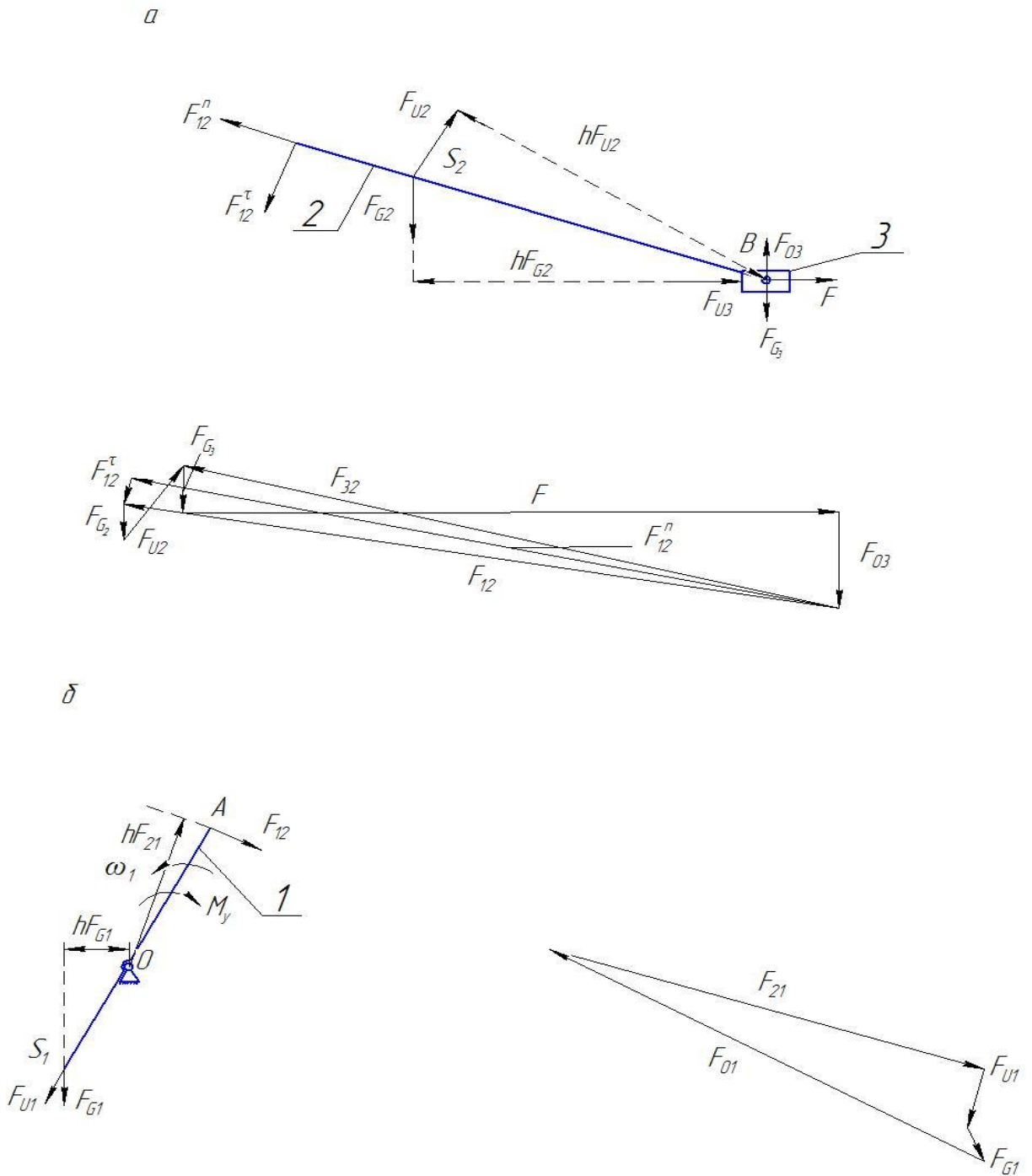


Рис. 4.1. Силовой анализ кривошипно-ползунного механизма:
 а - кинестатика структурной группы 2-3;
 б - кинестатика начального механизма

приложенной к кривошипу со стороны приводной или приводимой части агрегата, например, момент, передающийся через муфту, связывающий редуктор привода с кривошипом.

Для определения силы F_{01} составляем векторное уравнение

$$\bar{F}_{G1} + \bar{F}_{u1} + \bar{F}_{21} + \bar{F}_{01} = 0,$$

где F_{21} - реакция шатуна на кривошип $\bar{F}_{21} = -\bar{F}_{12}$.

Строится в масштабе силовой многоугольник, замыкающим вектором которого является вектор реакции F_{01} (рис. 4.1, б).

Для второго положения механизма

$$F_{01} = |F_{01}| \cdot K_F = 60 \cdot 150 = 9000 \text{ Н.}$$

Уравновешивающий момент, приложенный к кривошипу, определяется из суммы моментов всех сил, действующих на кривошип относительно оси ОУ против часовой стрелки (в сторону вращения кривошипа).

5. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИЖЕНИЯ МАШИННОГО АГРЕГАТА. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ МАХОВЫХ МАСС

5.1. Общие положения

Задача расчета состоит в определении момента инерции и размеров маховика, обеспечивающих заданный коэффициент неравномерности движения машины.

Исходными данными для проектирования являются:

кинематическая схема механизма;

коэффициент неравномерности движения δ ;

линейные $V_{Si^{x,y}}$, м/с и угловые ω_i , рад/с, скорости точек и звеньев механизма или планы скоростей;

массы m_i , кг, и моменты инерции θ_i , кг·м², звеньев механизма;

внешние силы, действующие на механизм F_{Gi} , Н, F_c , Н, или F_d , Н.

При расчете рекомендуется использовать метод приближённого решения дифференциального уравнения движения машины на ЭВМ.

Порядок расчета следующий:

вычисляются приведенные к кривошипу моменты внешних сил (сил движущих или сил сопротивления) $M_{d.c^{np}}$, Н·м, и моменты инерции масс звеньев механизма (без маховых масс) θ^{np} , кг·м², во всех положениях механизма;

определяется момент инерции маховика θ_m , кг·м², и закон установившегося движения звена приведения $\omega_1 = f(\phi_k)$;

определяются параметры маховика (масса m_m , основные размеры);

вычерчиваются эскиз маховика и схема его установки;

строятся графики $\omega_1 = f(\phi_k)$, $M_{d.c^{np}} = f(\phi_k)$, $\theta^{np} = f(\phi_k)$.

5.2. Определение приведенных к кривошипу моментов внешних сил и моментов инерции масс звеньев механизма

Приведенный момент от внешних сил $M_{\partial.c^{np}}$ Н·м, для каждого положения механизма

$$M_{\partial.c^{np}} = \sum_{i=1}^{n_F} [(F_{Bjx} V_{xi} + F_{Bjy} V_{yi}) / \omega_1] + \sum_{i=1}^{n_M} (M_i \omega_i / \omega_1),$$

где ω_1 - угол скорости звена приведения, рад/с;

M_i - приводимый момент, приложенный к i -му звену, Н·м;

ω_i - угловая скорость i -го звена, рад/с;

F_{Bjx}, F_{Bjy} - проекции i -й внешней силы на оси X и Y, Н;

V_{xi}, V_{yi} - проекции на оси X и Y скорости точки приложения j -й внешней силы, м/с;

n_F, n_M - число приложенных соответственно внешних сил и моментов к точкам и звеньям механизма.

Приведенный момент инерции θ^{np} , кг·м², для каждого положения механизма определяется по формуле

$$\theta^{np} = \sum_{i=1}^n [m_i (V_{xi}^2 + V_{yi}^2) / \omega_1^2 + \theta_i \cdot \omega_i^2 / \omega_1^2].$$

Расчет приведенных моментов внешних сил и инерции масс для одного выделенного положения механизма подробно приводится в РПЗ.

5.3. Определение параметров маховика и закона движения звена приведения аналитическим методом

Расчет маховика аналитическим методом является приближенным и выполняется на ПЭВМ с помощью прикладной программы.

Ввод исходных данных

Вводятся заданные частоты вращений двигателя $n_{\partial\delta}$, об/мин, и кривошипа n_1 , об/мин, допустимое значение коэффициента неравномерности вращения кривошипа $[\delta]$. Задается число интервалов N , на которое разбивается цикл машинного агрегата (обычно $N = 12, 24, \dots$). По данным расчетов, выполненных ранее, вводится массив приведенных к кривошипу моментов от внешних сил сопротивления $M_c^{np}(\phi_k)$, Н·м, и приведенных моментов инерции (без маховых масс) $\theta^{np}(\phi_k)$, кг·м².

Выбор электродвигателя

Тип электродвигателя привода машинного агрегата выбирается из банка данных программы по заданной частоте вращения $n_{\partial\delta}$, об/мин, и мощности двигателя P , кВт, вычисляемой программой по формуле

$$P = |M_c^{np}| \omega_1 / (1020\eta);$$

где M_c^{np} - среднее значение приведенного момента сил сопротивления, Н·м;
 η - КПД редуктора $\eta = 0,8 \dots 0,9$.

Мощность выбранного двигателя должна быть равна или больше вычисленной мощности.

По характеристикам электродвигателя программа определяет момент инерции электродвигателя θ_d , кг·м², приведенный к кривошипу с учетом маховых масс редуктора и муфт

$$\theta_d = kmD^2/4u^2;$$

где $k = 1,4 \dots 1,5$ - коэффициент, учитывающий маховые массы редуктора и муфт;

$u = n_{дв}/n_1$ - передаточное число редуктора.

Затем проверяется, нужен ли маховик. Для проверки необходимости маховика программой в уравнении

$$\Delta\omega_k = [(M_{ок}^{np} + M_{ск}^{np})/(\theta_k\omega_k) - \Delta\theta_k\omega_k/(2\Delta\phi\theta_k)]\Delta\phi_k,$$

где $\Delta\omega_k$ - приращение угловой скорости для каждого приращения угла поворота кривошипа $\Delta\Phi_k$ ($k = 0, 1, 2, \dots, N$);

$M_{ок}^{np}$ - приведенный момент движущих сил в k -м положении механизма;

θ_k - приведенный момент инерции с учетом маховых масс k -м положении механизма,

$$\theta_k = \theta_d + \theta_k^{пр} + \theta_M,$$

автоматически принимается $\theta_M = 0$ и рассчитывается

$$\delta = 2(\omega_{max} - \omega_{mix})/(\omega_{max} + \omega_{mix}),$$

где ω_{max} , ω_{mix} выбираются программой в ходе вычисления угловой скорости ω_k в каждом положении механизма

$$\omega_{k+1} = \omega_k + \Delta\omega_k; \omega_{k+2} = \omega_{k+1} + \Delta\omega_k \text{ и т.д.}$$

Если при этом $\delta \leq [\delta]$, то программа сообщит, что маховик не нужен, если $\delta > [\delta]$ - маховик нужен.

В случае, когда маховик не нужен, следует на этом этапе завершить работу с программой выводом на печать исходных данных и результатов расчета.

Определение момента инерции маховика

Момент инерции маховика θ_M , кг·м², задается пользователем произвольно. Рекомендуется на начальном этапе расчета момент инерции маховика назначить небольшим, соизмеримым с θ_d . Одновременно задается первоначальное значение угловой скорости кривошипа ω_0 . Целесообразно принимать $\omega_0 \leq \pi n_1/30$.

Программой проверяется условие равенства угловых скоростей в начале и конце цикла

$$|\omega_0 - \omega_N| < \gamma_1[\delta]\omega_0,$$

где ω_N - угловая скорость кривошипа в конце цикла;

$\gamma_1 = 0,1 \dots 0,2$ - степень приближения расчета.

Если условие не выполняется, на сообщение программы следует ввести новое значение начальной угловой скорости и расчет повторить.

Аналогично рассчитывается коэффициент неравномерное вращения кривошипа при заданном значении θ_M и сравниваете с допустимым значением $[\delta]$

$$|\delta - [\delta]| < \gamma_2[\delta],$$

где $\gamma_2 = 0,1 \dots 0,2$ - степень приближения расчета.

Если условие не выполняется, на сообщение программы следует ввести новое значение θ_M и расчет повторить.

Определение размеров маховика

Форма маховика выбирается вводом цифры "1", если принимается кольцеобразная форма маховика, цифры "2", если дискообразная форма (см. рис. 6.2). Также вводятся плотность выбранного материала маховика ρ , кг/м³, относительные размеры маховика ($\beta = 0,15 \dots 0,25$; $\xi = 0,15 \dots 0,25$).

Размеры маховика определяются по следующим формулам:

для дискообразного

$$D = \sqrt[5]{32\theta_M/\pi \beta \rho}; \quad b = \beta D;$$

для кольцеобразного

$$D = \sqrt[5]{4\theta_M/\pi \beta \xi \rho}; \quad b = \beta D; \quad h = \xi D$$

где D - диаметр маховика, м;

b ; b - ширина обода маховика, м;

h - высота обода маховика, м,

и проверяют маховик на прочность

$$\delta = \rho(\omega_k D/2)^2 \leq [\delta],$$

где δ - напряжение в материале маховика от действия центробежных сил, Па;

$[\delta]$ - допускаемое напряжение материала маховика, Па.

Если условие прочности не выполняется, следует заменить материал маховика.

Вывод на печать

На печать выводятся исходные данные, конечные значения θ_M , δ , в 12-ти положениях и размеры маховика D , b , h . Распечатка с ЭВМ подшивается в РПЗ. Графики $M^{np} = f(\phi)$, $\theta^{np} = f(\phi_k)$, $\omega_k = f(\phi_k)$, эскиз маховика и схема его установки помещаются также в РПЗ курсового проекта.

Определение параметров маховика машины-двигателя

При расчете маховика двигателя внутреннего сгорания или даровой машины вместо приведенного момента сил сопротивления вводится приведенный момент сил движущих. Момент сил сопротивления принимается равным среднему за цикл приведенному сил движущих

$$M_c^{np} = - \sum_{i=1}^N M_{di}^{np} / N.$$

Электрический двигатель не подбирается. Остальные расчеты ведутся аналогично расчету маховика рабочей машины.

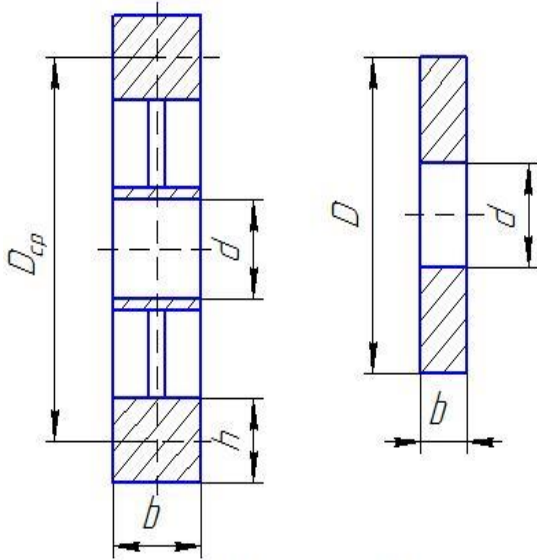


Рисунок 6.2. Эскиз маховика:
а – кольцеобразного; б – дискообразного

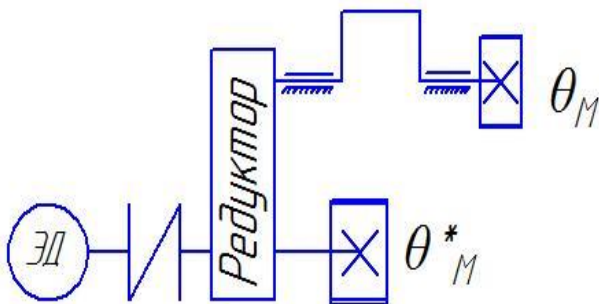


Рисунок 6.5. Место установки маховика в машине

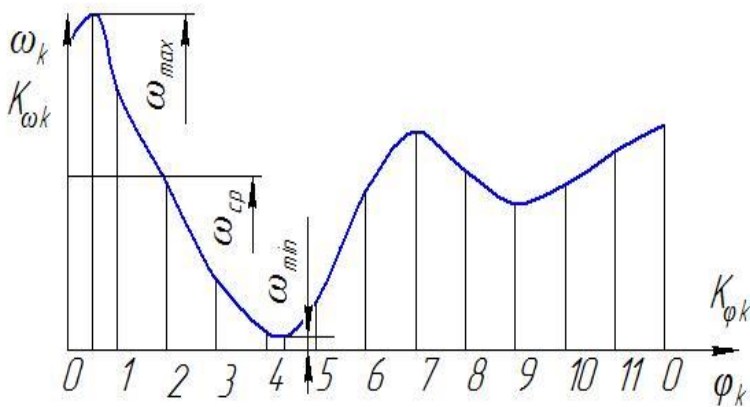


Рисунок 6.4. График изменения истинной угловой скорости звена привода

5.4. Пример расчета маховика (рис. 3.1)

Для определения приведенных моментов сил и моментов инерции масс используют формулы:

$$M^{np} = F_C \cdot V_{B_x} / \omega_1 - F_{G_2} \cdot V_{S_{1y}} / \omega_1 - F_{G_1} \cdot V_{S_{1y}} / \omega_1;$$

$$\theta^{np} = m_2 (V_{S_{2x}^2} + V_{S_{2y}^2}) / \omega_1^2 + \theta_2 \omega_2^2 / \omega_1^2 + m_3 V_{B_x}^2 / \omega_1^2.$$

Для второго нагруженного положения механизма (см. рис. 3.1)

$$M^{np} = -8000 \cdot 1,91 / 11,4 - 196 \cdot 0,637 / 11,4 + 196 \cdot 0,64 / 11,4 =$$

$$= -1342 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$\theta^{np} = 20 [(-1,7)^2 + 0,637^2] / 11,4^2 + 0,85 \cdot 1,99^2 / 11,4^2 +$$

$$+ 50 \cdot (-1,91)^2 / 11,4^2 = 1,95 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

Приведенные моменты внешних сил и инерции масс механизма во всех положениях приведены в табл. 5.1.

Таблица 5.1

Приведенные моменты внешних сил и инерции масс

Номер положения механизма	Угол поворота кривошипа Φ_k , град	M^{np} , Н·м	θ^{np} , кг·м ²
1	30	0,057	0,99
2	60	-1342	1,95
3	90	-1320	1,91
4	120	-945	1,15
5	150	-0,057	0,54
6	180	-0,065	0,34
7	210	-0,057	0,54
8	240	-0,033	1,15
9	270	0	1,9
10	300	0,033	1,95
11	330	0,056	0,99
12	360	0,065	0,34

Результаты расчета на ЭВМ

Диаметр маховика, м	0,866
Ширина обода маховика, м	0,173
Момент инерции масс, кг·м ²	75
Коэффициент неравномерности вращения	0,1
Тип двигателя	4A100L4УЗ
Мощность электродвигателя	4,000
Номинальная частота вращения двигателя, об/мин	1430

Истинная угловая скорость кривошипа

Номер положения механизма	Угол поворота кривошипа ϕ_k , град	Угловая скорость кривошипа ω_k , рад/с
0	0	11,89
1	30	11,89
2	60	11,60
3	90	11,05
4	120	10,74
5	150	10,83
6	180	11,17
7	210	11,41
8	240	11,56
9	270	11,65
10	300	11,75
11	330	11,86
12	360	11,92

6. ПРОЕКТИРОВАНИЕ ЗУБЧАТОГО МЕХАНИЗМА

6.1. Постановка задачи. Расчетные формулы

Исходные данные: блок-схема зубчатого механизма; передаточное отношение планетарного редуктора; числа зубьев и модуль одноступенчатой передачи. Модуль тихоходного ряда или ТИХОХОДНОЙ ступени планетарного редуктора принимается равным 0,25 - 0,40 модуля одноступенчатой передачи. Модуль быстроходного ряда или ступени - 0,6 – 1,0 от модуля тихоходного ряда или ступени. Модули должны быть стандартными (табл. 6.1). Зубчатые колеса планетарного редуктора нарезаны стандартным инструментом ($\alpha = 20^\circ$) без смещения, одноступенчатой передачи – со смещением.

Таблица 6.1

Модули зубчатых колес.

1 ряд, мм	1,25 ; 1,5 ; 2 ; 2,5 ; 3 ; 4 ; 5 ; 6 ; 8 ; 10 ; 12 ; 16 ; 20 ; 25 ; 32
2 ряд, мм	1,375 ; 1,75 ; 2,25 ; 2,75 ; 3,5 ; 4,5 ; 5,5 ; 7 ; 9 ; 11 ; 14 ; 18 ; 22 ; 28 ; 36

Последовательность проектирования:
 выбор схемы и расчета чисел зубьев колес планетарного редуктора;
 геометрический расчет и построение картины эвольвентного зацепления одноступенчатой передачи;
 определение и оценка качественных показателей зубчатого зацепления.

6.2. Выбор схемы планетарного редуктора

Одно и то же заданное передаточное отношение можно получить, применяя различные по схеме механизмы, которые могут сильно отличаться по массе, габаритам, КПД. В общем случае выбор схемы может быть осуществлен только путем детального сравнения различных вариантов. Количество возможных схем безгранично. Наибольшее практическое применение нашли лишь схемы, приведенные в табл. 6.2. Для силовых редукторов можно применять схемы 1, 2, 3. Редукторы по схемам 4, 5 имеют малый КПД и используются только в приборах для обеспечения очень больших передаточных отношений.

6.3. Проектирование планетарного редуктора

Планетарные механизмы позволяют осуществлять большие передаточные отношения при малых габаритах и сравнительно высоком КПД. Целесообразно применять планетарные передачи с числом сателлитов $K=3\ldots 6$. Увеличение числа сателлитов уменьшает нагрузку на каждый работающий зуб. Минимальное число сателлитов 3. При известных кинематической схеме и передаточном отношении планетарного редуктора числа зубьев колес выбираются с учетом трех условий: соосности выходного и входного валов; сборки с симметрией зон зацепления; соседства сателлитов.

Условие соосности - межосевые расстояния первой и второй зубчатых пар планетарного редуктора равны.

Условие сборки - все угловые расстояния между осями сателлитов должны быть одинаковы и равны $360^\circ/K$. При этом если один из сателлитов свободно вводится в зацепление в некоторой исходной позиции, фиксированной относительно неподвижного вала, то каждый из остальных сателлитов может также входить в зацепление в той же позиции.

Условие соседства учитывает возможность свободного размещения сателлитов без соприкосновения друг с другом. Условие выполняется, если расстояние между осями сателлитов больше диаметра окружности вершин большего колеса сателлита.

Учет всех перечисленных условий приводит к следующему соотношению чисел колес планетарного редуктора:

$$z_i : z_j : Ц, \quad (6.1)$$

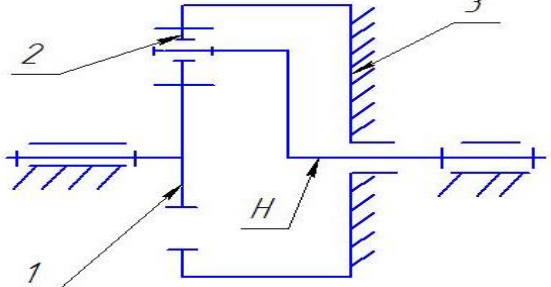
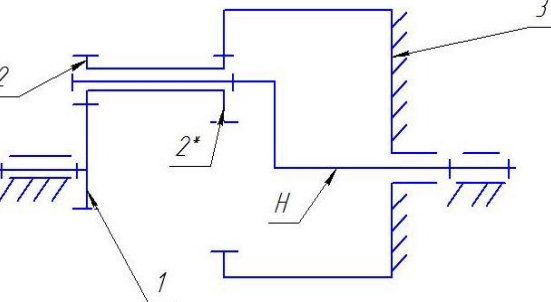
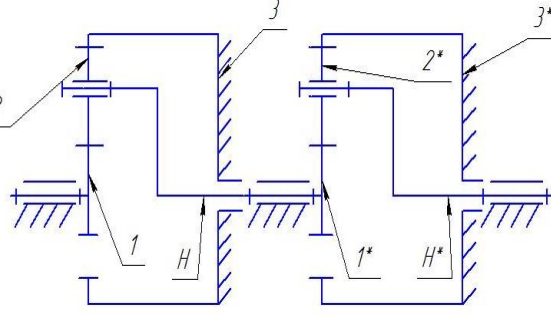
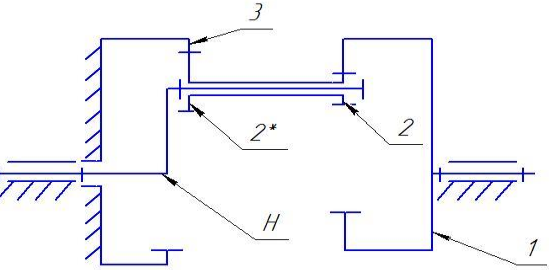
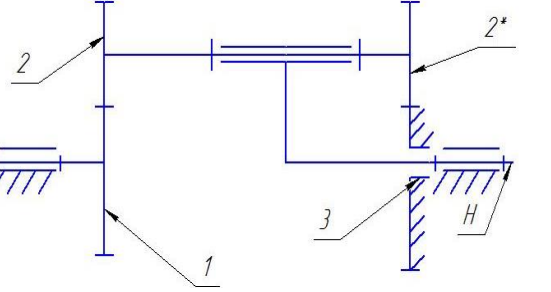
где Ц - целое число.

Это отношение должно быть в виде простых дробей или целых чисел. Если такое отношение не получается, следует внести изменение в передаточное отношение в пределах $\pm 3\%$ от номинального значения. Возможно и большее отклонение от номинального значения, но в этом случае следует внести корректировку в передаточное отношение открытой передачи.

При проектировании редукторов с нулевыми колесами необходимо учитывать ограничение их габаритов и недопустимость явлений подреза и заклинивания зубьев.

Таблица 6.2

Основные типы планетарных передач

№ схемы	Схема передачи	КПД	U_{1H}	Диапа- зон U_{1H}
1		0,96-0,99	$U_{1H} = 1 + z_3/z_1$	3-8
2		0,96-0,99	$U_{1H} = 1 + \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}$	8-16
3		0,93-0,96	$U_{1H} = \left(1 + \frac{z_3}{z_1}\right) \cdot \left(1 + \frac{z_3'}{z_1'}\right)$	16-63
4		0,2-0,6	$U_{1H} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}}$	63-1600
5		0,2-0,5	$U_{1H} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 \cdot z_3}{z_1 \cdot z_2'}}$	30-1500

Это отражено в ограничениях чисел зубьев колес, приведенных в табл. 6.3.

Таблица 6.3

Параметры и обозначения планетарного редуктора

Наименование параметра	Обозначение	Величина
Передаточное отношение	U_{1H}	По заданию
Допустимое относительное отклонение	$\Delta_{U_{max}}/U_{1H}$	0,03
Критическое отношение передаточного отношения обращенного механизма	$U_{кр}^H$	8,8
Число зубьев колеса 1	z_1	17-40
Наименьшие числа зубьев колеса 2,2	$z_{2,2'}_{min}$	20
Число зубьев колеса 3	z_3	85-150

Приведя числа зубьев в отношении (6.1) к целым числам и учитывая рекомендации табл. 6.3, находят числа зубьев колес. Производят проверку редуктора по условиям соосности, сборки, соседства и передаточному отношению.

Кинематическая схема зубчатого механизма в двух видах помещается на втором листе проекта в стандартном масштабе (рис. 6.1). Радиусы колес планетарного редуктора определяются по формуле

$$r = m \cdot z / 2,$$

одноступенчатой передачи - по формуле

$$r_{wi} = a_w / (u_{ij} + 1); r_{wj} = r_{wi} \cdot u_{ij}.$$

6.3.1. Проектирование планетарного редуктора по схеме 1 (табл. 6.2)

Из условий:

обеспечения заданного передаточного отношения

$$U_{1H} = 1 + z_3 / z_1;$$

соосности

$$z_2 = (z_3 - z_1)/2$$

сборки

$$z_1 + z_3 = KЦ$$

соседства

$$\sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > (z_2 + 2 \cdot h_a^*) / (z_3 - z_2)$$

определяется следующее соотношение между числами зубьев колес редуктора

$$z_1 : z_2 : z_3 : Ц = 1 : \frac{U_{1H}-2}{2} : U_{1H} - 1 : \frac{U_{1H}}{K} \quad (6.2)$$

ПРИМЕР. Подобрать числа зубьев планетарного редуктора по схеме 1 при $U_{1H} = 4,5$; $K = 3$.

Решение:

находим соотношение (6.2)

$$z_1 : z_2 : z_3 : Ц = 1 : (4,5 - 1) : \frac{4,5}{3} = 4 : 5 : 14 : 6.$$

Исходя из требований табл. 6.2, принимаем $z_1 = 20$; $z_2 = 25$; $z_3 = 70$.

Проверка условий:

обеспечения заданного передаточного отношения

$$U_{1H} = 1 + \frac{70}{20} = 4,5 - \text{соответствует заданному};$$

соосности по формуле

$$25 = \frac{70 - 20}{2} \quad 25 = 25 - \text{удовлетворяется};$$

сборки по формуле

$$2 + 70 = 3Ц; Ц = 30 - \text{целое число};$$

соседства по формуле

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{25 + 2}{70 - 25}; 0,866 > 0,6 - \text{удовлетворяется}.$$

Вывод: выбранные числа зубьев колес редуктора удовлетворяют всем условиям.

6.3.2. Проектирование планетарного редуктора по схеме 2 (табл.6.2)

Из условий:

обеспечения заданного передаточного отношения

$$U_{1H} = 1 + z_2 \cdot z_3 / z_1 \cdot z_2 ;$$

соосности

$$m_{12} \cdot (z_1 + z_2) = m_{2'3} \cdot (z_3 - z_2) ;$$

сборки

$$z_3 - z_1 \cdot \frac{z_2'}{z_2} = KЦ ;$$

соседства

$$\sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > \frac{z_2 + 2 \cdot h_a^*}{z_1 + z_2}; \quad \sin\left(\frac{\pi}{K}\right) > \frac{z_2' + 2 \cdot h_a^*}{z_3 + z_2'}$$

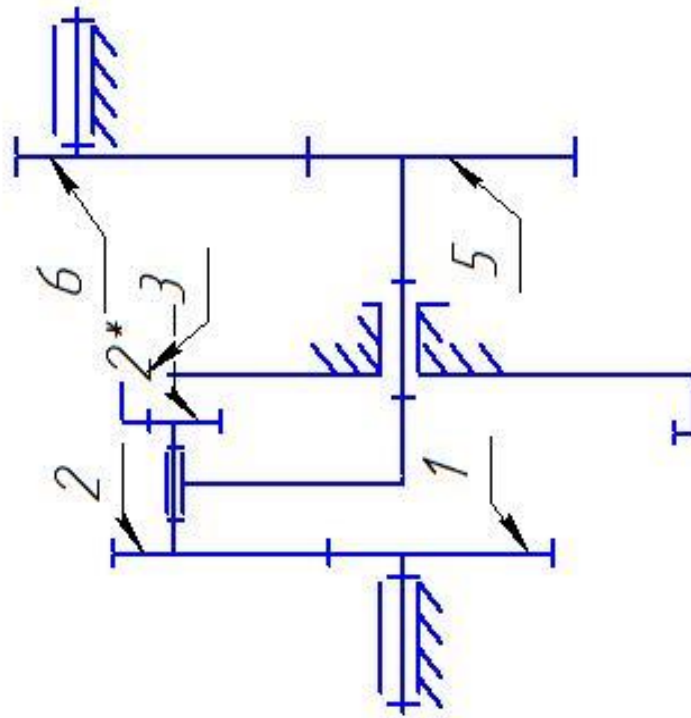
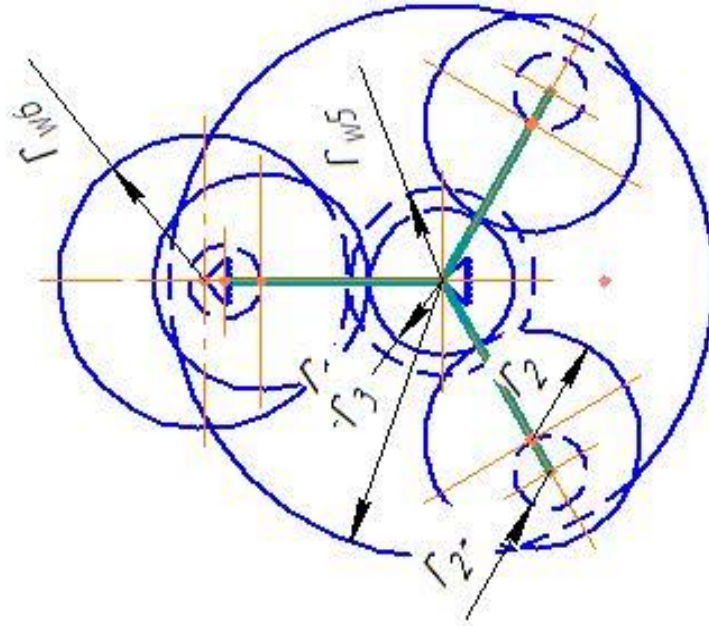


Рис. 6.1. Кинематическая схема планетарного редуктора

Определяется следующее соотношение между числами зубьев колес редуктора:

$$z_1 : z_2 : z_2' : z_3 : U = 1 : (\xi - 1) : g \cdot \frac{\xi(\xi-1)}{U_{1H}-\xi} : g \cdot \frac{\xi(U_{1H}-1)}{U_{1H}-\xi} : g \cdot \frac{\xi(U_{1H}-2)}{K(U_{1H}-\xi)}, \quad (6.3)$$

где g – отношение модуль зубьев колес ступеней планетарного редуктора;

ξ – величина, которая выбирается наименьшей из неравенств:

$$\xi < \frac{1 + 2 \cdot h_a^*/z_{2min}}{1 + 2 \cdot \frac{h_a^*}{z_{2min}} - \sin(\frac{\pi}{K})}$$

$$\xi < \frac{1 + 2 \cdot \frac{h_a^*}{z_{2'min}} + U_{1H} \cdot \sin(\frac{\pi}{K})}{1 + 2 \cdot \frac{h_a^*}{z_{2'min}} + \sin(\frac{\pi}{K})}$$

и округляется в сторону уменьшения до простой дроби. Минимально возможное число зубьев сателлитов z_{2min} и $z_{2'min}$ принимается по табл. 6.3.

ПРИМЕР. Подобрать числа зубьев колес планетарного редуктора по схеме 2 по следующим данным:

$$U_{1H} = 12; m_{12} = 3; m_{2'3} = 5; h_a^* = 1,0; K = 3.$$

Решение

По табл. 2.4 $z_{2min} = z_{2'min} = 20$, $g = \frac{m_{12}}{m_{2'3}} = \frac{3}{5}$.

Из неравенства

$$\xi < \frac{1 + 2/20}{1 + 2/20 - \sin(\frac{\pi}{3})} = 4,7$$

$$\xi < \frac{1 + 2/20 + 12 \cdot \sin(\frac{\pi}{3})}{1 + 2/20 + \sin(\frac{\pi}{3})} = 5,8$$

Примем $\xi = 4,0$

Находим соотношение (6.3)

$$z_1 : z_2 : z_2' : z_3 : U = 1 : (4 - 1) : \frac{3}{5} \cdot 4 \cdot \frac{4-1}{12-4} : \frac{3}{5} \cdot 4 \cdot \frac{12-1}{12-4} : \frac{3}{5} \cdot 4 \cdot \frac{(12-2)}{3 \cdot (12-4)} = 1 : 3 : \frac{9}{10} : \frac{33}{10} : 1.$$

В соответствии с найденным отношением примем следующие числа зубьев редуктора $z_1 = 30$; $z_2 = 90$; $z_2' = 27$; $z_3 = 99$.

Проверка условий:

передаточного отношения по формуле

$$U_{1H} = 1 + 90 \cdot \frac{99}{30} \cdot 27 = 12 - \text{соответствует заданному;}$$

соосности по формуле

$$3 \cdot (30 + 90) = 5 \cdot (99 - 27); 360 = 360 \text{ —удовлетворяется;}$$

сборки по формуле

$$99 - 27 \cdot \frac{30}{90} = 3 \cdot \zeta; \zeta = 30 \text{ —целое число, удовлетворяется;}$$

соседства по формуле (2.24)

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{90+2}{30+90}; 0,866 > 0,767 \text{ —удовлетворяется;}$$

$$\sin\left(\frac{\pi}{3}\right) > \frac{27+2}{99+27}; 0,866 > 0,400 \text{ —удовлетворяется.}$$

Вывод: выбранные числа зубьев колес редуктора удовлетворяют всем условиям.

При проектировании планетарного редуктора по схеме 3 передаточное отношение каждой ступени определяется по формуле

$$U_{1H}^{ст} = \sqrt{U_{1H}}.$$

Расчет каждой ступени ведется так же, как и редуктора по схеме 1.

6.4. Геометрический расчет одноступенчатой эвольвентной передачи

1. Выбор коэффициентов смещения. Для предотвращения подреза зубьев минимально необходимый коэффициент смещения при нарезании их реечным инструментом

$$X_{imin} = 1 - \frac{z_i}{z_{min}} = 1 - z_i/17,$$

где $z_{min} = 17$ - наименьшее число зубьев, которое может быть нарезано без смещения при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$.

Увеличение коэффициентов смещения улучшает эксплуатационные качества зубчатой передачи, если при этом коэффициент перекрытия не становится меньше допустимой величины и не происходит заострения зубьев. Международная организация по стандартизации (ИСО) рекомендует принимать при $z_i < 30$, $X_{imin} = 0,03(30 - z_i)$.

2. Определение параметров эвольвентной передачи и размеров зубчатых колес. Параметры эвольвентной передачи и размеры зубчатых колес определяются по формулам (см. п.6.7.). Значения эвольвентной функции приведено в табл. 6.4. Об отсутствии заострения зуба свидетельствует неравенство $S_a \geq 0,2m$

3. Определение коэффициента перекрытия. Для нормальной работы зубчатой передачи должно выполняться условие

$$\varepsilon_\alpha \geq 1,05$$

6.5. Построение картины зацепления

Зубчатая передача отроится следующим образом (рис. 6.2).

1. Межосевое расстояние $O_5O_6 = a_w$ откладывается на черте в стандартном масштабе. Масштаб выбирается таким, чтобы высота зубьев на чертеже составляла 30-50 мм.

Таблица 6.4

Эвольвентная функция $inv\alpha = tg\alpha - \alpha$

Угол, град	Минуты					
	0	10	20	30	40	50
20	0,0149	0,0153	0,0157	0,0161	0,0165	0,0169
21	0,0173	0,0178	0,0182	0,0187	0,0191	0,0196
22	0,0200	0,0205	0,0210	0,0215	0,0220	0,0225
23	0,0230	0,0236	0,0241	0,0247	0,0252	0,0258
24	0,0263	0,0269	0,0275	0,0281	0,0287	0,0293
25	0,0300	0,0306	0,0313	0,0319	0,0326	0,0333
26	0,0339	0,0346	0,0353	0,0361	0,0368	0,0375
27	0,0383	0,0390	0,0398	0,0406	0,0414	0,0422
28	0,0430	0,0438	0,0447	0,0455	0,0464	0,0473
29	0,0482	0,0491	0,0500	0,0509	0,0518	0,0529
30	0,0538	0,0547	0,0557	0,0567	0,0577	0,0588
31	0,0589	0,0608	0,0619	0,0630	0,0641	0,0652
32	0,0664	0,0675	0,0686	0,0698	0,0710	0,0722
33	0,0734	0,0747	0,0759	0,0772	0,0785	0,0798
34	0,0818	0,0824	0,0838	0,0851	0,0865	0,0879
35	0,0893	0,0908	0,0922	0,0937	0,0951	0,0967
36	0,0980	0,1000	0,1010	0,1030	0,1045	0,1060
37	0,1080	0,1090	0,1110	0,1130	0,1145	0,1160
38	0,1180	0,1200	0,1220	0,1230	0,1250	0,1270
39	0,1290	0,1310	0,1330	0,1350	0,1370	0,1390
40	0,1410	0,1430	0,1450	0,1470	0,1490	0,1510
41	0,1537	0,1559	0,1582	0,1604	0,1627	0,1650
42	0,1674	0,1697	0,1721	0,1746	0,1770	0,1795
43	0,1820	0,1846	0,1871	0,1898	0,1924	0,1951
44	0,1977	0,2005	0,2032	0,2060	0,2089	0,2117
45	0,2146	0,2175	0,2205	0,2235	0,2265	0,2296
46	0,2327	0,2358	0,2390	0,2455	0,2455	0,2487

2. С центрами из точек O_5 и O_6 проводятся соответствующими радиусами начальные r_{w5} и r_{w6} , делительные r_5 и r_6 , основные r_{b5} и r_{b6} окружности, окружности вершин r_{a5} и r_{a6} и впадин r_{f5} и r_{f6} . Начальные окружности должны касаться друг друга в подвое зацепления Р. Расстоя-

ние между делительными окружностями по межосевой линии равно воспринимаемому смещению um . Расстояние между окружностями вершин одного колеса и впадин другого должно быть равно радиальному зазору c^*m .

3. Через полюс зацепления проводится общая касательная к начальным окружностям, под углом к ней проводится линия зацепления N_1 и N_2 , касательная к основным окружностям обоих колес.

4. Строятся профили зубьев колес. Для этого линия зацепления продляется до точки касания с основными окружностями. Ее участки, заключенные между полюсам P и точками касания N_1 и N_2 , делятся на 3-5 равных отрезков каждый, и такие же 3—6 отрезков откладываются на продолжениях линии зацепления за точками контакта с основными окружностями. Основные окружности колес по обе стороны от точек контакта с линией зацепления делятся на дуги, длины которых равны соответствующим отрезкам линии зацепления. Концы полученных дуг соединяются радиусами со своими центрами и перпендикулярно радиусам проводятся касательные к основной окружности. На касательных откладываются отрезки, равные соответствующим отрезкам линии зацепления. Концы отрезков образуют профили зубьев ведущего и ведомого колес. В тех случаях, когда радиус окружности впадин оказывается меньше радиуса основной окружности, профиль зубьев между окружностями достраивается радиальной прямой. Сопряжение корней зубьев с окружностями впадин выполняется по радиусу $r_f = r_f^*m$.

5. На каждом колесе строятся профили трех зубьев. Для этого в обе стороны от построенных сопряженных профилей по делительным окружностям откладываются толщины зубьев S_6 и S_5 проводятся оси симметрии и достраиваются симметричные профили второй стороны зубьев. Профили еще двух зубьев на каждом колесе располагаются на расстоянии шага $P = \pi m$.

6. Сопряженные зубья колес соприкасаются на активном участке линии зацепления ab . Для определения активных участков профилей зубьев следует радиусами O_5a и O_6b сделать засечки на соответствующих профилях. Сопряженные профили перекатываются друг по другу со скольжением, поэтому длины активных поверхностей зубьев могут быть различны.

6.6. Оценка качества зацепления

Качество зацепления определяется коэффициентом перекрытия и относительным скольжением зубьев.

Коэффициент перекрытия, рассчитанный по формуле (см. п.6.7), сравнивается с найденным графически по рис. 6.2

$$\varepsilon_\alpha = ab/P_b,$$

где $P_b = \pi m \cos \alpha$ - основной шаг.

Расхождение значений ε_α не должно быть больше 5%.

Относительное скольжение зубьев вызывает износ их активных поверхностей. Величина скольжения измеряется коэффициентами относительного скольжения зубьев 5-го по 6-му λ_{56} и 6-го по 5-му λ_{65}

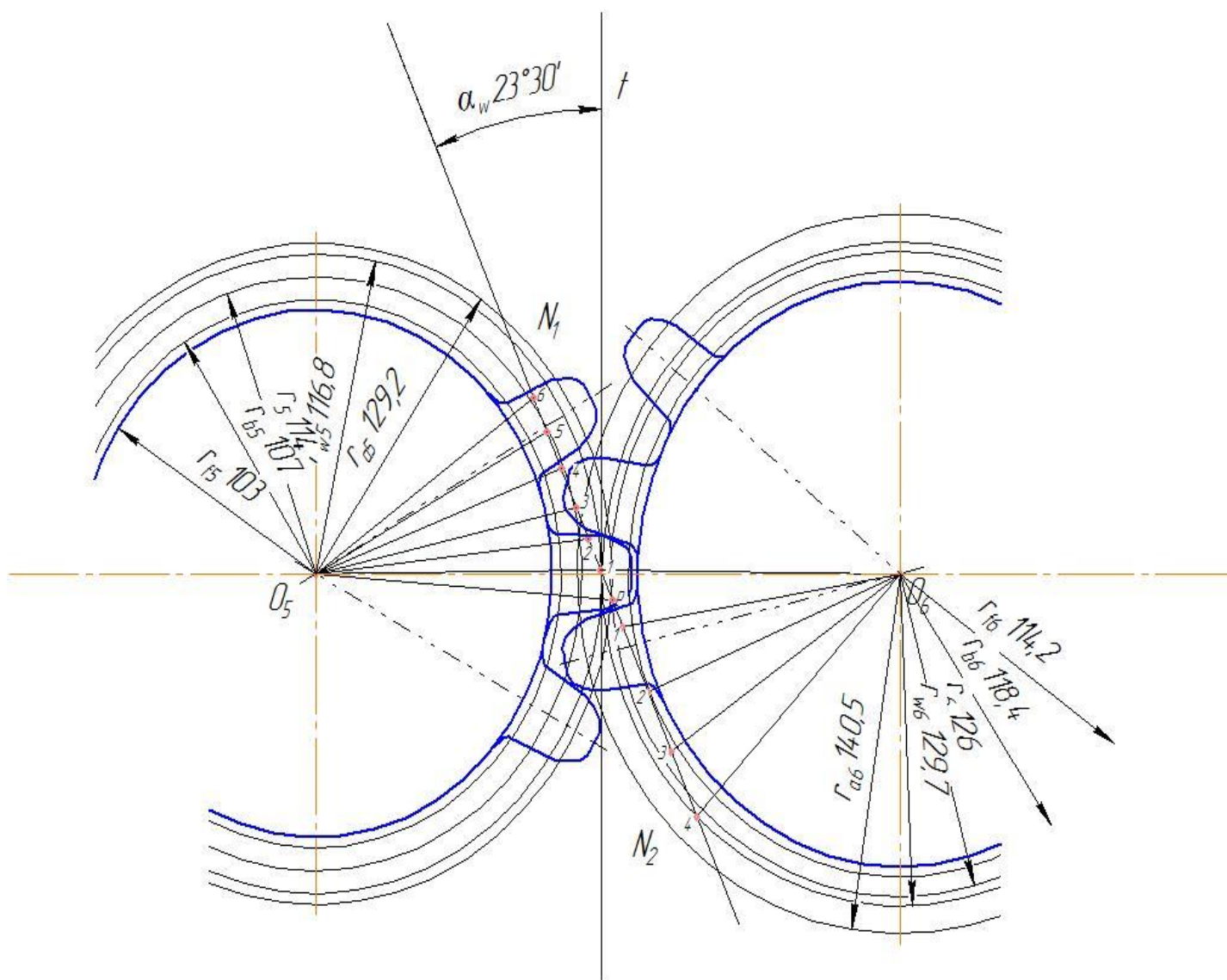


Рис. 6.2. Эвольвентное зацепление

$$\lambda_{56} = 1 - \frac{\left(\frac{N_{2y}}{N_{1y}}\right)}{U_{56}}$$

$$\lambda_{65} = 1 - \left(\frac{N_{1y}}{N_{2y}}\right) \cdot U_{56}$$

где N_{1y} и N_{2y} - расстояние текущей точки от концов линии зацепления.
 За текущую точку y принимают 7-9 произвольных точек теоретической линии зацепления N_1N_2 , отстоящих друг от друга на 10-20 мм, в том числе точки ее касания N_1 и N_2 с основными окружностями, начало и конец активного участка и полюс зацепления (табл. 6.5).

Таблица 6.5

К расчету коэффициентов относительного скольжения

$N_{1y}, \text{мм}$	0	10	N_1a	...	N_1P	N_1b	...	N_1N_2
$N_{2y}, \text{мм}$	N_2N_1	...	N_2a	...	N_2P	N_2b	...	0
λ_{56}	$-\infty$				0			1
λ_{65}	1				0			$-\infty$

По данным табл. 6.5 строятся графики изменения λ_{56} и λ_{65} вдоль линии зацепления (рис.6.3).

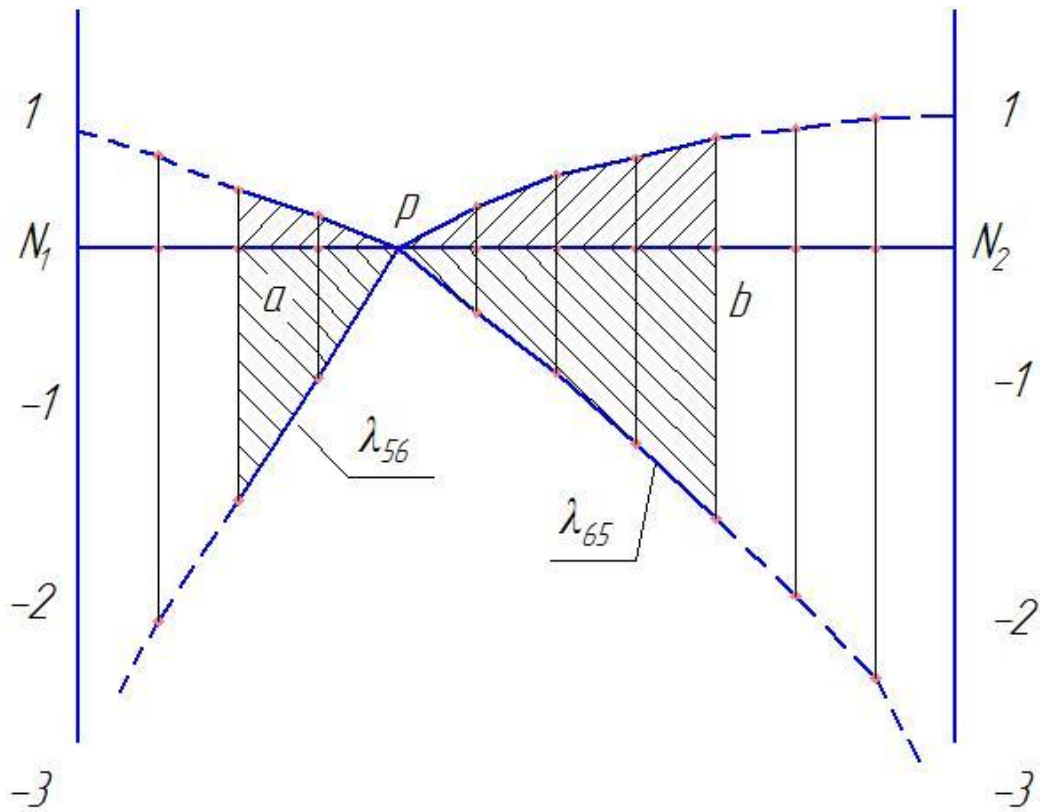


Рис. 6.3. График относительного скольжения зубьев

6.7. Пример геометрического расчета одноступенчатой эвольвентной передачи

Исходные данные: $z_5 = 19$; $z_6 = 21$; $m_{56} = 12$.

1. Выбор коэффициентов смещения

$$x_5 = 0,03(30 - z_5) = 0,03(30 - 19) = 0,33$$

$$x_6 = 0,03(30 - z_6) = 0,03(30 - 21) = 0,27$$

2. Определение параметров эвольвентной передачи

Угла зацепления

$$\begin{aligned} inv\alpha_w &= 2tg\alpha \cdot \frac{x_5 + x_6}{z_5 + z_6} + inv\alpha = 2 \cdot tg20^\circ \cdot \frac{0,33 + 0,27}{19 + 21} + inv20^\circ \\ &= 0,0258 \end{aligned}$$

По табл. 6.4 $\alpha_w = 23^\circ 50'$.

Межосевого расстояния

$$a_w = 0,5m \cdot (z_5 + z_6) \cdot \cos\alpha / \cos\alpha_w = 0,5 \cdot 12(19 + 21) \cdot \cos 20^\circ / \cos 23^\circ 50' = 246,48 \text{ мм}$$

Радиусов начальных окружностей

$$r_{w6} = \frac{a_w}{|U_{56}|+1} = \frac{246,48}{1,11+1} = 116,82 \text{ мм},$$

где $|U_{56}| = z_6/z_5 = 21/19 = 1,11$.

$$r_{w6} = r_{w5} \cdot |U_{56}| = 116,82 \cdot 1,11 = 129,67 \text{ мм}$$

Коэффициента воспринимаемого смещения

$$y = (z_5 + z_6) \cdot \frac{\left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w - 1}\right)}{2} \\ = (19 + 21) \cdot (\cos 20^\circ / \cos 23^\circ 50' - 1) / 2 = 0,54$$

Коэффициента уравнительного смещения

$$\Delta y = (x_5 + x_6) - y = (0,33 + 0,27) - 0,54 = 0,06$$

3. Определение размеров колес

Радиусов делительных окружностей

$$r_{5,6} = m_{5,6} \cdot \frac{z_{5,6}}{2} \\ r_5 = 12 \cdot \frac{19}{2} = 114 \text{ мм} \quad r_6 = 12 \cdot \frac{21}{2} = 126 \text{ мм}$$

Радиусов основных окружностей

$$r_{b5,6} = r_{5,6} \cdot \cos \alpha \\ r_{b5} = 114 \cdot \cos 20^\circ = 107,13 \text{ мм} \quad r_{b6} = 126 \cdot \cos 20^\circ = 118,40 \text{ мм.}$$

Радиусов окружностей вершин

$$r_{a5,6} = r_{5,6} + (h_a^* + x_{5,6} - \Delta y) \cdot m_{5,6} \\ r_{a5} = 114 + (1 + 0,33 - 0,06) \cdot 12 = 129,24 \text{ мм;} \\ r_{a6} = 126 + (1 + 0,27 - 0,06) \cdot 12 = 140,52 \text{ мм.}$$

Радиусов окружностей впадин

$$r_{f5,6} = r_{5,6} + (h_a^* + c^* - x_{5,6}) \cdot m_{5,6} \\ r_{f5} = 114 - (1 + 0,25 - 0,33) \cdot 12 = 102,96 \text{ мм;} \\ r_{f6} = 126 - (1 + 0,25 - 0,27) \cdot 12 = 114,24 \text{ мм.}$$

Шага зубьев по делительной окружности

$$P = \pi \cdot m_{5,6} = 3,14 \cdot 12 = 37,68 \text{ мм.}$$

Толщины зубьев по окружности вершин

$$S_{a5,6} = 2 \cdot r_{a5,6} \cdot \left[S_{5,6} / (2 \cdot r_{5,6}) + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a5,6} \right]$$

$$\alpha_{a5,6} = \arccos \cdot \left(\frac{r_{b5,6}}{r_{a5,6}} \right)$$

$$\alpha_{a5} = \arccos \cdot \left(\frac{107,13}{129,24} \right) = 34^\circ$$

$$\alpha_{a6} = \arccos \cdot \left(\frac{118,40}{140,52} \right) = 32^\circ 36'$$

$$S_{a5} = 2 \cdot 129,24 \cdot \left[(21,72 / (2 \cdot 114)) + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 34^\circ \right] = 7,51 \text{ мм;} \\ S_{a6} = 2 \cdot 140,52 \cdot \left[(21,72 / (2 \cdot 126)) + \operatorname{inv} 20^\circ - \operatorname{inv} 32^\circ 36' \right] = 8,16 \text{ мм.}$$

Условие отсутствия заострения зубьев

$$S_{a5,6} \geq 0,2 \cdot m_{5,6}; \quad S_{a5,6} \geq 0,2 \cdot 12 = 12 \text{ мм} - \text{выполняется}$$

4. Определение коэффициента перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \left(\sqrt{r_{a5}^2 - r_{b5}^2} + \sqrt{r_{a6}^2 - r_{b6}^2} - a_w \cdot \sin \alpha_w \right) / (P \cdot \cos \alpha)$$
$$\varepsilon_{\alpha} = \left(\sqrt{129,24^2 - 107,13^2} + \sqrt{140,52^2 - 118,40^2} - 246,48 \cdot \sin 23^{\circ} 50' \right) / (37,68 \cdot \cos 20^{\circ}) = 1,37 > 1,05.$$

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

1. Евдокимов Ю. И. Теория механизмов и машин. Ч. 1: Структура, кинематика и кинетостатика механизмов [Электронный ресурс] : курс лекций / Новосиб. гос. аграр. ун-т. Инженер. ин-т. – Новосибирск: Изд-во НГАУ, 2013. – 136 с. - Режим доступа: <http://znanium.com>.
2. Теория механизмов и машин: учебно-методическое пособие / В. П. Чмиль. - СПб; М.; Краснодар: Лань, 2012. - 288 с.
3. Теория механизмов и машин [Электронный ресурс] / П. Э. Гончаров. - Москва : ВГЛТА (Воронежская государственная лесотехническая академия), 2014. - 60 с. Режим доступа: http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_id=64159.
4. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин в примерах: учеб.-метод. пособие / Новосиб. гос. аграр. ун-т; сост.: Ю.И. Евдокимов. – Новосибирск, 2011. – 177 с. - Режим доступа: <http://znanium.com/catalog.php?bookinfo=515945>.