

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ,
МОЛОДЕЖИ И СПОРТА УКРАИНЫ
НАЦИОНАЛЬНЫЙ АВИАЦИОННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ

ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН

Лабораторный практикум

для студентов направлений подготовки
6.051101 «Авиа- и ракетостроение»,
6.070103 «Обслуживание воздушных суден»

(фамилия, имя, отчество студента)

(факультет)

(группа)

Киев
2012

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ЧИСЛА СТЕПЕНЕЙ СВОБОДЫ МЕХАНИЗМОВ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Ознакомление с классификацией кинематических пар пространственных и плоских механизмов. Изучение условных изображений кинематических пар и звеньев плоских механизмов. Приобретение практических навыков черчения схем плоских механизмов. Исследование характера движения отдельных звеньев и определение числа степеней свободы плоских механизмов.

Число степеней свободы плоского механизма определяют по формуле П. Л.Чебышева:

$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 .$$

Например, определим степень свободы плоского газораспределительного механизма двигателя вертолѐта (рис. 1.1).

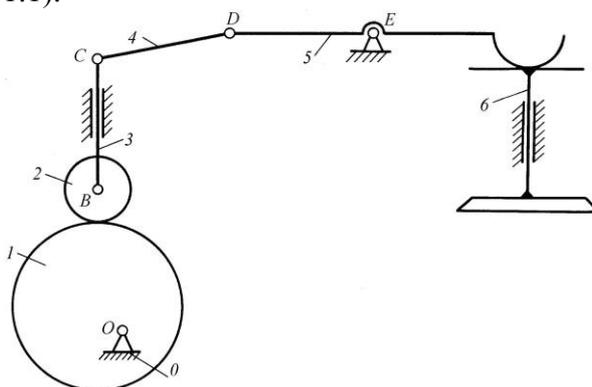


Рис. 1.1. Газораспределительный механизм двигателя вертолѐта

Задачу решаем в такой последовательности:

1. Нумеруем все звенья механизма и определяем их общее количество. Цифрой 1 будем обозначать звено, которому задают принудительное движение, а цифрой 0 – неподвижное звено. Как видно из рис. 1.1, механизм содержит всего 6 звеньев, то есть $n = 6$.

2. Определяем род, вид и количество кинематических пар, образованных звеньями механизма. Обозначаем буквами центры вращательных пар.

Звенья 0 и 1, 2 и 3, 3 и 4, 4 и 5, 5 и 0 образуют пары 1-го рода (вращательные). Звенья 1 и 2, 5 и 6 – пары 2-го рода (вида ВП).

Таким образом, в механизме число пар 1-го рода равно 7, число пар 2-го рода равно 2, то есть $p_1 = 7, p_2 = 2$.

3. Составляем запись структуры механизма. Делаем это в столбик в той же последовательности, в которой нумеровали группы звеньев. Запись механизма будет иметь следующий вид (табл. 1.1).

Таблица 1.1

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения
0 и 1 вращательная		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	O
1 и 2 вращательно-поступательное		2 / 4	Линия, высшая	–

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения
2 и 3 вращательная		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	<i>B</i>
3 и 4 вращательная		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	<i>C</i>
3 и 0 поступательное		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	–
4 и 5 вращательная		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	<i>D</i>
5 и 6 вращательно-поступательное		2 / 4	Линия, высшая	–
5 и 0 вращательная		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	<i>E</i>
6 и 0 поступательное		1 / 5	Поверхность (низшая КП)	–

4. Определяем степень свободы механизма по формуле П. Л.Чебышева:

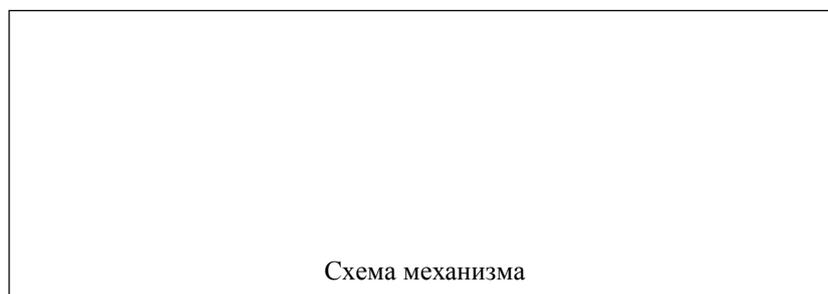
$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 6 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 2 = 2.$$

Из полученного результата видно, что все звенья исследуемого механизма будут иметь полностью определенные движения в том случае, когда принудительные движения будут заданы двум звеньям механизма. В то же время, внимательно рассмотрев схему и исследовав работу механизма, видим, что положение звена 6 (клапана) полностью определяется положением только звена 1 (кулачка) – любому положению звена 1 будет отвечать определенное положение звена 6. Следовательно, механизм будет работать так, будто он имеет одну степень свободы ($W = 1$). Это обусловлено тем, что ролик (звено 2) имеет круглую форму и его ось вращения совпадает с геометрической осью. Поэтому вращение ролика не влияет на положение клапана и является лишней степенью свободы, а сам ролик является **пассивным** звеном. В механизм ролик введен для уменьшения сил трения и выработки звеньев. Если бы ролик был не круглым или при круглой форме ось вращения не совпадала бы с его геометрической осью, то положение клапана 6 зависело бы как от положения кулачка 1, так и от положения ролика 2. В этом случае для получения полностью определенного движения звена 6 нужно было бы задавать принудительное движение двум звеньям (кулачку и ролику).

Выполнение лабораторной работы

Задание 1

- 1.1. Изучить работу механизма и исследовать характер движения его звеньев.
- 1.2. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья.



1.3. Определить род и вид кинематических пар, образующих звенья механизма. Обозначить буквами центры вращательных кинематических пар. Результаты записать в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

1.4. Определить общее количество кинематических пар 1-го и 2-го родов. Вычислить степень свободы механизма. Результаты записать в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

Задание 2

2.1. Изучить работу механизма и исследовать характер движения его звеньев.

2.2. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья.

2.3. Определить род и вид кинематических пар, образующих звенья механизма.

Обозначить буквами центры вращательных кинематических пар. Результаты занести в табл. 1.4.

2.4. Определить общее количество кинематических пар 1-го и 2-го родов. Вычислить степень свободы механизма. Результаты занести в табл. 1.5.



Схема механизма

Таблица 1.4

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

Таблица 1.5

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

Задание 3

3.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья.

3.2. Определить род и вид кинематических пар, образующих звенья механизма. Отметить буквами центры вращательных кинематических пар. Результаты записать в табл. 1.6.

3.3. Определить общее количество кинематических пар 1-го и 2-го родов. Вычислить степень свободы механизма. Результаты записать в табл. 1.7.



Схема механизма

Таблица 1.6

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

Таблица 1.7

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

Задание 4

4.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья.

4.2. Определить род и вид кинематических пар, образующих звенья механизма. Отметить буквами центры вращательных кинематических пар. Результаты записать в табл. 1.8.

4.3. Определить общее количество кинематических пар 1-го и 2-го родов. Вычислить степень свободы механизма. Результаты записать в табл. 1.9.



Схема механизма

Таблица 1.8

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

Номера звеньев / тип КП	Схематическое изображение КП	Подвижность (род) / класс	Вид контакта	Обозначения центров вращения

Таблица 1.9

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Основные определения: машина, механизм, звено, деталь, кинематическая пара.
2. Классификация кинематических пар по родам (по В. В. Добровольскому).
3. Классификация кинематических пар по классам (по И. И. Артоболовскому).
4. Классификация кинематических пар по характеру соприкосновения (по Ф. Рело).
5. Условные изображения кинематических пар и звеньев плоских механизмов.
6. Определение числа степеней свободы механизма.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТРУКТУРЫ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Закрепление навыков черчения схем плоских механизмов и определения их степени свободы. Усвоение метода замены высших кинематических пар низшими и построения структурных схем. Приобретение практических навыков определения структуры плоских механизмов с кинематическими парами 1-го и 2-го родов.

Определить **структуру механизма** – значит установить, из каких групп звеньев состоит данный механизм и в каком порядке эти группы звеньев присоединяются друг к другу.

На группы Ассура можно делить только те механизмы, в которых звенья образуют кинематические пары 1-го рода (вращательные и поступательные). Механизм с парами 2-го рода можно делить на структурные группы только после замены его эквивалентным механизмом с парами 1-го рода. Поэтому в механизме с парами 2-го рода сначала нужно заменить каждую пару 2-го рода парами 1-го рода. В результате замены в механизме пар 2-го рода парами 1-го рода получают так называемую **структурную схему механизма** (заменённый механизм).

Деление механизма на группы звеньев проводят путем последовательного отделения от него наиболее удаленных от начального звена групп Ассура. При этом более простой механизм, который будет оставаться после отделения каждой группы Ассура, будет иметь ту же степень свободы, что и исходный (начальный) механизм.

Запись структуры механизма проводят путем перечисления всех групп звеньев в порядке их отделения от механизма. Рассмотрим пример по определению структуры кулачкового механизма диафрагменного топливного насоса. Задачу решаем в такой последовательности.

1. Чертим схему механизма, нумеруем все звенья механизма, помечаем буквами центры вращательных кинематических пар (рис. 2.1, а).

2. Заменяем пары 2-го рода парами 1-го рода и чертим структурную схему механизма (рис. 2.1, б).

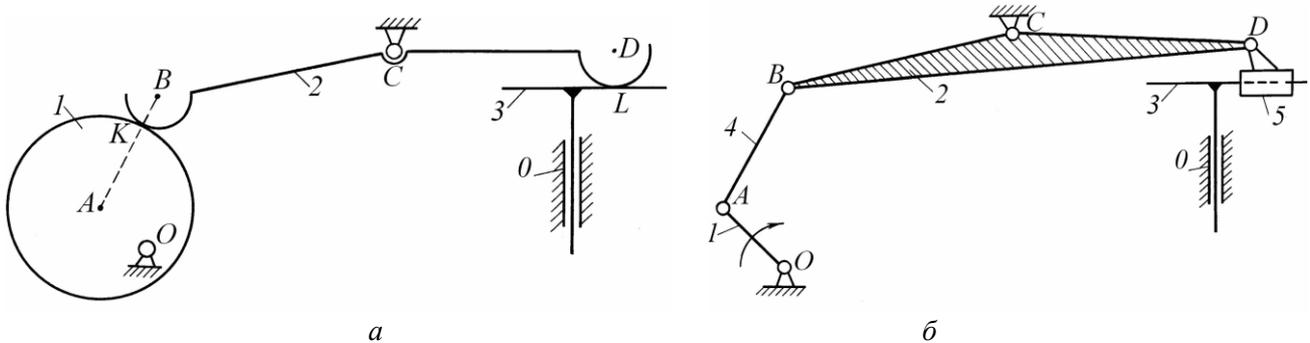


Рис. 2.1. Кулачковый механизм диафрагменного топливного насоса:
а – схема механизма; б – структурная схема механизма

В механизме звенья 1 и 2 образуют пару 2-го рода и соприкасаются в точке K криволинейными профилями. При замене этой пары получим дополнительное звено 4 с двумя вращательными парами A и B , центры которых будут находиться в центрах кривизны криволинейных профилей. Звенья 2 и 3 также образуют пару 2-го рода и соприкасаются в точке L прямолинейным и криволинейным профилями. При замене этой пары получим дополнительное звено 5 с вращательной и поступательной парами. Центр D вращательной пары будет находиться в центре кривизны криволинейного профиля звена 2. Направляющей поступательной пары будет прямолинейный профиль звена 3.

На структурной схеме звено 1 (кулачок), являющееся кривошипом, изображено в виде прямой OA . Звено 2, входящее в состав трех вращательных пар B , C и D , не лежащих на одной прямой, изображено заштрихованным треугольником.

3. Определяем степень свободы механизма, изображенного на рис. 2.1, а. Для этого нумеруем все звенья механизма и определяем их количество: $n = 5$. Рекомендуется на

структурной схеме звенья нумеровать теми же цифрами, что и на схеме механизма, а дополнительные звенья – последующими цифрами. Определяем также число кинематических пар: $p_1 = 7$; $p_2 = 0$.

По формуле П. Л. Чебышева получим:

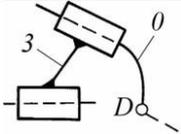
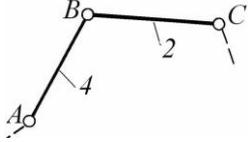
$$W = 3n - 2p_1 - 1p_2 = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 1 \cdot 0 = 1.$$

Следовательно, механизм имеет одно начальное звено (звено 1), вращательное движение которого превращается в возвратно-поступательное движение звена 3 (клапана). На схеме начальное звено помечаем стрелкой.

4. Определяем структуру механизма. Наиболее удаленной от начального звена является группа Асура, составленная из двух звеньев 3 и 6 и трех кинематических пар (вращательной D и двух поступательных). Эта группа звеньев является диадой № 4. Следующая группа Асура, которая состоит из двух звеньев 2 и 5 и трех вращательных пар A, B и C, является диадой № 1. Звенья 1 и 4 являются группой начальных звеньев.

Следовательно, запись структуры механизма будет иметь такой вид (табл. 2.1):

Таблица 2.1

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движений	Структура группы	Графическое изображение структурной группы
звенья 3 и 6	– два поступательных и вращательное движения (ППВ)	– группа Асура 2-го класса 2-го порядка диада 5	
звенья 2 и 5	– три вращательных движения (ВВВ)	– группа Асура 2-го класса 2-го порядка диада 1	
звенья 1 и 4	–	– механизм 1 класса (начальный механизм)	

Запись структуры I кл. (0, 1) – II кл. диада 1 (4, 2) – II кл. диада 5 (3, 5).

Выполнение лабораторной работы

Задание № 1 (Задание 1 из лабораторной работы 1).

1.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья. Результаты записать в табл. 2.2

Схема механизма	Структурная схема механизма
-----------------	-----------------------------

Таблица 2.2

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

1.2. Разделить механизм на группы Ассур и группу начальных звеньев, начертить группы звеньев в порядке их отсоединения от механизма и составить запись структуры механизма. Результаты записать в табл. 2.3

Таблица 2.3

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Запись структуры

Задание 2. (Задание 2 из лабораторной работы 1).

2.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья. Результаты записать в табл. 2.4

Схема механизма	Структурная схема механизма
-----------------	-----------------------------

Таблица 2.4

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

2.2. Разделить механизм на группы Ассур и группу начальных звеньев, начертить группы звеньев в порядке их отсоединения от механизма и составить запись структуры механизма. Результаты записать в табл. 2.5.

Таблица 2.5

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Запись структуры

Задание 3

3.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья. Результаты записать в табл. 2.6.

Схема механизма	Структурная схема механизма
-----------------	-----------------------------

Таблица 2.6

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

3.2. Разделить механизм на группы Ассур и группу начальных звеньев, начертить группы звеньев в порядке их отсоединения от механизма и составить запись структуры механизма. Результаты записать в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Запись структуры

Задание 4

4.1. Начертить схему механизма и пронумеровать звенья. Результаты записать в табл. 2.8.

Схема механизма	Структурная схема механизма
-----------------	-----------------------------

Таблица 2.8

Число звеньев	Число пар 1-го рода	Число пар 2-го рода	Число степеней свободы по формуле П. Л. Чебышева
$n =$	$p_1 =$	$p_2 =$	$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$

4.2. Разделить механизм на группы Ассур и группу начальных звеньев, начертить группы звеньев в порядке их отсоединения от механизма и составить запись структуры механизма. Результаты записать в табл. 2.9.

Таблица 2.9

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Звенья в порядке их отсоединения от механизма	Последовательность КП по видам движения	Структура группы	Графическое изображение структурной группы

Запись структуры

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Структура плоских механизмов. Группа начальных звеньев. Группы Ассура.
2. Двухповодковые и трёхповодковые группы Ассура.
3. Классификация групп Ассура.
4. Образование четырехзвенных механизмов.
5. Замена высших кинематических пар плоских механизмов низшими.
6. Определение структуры плоских механизмов.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определение кинематических характеристик механизмов методом построения планов скоростей и ускорений.

К основным кинематическим характеристикам механизма относятся перемещения его звеньев и точек, траектории движения точек, линейные скорости и ускорения точек, угловые скорости и ускорения звеньев и т.д.

1. Планы положений механизма. Это ряд последовательных изображений кинематической схемы механизма за цикл его движения при заданных положениях начального звена. С помощью планов положений строят траектории точек, диаграммы движения точек и звеньев, планы скоростей и ускорений механизма.

2. Крайние положения механизма. Это такие положения механизма, когда его выходное звено находится в начале или в конце движения. С одним из этих положений совмещают точку отсчета величины перемещения исходного звена механизма за цикл движения.

3. Планы скоростей и ускорений.

Планом скоростей называется чертеж, на котором отрезки – это векторы, равные модулями и одинаково направленные с векторами скоростей соответствующих точек механизма.

План скоростей представляет собой совокупность планов скоростей звеньев, причем, мгновенные центры обращения звеньев сведены в одну точку, которая называется **полюсом плана скоростей**.

Свойства планов скоростей:

1. Из полюса всегда выходят векторы абсолютных скоростей.
2. Направление этих векторов – всегда от полюса.
3. В конце вектора – точка, которая всегда отвечает точке звена.
4. Отрезки плана, которые не проходят через полюс, всегда совпадают с относительными скоростями точек.
5. Направление вектора относительной скорости на плане направляется от второго индекса к первому.

Планом ускорений называется чертеж, на котором отрезки – это векторы, равные модулями и одинаково направленные с векторами ускорений соответствующих точек механизма.

По аналогии с планом скоростей, план ускорений механизма – это совокупность планов ускорений всех его звеньев, а в **полюсе плана ускорений** объединенные мгновенные центры ускорений каждого звена.

Свойства планов ускорений аналогичные к свойствам планов скоростей.

Задание: Выполнить расчет механизма двигателя внутреннего сгорания (рис. 3.1, табл. 3.1).

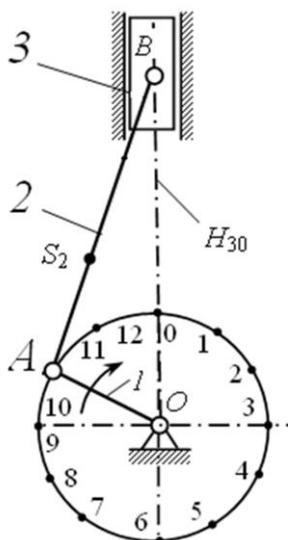


Рис. 3.2. Схема механизма авиационного воздушного компрессора

Таблица 3.1

Данные для расчета механизма авиационного воздушного компрессора

Размер звеньев, мм:	
l_{OA}	40
l_{AB}	150
l_{AS2}	50
Частота вращения звена $l n_1$, об/ мин	1200
Масса звеньев, кг: m_2	0,50
m_3	0,40
Момент инерции звеньев, I_{S2}	0,0048
Сила давления сжатого воздуха, кН: F_3	0,5
Положение механизма для кинематического исследования	(кроме 6, 12)

Порядок выполнения работы

1. Построить кинематическую схему механизма (план механизма в масштабе μ_l) согласно заданию. Написать формулу строения механизма.

Исходные данные:

Размеры звеньев, м $l_{OA} =$ м, $l_{AB} =$ м, $l_{AS_2} =$ м. Частота вращения звена I: $n_1 =$ об/мин. Положение механизма для кинематического исследования –

Определяем степень свободы механизма:

$$W = 3n - 2p_1 - p_2 =$$

Запись структуры механизма будет иметь такой вид:

Длину звена I изображаем на чертеже отрезком $\overline{OA} =$ мм.

Определяем масштабный коэффициент $\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}}$, \overline{OA} – длина отрезка OA в мм, взятая из плана механизма; μ_l – масштабный коэффициент, м/мм.

Тогда масштабный коэффициент плана механизма $\mu_l = \frac{l_{OA}}{\overline{OA}} =$ = м/мм.

Отрезок, которым изображено звено 2 на чертеже, равен: $\overline{AB} = \frac{l_{AB}}{\mu_l} =$ = мм.

Определяем длину отрезка $\overline{AS_2}$: $\overline{AS_2} = \frac{l_{AS_2}}{\mu_l} =$ = мм.

2. Построить план скоростей в масштабе μ_v . Определить скорости всех точек механизма. Кинематический анализ механизмов проводится, начиная с механизма I класса, а далее – в порядке присоединения групп Ассура. Кривошип вращается вокруг оси, которая проходит через точку O, линейная скорость которой $V_O = 0$.

Определяем скорость точки A, принадлежащей начальному звену (механизму I класса):

$$V_A = \omega_1 l_{OA} = \frac{\pi n_1}{30} \cdot l_{OA} =$$
 \times = м/с.

Условимся изображать на плане скорость точки A отрезком $\overline{pa} =$ мм. Тогда масштабный коэффициент скоростей: $\mu_v = \frac{V}{pa} =$ м·с⁻¹/мм.

Произвольно выбираем на чертеже точку p (полюс плана скоростей) и откладываем от нее перпендикулярно OA в направлении вращения звена I отрезок $\overline{pa} =$ мм, который характеризует скорость точки A.

Для определения скорости точки B (принадлежащей группе II класса, Диада 2) составляем векторное уравнение: $\overline{V_B} = \overline{V_A} + \overline{V_{BA}}$, где $\overline{V_A} \perp OA$; $\overline{V_{BA}} \perp BA$; $\overline{V_B} \parallel H_{30}$

Решаем полученное векторное уравнение графически. Для этого через точку a проводим прямую, перпендикулярную AB, а через точку p – прямую, параллельную направляющей H₃₀. На пересечении этих прямых получаем точку b. Отрезок \overline{pb} соответствует скорости точки B (V_B) в выбранном масштабе, а отрезок \overline{ab} – скорости точки B относительно точки A (V_{BA}). Вектор $\overline{V_B}$ направлен от точки p к точке b, вектор $\overline{V_{BA}}$ – от точки a к точке b.

Определяем значение этих скоростей:

$$V_B = \mu_v \cdot \overline{pb} =$$
 м/с;

$$V_{BA} = \mu_v \cdot \overline{ab} =$$
 м/с.

Для определения скорости центра масс шатуна S₂ используем теорему подобия. На прямой ab откладываем отрезок $\overline{as_2} = ab \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} =$ мм;

Откладываем на отрезке \overline{ab} плана скоростей от точки a отрезок $\overline{as_2}$, находим точку s₂. Соединяя

точку s_2 с полюсом p , получим отрезок $\overline{ps_2}$, которые изображает в масштабе скорость точки S_2 .
 Определяем значение скорости: $V_{S_2} = \mu_v \cdot \overline{ps_2} =$ м/с;

3. Определить величину и направление угловых скоростей звеньев механизма.

$$\omega_2 = \frac{V_{BA}}{l_{AB}} = \text{---} = \text{---} \text{ с}^{-1};$$

Направление угловой скорости определяется по направлению вектора относительной скорости соответствующей точки звена. Для определения направления угловой скорости выделяем звено 2. Точка B вместе со звеном 2 движется вокруг неподвижной в относительном движении точки A в направлении скорости $\overline{V_{BA}}$.

4. Построить план ускорений в масштабе μ_a . Определить полные ускорения всех точек механизма из плана ускорений.

Определяем ускорение точки A (принадлежащей начальному звену, механизму I класса), которая осуществляет движение по окружности радиуса l_{OA} : $\overline{a_A} = \overline{a_{A0}^n} + \overline{a_{A0}^t}$
 где a_{A0}^n – нормальное ускорение, направлено по линии AO от точки A к центру вращения – точке O ;
 a_{A0}^t – тангенциальное ускорение, направленное перпендикулярно к AO в сторону, которая соответствует направлению углового ускорения ε_1 звена I.

Значение этих ускорений находим из соотношений $a_{A0}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA}$ и $a_{A0}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA}$.

В нашем случае $\omega_1 = \text{const}$, поэтому угловое ускорение $\varepsilon_1 = 0$, и $a_{A0}^t = \varepsilon_1 \cdot l_{OA} = 0$

Тогда укорение точки A равно:

$$a_A = a_{A0}^n = \omega_1^2 \cdot l_{OA} = \left(\frac{\pi n_1}{30}\right)^2 \cdot l_{OA} =$$

От произвольно выбранной точки p' (полюс ускорений) откладываем отрезок $\overline{p'a'} =$ мм, параллельно OA в направлении от точки A до точки O вектор $\overline{a_A}$, который изображает нормальное ускорение точки A .

Определяем масштабный коэффициент ускорений

$$\mu_a = \frac{a_A}{p'a'} = \text{---} \text{ мс}^{-2}/\text{мм}.$$

Для определения ускорения точки B составляем векторное уравнение:

$$\overline{a_B} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}} = \overline{a_A} + \overline{a_{BA}^n} + \overline{a_{BA}^t},$$

где $\overline{a_B} \parallel H_{30}$; a_{BA}^n – нормальное ускорение точки B (принадлежащей группе II класса, Диада 2) относительно точки A , $\overline{a_{BA}^n} \parallel BA$; a_{BA}^t – тангенциальное ускорение точки B относительно точки A , $\overline{a_{BA}^t} \perp AB$.

Значение a_{BA}^n находим по формуле

$$a_{BA}^n = \frac{V_{BA}^2}{l_{AB}} = \text{---} = \text{---} \text{ м/с}^2.$$

Решаем графически записанное векторное уравнение. Для этого через точку a' проводим прямую, которая параллельна AB , и откладываем на ней в направлении от точки B к точке A отрезок $\overline{a'b''}$, изображающий в принятом масштабе ускорение a_{BA}^n .

Длина отрезка $\overline{a'b''} = \frac{a_{BA}^n}{\mu_a} =$ мм.

Через полученную точку b'' проводим прямую, перпендикулярную AB , а через полюс плана ускорений p' – параллельную прямую к направляющей H_{30} . На пересечении этих прямых получим точку b' . Отрезок $\overline{p'b'}$ соответствует в выбранном масштабе ускорению точки B (a_B), а отрезок $\overline{b'b''}$ – ускорению a_{BA}^t . Значения этих ускорений равны:

$$a_B = \mu_a \cdot \overline{p'b'} = \text{м/с}^2;$$

$$a'_{BA} = \mu_a \cdot \overline{b'b''} = \text{м/с}^2.$$

Ускорение точки S_2 (a_{S_2}) определяем на основании теоремы об относительных ускорениях точек одного звена. Положение точки s'_2 на плане ускорений находим с учетом следующей пропорции:

$$\frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \frac{\overline{a's'_2}}{\overline{a'b'}}; \text{откуда } \overline{a's'_2} = \overline{a'b'} \frac{\overline{AS_2}}{\overline{AB}} = \text{мм.}$$

Откладываем на отрезке $\overline{a'b'}$ плана ускорений от точки a' отрезок $\overline{a's'_2}$, находим точку s'_2 , порядок расположения которой должен быть таким же, как и на плане механизма (AS_2B и $a's'_2b'$). Соединяя точку s'_2 с полюсом p' , получим отрезок $\overline{p's'_2}$, изображающий в масштабе ускорения точки S_2 . Значение этого ускорения равно:

$$a_{S_2} = \mu_a \cdot \overline{p's'_2} = \text{м/с}^2;$$

5. Для определения направления углового ускорения звена 2 (ε_2) надо перенести с плана ускорений, сохраняя направление, ускорение a'_{BA} в точку B , на плане механизма.

Значение углового ускорения ε_2 вычисляем по формуле:

$$\varepsilon_2 = \frac{a'_{BA}}{l_{AB}} = \text{с}^{-2};$$

Для определения направления углового ускорения, выделяем звено 2. Точка B вместе со звеном 2 движется вокруг неподвижной в относительном движении точки A в тангенциального ускорения a'_{BA} .

Пример выполнения кинематического анализа механизма

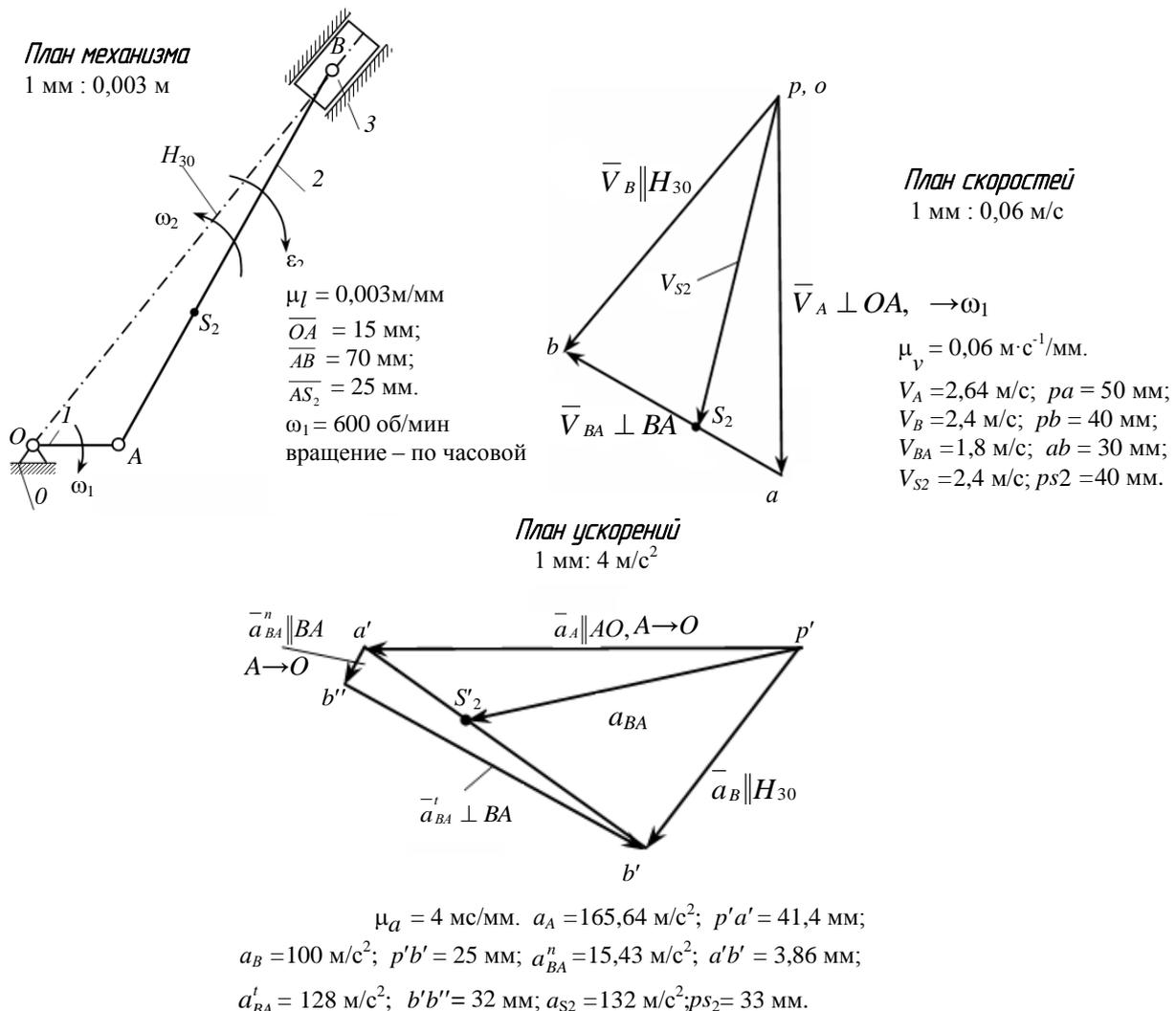


рис. 3.2.

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Что называется планом скоростей (ускорений)?
2. Какими буквами латинского алфавита принято обозначать точки на плане механизма, на планах скоростей и ускорений?
3. Как вычисляется масштабный коэффициент длины (скорости, ускорения)?
4. Как по планам скоростей и ускорений найти величину скоростей и ускорений точек механизма?
5. Как по плану скоростей (ускорений) найти направление угловых скоростей (угловых ускорений) звеньев механизма?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА СИЛОВЫЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Определение характеристик механизма

Как известно из теоретической механики, в общем случае элементарные силы инерции любого звена AB (рис. 4.1) могут быть приведены к силе инерции $\vec{F}_{ин}$, которая приложена в центре масс S звена AB , и к паре сил инерции, момент которой $M_{ин}$. При этом сила инерции определяется по формуле

$$\vec{F}_{ин} = -m\vec{a}_s$$

где m – масса звена, кг; \vec{a}_s – вектор полного ускорения центра масс S , м/с².

Сила инерции звена $\vec{F}_{ин}$ направлена противоположно вектору ускорения центра масс, поэтому в формуле присутствует знак «-». Сила инерции имеет размерность $\left(\frac{\text{кг} \cdot \text{м}}{\text{с}^2}\right)$, то есть измеряется в ньютонах (Н).

Момент $\vec{M}_{ин}$ пары сил инерции, направленный противоположно угловому ускорению $\vec{\varepsilon}$ может быть определен по формуле

$$\vec{M}_{ин} = -J_s \vec{\varepsilon},$$

где J_s – момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной плоскости движения звена; ε – угловое ускорение звена.

Момент инерции J_s имеет размерность [кг·м²], угловое ускорение ε [1/с²], поэтому момент $M_{ин}$ пары сил инерции имеет размерность [Н·м]. Силу инерции $\vec{F}_{ин}$ и момент пары сил инерции $\vec{M}_{ин}$ можно заменить одной равнодействующей силой $\vec{F}'_{ин}$, равной силе инерции $\vec{F}_{ин}$ (рис. 4.2), линия действия которой смещена относительно центра масс S на расстояние $h = M_{ин} / F_{ин}$.

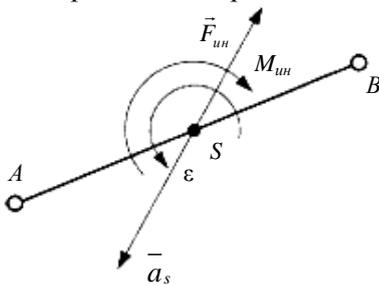


Рис. 4.1. К определению сил инерции

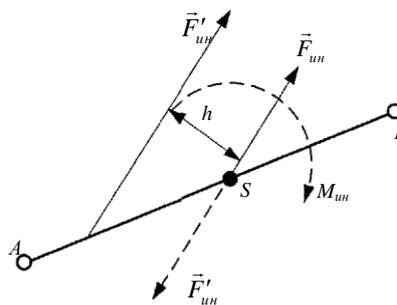


Рис. 4.2. Приведение сил инерции звеньев в одной равнодействующей силы

Если $\vec{\varepsilon} = 0$, то элементарные силы инерции звена приводятся только к одной силе инерции $\vec{F}_{ин}$. Если же $\vec{a}_s = 0$, то есть звено выполняет только вращательное движение и при этом ось вращения проходит через центр масс, то элементарные силы инерции сводятся только к одной паре сил, момент которой $\vec{M}_{ин}$.

Силы реакций (силы взаимодействия) между двумя телами (звеньями), которые соприкасаются, при отсутствии трения всегда направлены нормально к контактирующим поверхностям. Поэтому, в вращательной кинематической паре (рис. 4.3, а) реакция R_{12} , которая приложена к звену 2 со стороны звена 1 будет всегда проходить через центр шарнира A . Величина и направление действия этой силы R_{12} неизвестны, так как они зависят от сил, которые приложены к звеньям 1 и 2.

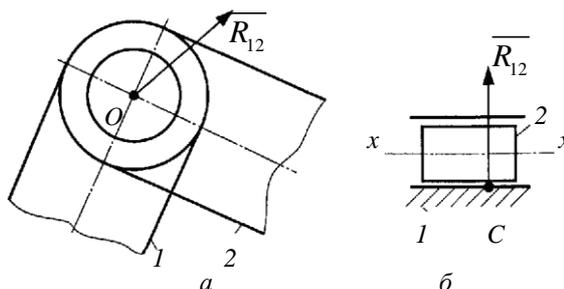


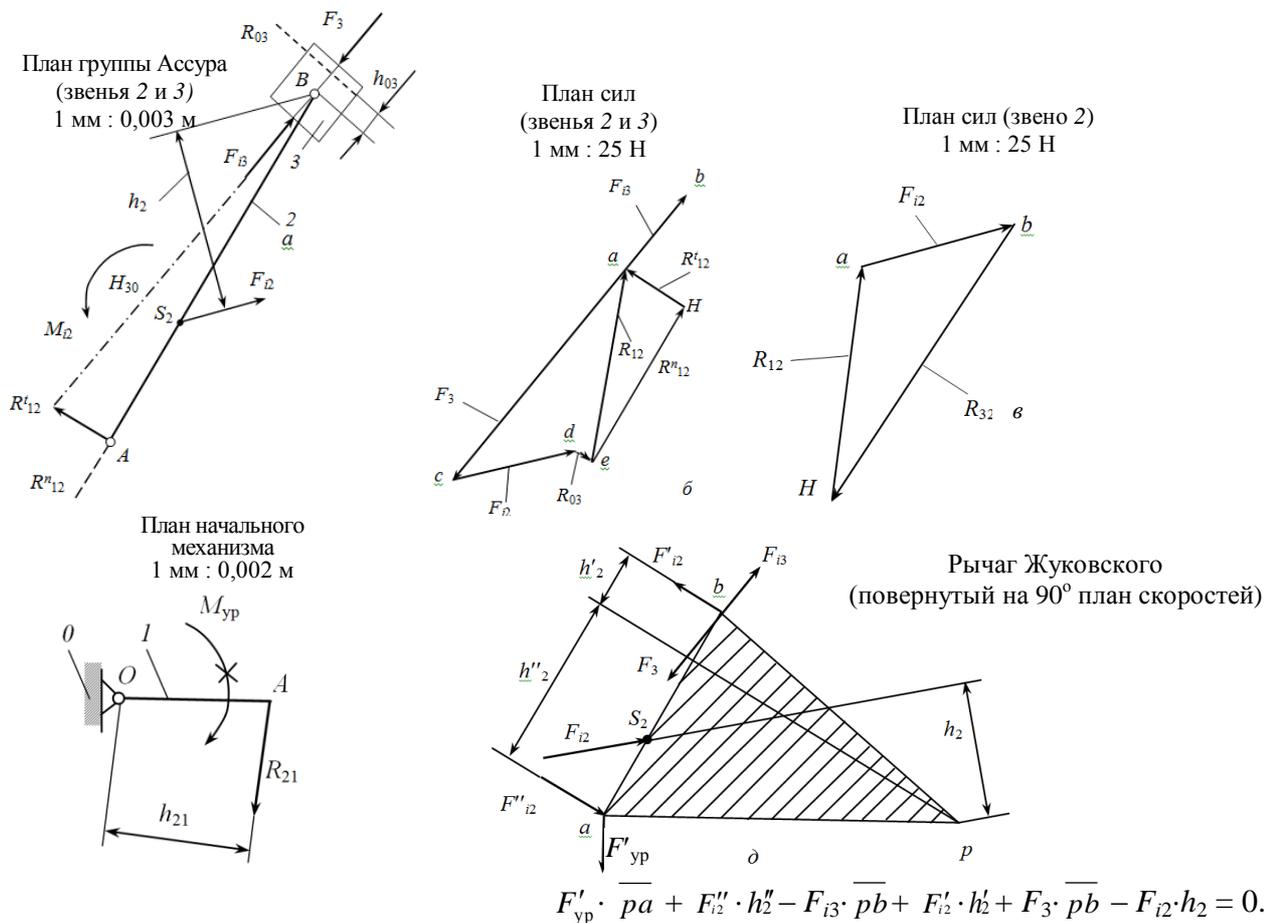
Рис. 4.3. Реакции в кинематических парах первого рода (а, б)

Сказанное выше справедливо и для реакции R_{21} – силы, с которой звено 2 действует на звено 1, так как

силы взаимодействия связаны между собой третьим законом Ньютона: $R_{21} = -R_{12}$.

В поступательной паре (рис. 4.3, б) результирующая реакция R_{12} будет направлена перпендикулярно к оси движения $x-x$ звеньев этой пары, при этом неизвестными остаются ее величина и точка приложения C . На рис. 4.4. приведен пример силового анализа .

Пример выполнения силового анализа механизма



$$F'_{yp} \cdot \overline{pa} + F''_{i2} \cdot \overline{h''_2} - F'_{i3} \cdot \overline{pb} + F'_{i2} \cdot \overline{h_2} + F_3 \cdot \overline{pb} - F_{i2} \cdot \overline{h_2} = 0.$$

рис. 4.4.

Выполнение лабораторной работы

Данные для расчета используют из лабораторной работы «Кинематический анализ механизма».

Исходные данные:

- Длина отрезка AB , $l_{AB} =$ М;
- Ускорение т. В, $a_B =$ м/с²;
- Ускорение т. S_2 , $a_{S2} =$ м/с²;
- Углового ускорения $\varepsilon_2 =$ м/с².
- Моменты инерции шатуна: $J_{S2} =$ кг·м².
- Масса звеньев, $m_2 =$ кг; $m_3 =$ кг.
- Сила давления сжатого воздуха: $F_3 =$ кН.

1. Определяем силы и моменты сил инерции:

Определяем силы инерции

$$F_{i2} = m_2 \cdot a_{S2} =$$

$$F_{i3} = m_3 \cdot a_B =$$

где m – масса звена; a – ускорение центра масс звена; J – момент инерции звена; ε – угловое ускорение звена.

Силы инерции направлены противоположно ускорениям центров масс звеньев (див. рис. 3.2).

Величину момента сил инерции звена рассчитываем по формуле:

$$M_{i2} = J_{S2} \cdot \varepsilon_2 = \text{Н·м};$$

Момент силы инерции направлен противоположно угловому ускорению этого звена.

2. Определение усилий в кинематических парах группы Ассура, образованной звеньями 2 и 3.

Начертим в масштабе длин $\mu_l =$ м/мм отдельно группу Ассура (звенья 2 и 3) в заданном положении.

Рассмотрим все действующие силы на группу Ассура и нанесем их на чертеж ($R_{03}, R_{23}, F_3, F_{i3}, R_{32}, R_{12}, F_{i2}, F_{i2}, M_{i2}$ см. рис. 4.4, а).

На звено 3 действуют четыре силы: R_{03} – со стороны неподвижного звена 0; R_{23} – со стороны звена 2; F_3 – сила давления сжатого воздуха; F_{i3} – сила инерции.

На звено 2 действует один момент – M_{i2} и три силы: R_{32} – со стороны звена 3; R_{12} – со стороны звена 1; F_{i2} – сила инерции

Неизвестными являются: R_{12} – усилие во вращательной кинематической паре А; R_{32} (или R_{23}) – усилие во вращательной паре В; R_{03} – усилие в поступательном кинематической паре.

Неизвестную силу R_{12} раскладываем на две составляющие: нормальную R_{12}^n , направленную вдоль звена АВ, и тангенциальную R_{12}^t , направленную перпендикулярно звену АВ (см. рис. 4.4, а).

Направлением R_{12}^t задаемся произвольно.

Рассмотрим равновесие звена 2.

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на него относительно точки В:

$$-R_{12}^t l_{AB} + F_{i2} h_2 \mu_l + M_{i2} = 0.$$

Силы R_{12}^n и R_{32} не образуют моментов, поскольку их плечи относительно точки В равны нулю.

Плечо h_2 легко определить по чертежу, умножив длину отрезка \bar{h}_2 (в миллиметрах) на масштабный коэффициент μ_l . Решив уравнение, получим:

$$R_{12}^t = (F_{i2} h_2 \mu_l + M_{i2}) / l_{AB} =$$

Знак «плюс» свидетельствует о том, что направление R_{12}^t было выбрано правильно.

Рассмотрим равновесие группы Ассура.

Составим векторное уравнение сил, действующих на звенья 2 и 3:

$$\overline{R_{12}^t} + \overline{F_{i3}} + \overline{F_3} + \overline{F_{i2}} + \overline{R_{03}} + \overline{R_{12}^n} = 0.$$

Векторное уравнение имеет два неизвестных и легко решается графически путем построения плана сил.

Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_F =$ Н/мм, определяем длины отрезков соответствующих силам $R_{12}^n, F_{i3}, F_3, F_{i2}$.

$$\overline{Ha} = \frac{R_{12}^n}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм};$$

$$\overline{ab} = \frac{F_{i3}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм};$$

$$\overline{bc} = \frac{F_3}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм};$$

$$\overline{cd} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \text{_____} = \text{мм}.$$

Произвольно выбираем на чертеже точку Н откладываем от нее перпендикулярно АВ отрезок \overline{Ha} который характеризует силу R_{12}^n (противоположно направлению ускорения a_{BA}^n , берем из плана ускорений); из точки а перпендикулярно H_{30} откладываем соблюдая направление силы F_{i3} (противоположно направлению ускорения точки В (a_B)) отрезок \overline{ab} ; из точки b перпендикулярно H_{30} откладываем соблюдая направление силы F_3 , отрезок \overline{bc} ; из точки c откладываем соблюдая направление силы F_{i2} (противоположно направлению ускорения точки S_2 (a_{S2})), отрезок \overline{cd} . Через точку d проведем линию, параллельную к R_{03} , а через полюс Н – линию, параллельную к R_{12}^n . В месте пересечения этих линий получаем точку e. Соединяя точку e с точкой a получим отрезок \overline{ea} .

Отрезки \overline{de} , \overline{eH} , \overline{ea} изображают в масштабе μ_F силы R_{03} , R_{12}^n и R_{12} соответственно.

Величины сил определяем по формулам:

$$R_{03} = \mu_F \cdot \overline{de} = \text{_____} \text{ Н};$$

$$R_{12}^n = \mu_F \cdot \overline{eH} = \text{_____} \text{ Н};$$

$$R_{12} = \mu_F \cdot \overline{ea} = \quad \text{Н.}$$

3. Рассмотрим равновесие звена 2.

Составим векторное уравнение сил, действующих на звено: $\overline{R_{12}} + \overline{F_{i2}} + \overline{R_{32}} = 0$.

Решаем это уравнение графически, путем построения плана сил.

Выбрав масштабный коэффициент сил $\mu_F = \quad \text{Н/мм}$, определяем длины отрезков соответствующих силам R_{12}, F_{i2} .

$$\overline{Ha} = \frac{R_{12}}{\mu_F} = \quad \text{мм};$$

$$\overline{ab} = \frac{F_{i2}}{\mu_F} = \quad \text{мм}.$$

Произвольно выбираем на чертеже точку H откладываем от нее соблюдая направление силы R_{12} и F_{i2} . Полученную точку b соединяем с полюсом H .

Отрезок \overline{bH} изображает в масштабе усилие R_{32} . Находим его величину:

$$R_{32} = \mu_F \cdot \overline{bH} = \quad \text{Н.}$$

4. Рассмотрим равновесие звена 3.

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено относительно точки B (см. рис. 4.4, а):

$$-R_{03}h_{03} = 0.$$

Силы F_3, F_{i3}, R_{23} не образуют моментов, поскольку их плечи относительно точки B равны нулю. Сила R_{03} не равна нулю, что означает $h_{03} = 0$.

5. Силовой расчет механизма I класса (начального механизма)

Начертим в масштабе $\mu_l = \quad \text{м/мм}$ начальный механизм (звенья I и O) в заданном положении и приложим к звеньям все силы, действующие на них (см. рис. 4.4, в).

На звено I действует момент M_{yp} и три силы: R_{21} – со стороны звена 2; R_{01} – со стороны неподвижного звена O .

Рассмотрим равновесие звена I .

Составим векторное уравнение сил, действующих на звено: $\overline{R_{21}} + \overline{R_{01}} = 0$.

Поскольку на звено действует только сила R_{21} , тогда $R_{01} = -R_{21}$.

Решаем это уравнение графически путем построения плана сил.

Составим уравнение моментов всех сил, действующих на звено I , относительно точки O . Направление уравновешивающего момента M_{yp} выберем произвольно (см. рис. 4.4):

$$R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l - M_{yp} = 0.$$

Сила R_{01} не образует момента, поскольку ее плечо относительно точки O равно нулю. Плече силы находим из чертежа, умножив длину отрезка h_{21} в миллиметрах на масштабный коэффициент μ_l . Решая уравнение, получим:

$$M_{3p} = R_{21} \cdot h_{21} \cdot \mu_l = \quad \text{Н·м.}$$

Знак «минус» свидетельствует, что направление M_{yp} выбрано неправильно.

6. Определение уравновешивающей силы способом жесткого рычага Жуковского.

Строим в произвольном масштабе повернутый на 90° план скоростей механизма (рис. 4.4, в).

Известный по величине и направлению момент M_{i2} показываем в виде пары сил F'_{i2} и F''_{i2} , приложенных в точках a и b перпендикулярно к AB (см. рис. 4.4, в).

Находим величины этих сил:

$$F'_{i2} = F''_{i2} = M_{i2} / l_{AB} =$$

Неизвестный момент M_{yp} показываем в виде пары сил F'_{yp} и F''_{yp} , приложенных в точках a и p перпендикулярно OA . Направление момента выбираем произвольно (см. рис. 4.4, в).

Переносим, сохраняя направление, все силы с плана механизма (см. рис. 4.4, а) в соответствующие

одноименные точки повернутого на 90° плана скоростей (см. рис. 4.4, в).

Составляем уравнение моментов всех сил относительно полюса плана скоростей:

$$F_{yp} \cdot \overline{pa} - F_{i2}'' \cdot h_2'' - F_{i3} \cdot \overline{pb} - F_{i2}' \cdot h_2' - F_3 \cdot \overline{pb} - F_{i2} \cdot h_2 = 0.$$

Итак, уравновешивающий момент на начальном механизме будет направлен против часовой стрелки. Величина уравновешивающего момента

$$M_{yp} = F_{yp}' \cdot l_{OA} = \quad \text{Н}\cdot\text{м}.$$

Определяем расхождение в процентах значений M_{yp} , найденных различными способами, при этом погрешность должна быть менее 5 %:

$$\Delta M_{yp} = \cdot$$

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

УРАВНОВЕШИВАНИЕ ВРАЩАЮЩИХСЯ ЗВЕНЬЕВ

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Закрепление теоретических знаний из раздела «Уравновешивание механизмов и машин». Ознакомление с установками для статической и динамической балансировки. Изучение методики уравновешивания вращающегося звена (ротора).

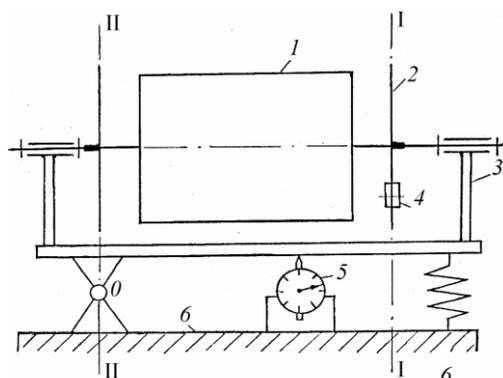


Рис. 7.1. Схема лабораторной установки

Выполнение лабораторной работы

1. Ознакомиться со схемой лабораторной установки (рис. 7.1). При выполнении лабораторной работы используется установка для динамической балансировки типа ТММ1М. Она состоит из ротора 1, установленного в маятниковой раме 3. Маятниковая рама подвижно соединена со станиной 6 установки и может колебаться в вертикальной плоскости вокруг горизонтальной оси O . При работе установки неуравновешенное звено (ротор 1) раскручивается электродвигателем с фрикционным диском (на схеме не показаны) до частоты вращения большей, чем

резонансная. После отключения привода частота вращения ротора постепенно уменьшается, и при частотах, близких к резонансным, маятниковая рама начинает колебаться вокруг оси O . Амплитуду колебаний маятниковой рамы измеряют индикатор 5 часового типа. Любое звено можно полностью уравновесить с помощью двух противовесов, расположенных в двух плоскостях, выбранных из конструктивных соображений. В лабораторной установке такими плоскостями уравновешивания является плоскости I-I и II-II, в местах расположения которых закреплены диски 2 с прорезями. В этих проемах можно устанавливать противовесы 4 на разных расстояниях от оси вращения.

При балансировке ротора его устанавливают на маятниковой раме так, чтобы плоскость уравновешивания II-II проходила через ось O колебания рамы. Уравновесив звено в плоскости II-II, ее переставляют так, чтобы через ось O проходила плоскость уравновешивания I-I. После этого так же уравновешивают звено в плоскости I-I.

2. Подобрать контрольный вес G_k и вычислить его дисбаланс $\Delta_{СК}$:

$$G_k = \quad \text{сН}; \quad 2 \cdot G_k = \quad \text{сН};$$

$$r_k = \quad \text{см}; \quad \Delta_{sk} = G_k \cdot r_k = \quad \text{сНсм}$$

3. Определить амплитуды колебаний маятниковой рамы. Результаты измерений занести в табл 7.1.

Таблица 7.1

Номер измерения	Амплитуды колебаний маятниковой рамы, мм		
	A_1	A_2	A_3
1			
2			
3			
Среднее значение амплитуды			

4. Определить амплитуду колебаний A_k , обусловленную только дисбалансом $\Delta_{СК}$ контрольного веса G_k :

Для построения треугольника амплитуд колебаний маятниковой рамы на прямой линии откладываем в выбранном масштабе два отрезка $\overline{ab} = \overline{bc} = \overline{A_2}$ (рис. 7.2). Описав из точки a дугу радиусом A_3 , а из точки c – дугу радиусом A_1 , получим в пересечении этих дуг точку d . Отрезок \overline{bd} определяет в выбранном масштабе амплитуду A_k .

а) графическим методом: $A_k =$ мм

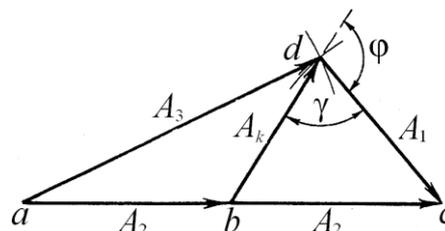


Рис. 7.2. Треугольник амплитуды колебаний маятниковой рамы A_k

б) аналитическим методом:

$$A_k = \sqrt{\frac{A_1^2 + A_2^2 - A_3^2}{2}} = \text{мм}$$

5. Определить угол γ между радиусом-вектором противовеса и радиусом-вектором контрольного веса:

а) графическим методом: $\gamma =$ мм

б) аналитическим методом: $\gamma =$ мм

$$\cos \gamma = \frac{A_1^2 + A_k^2 - A_2^2}{2 A_1 A_k} = \text{мм}$$

6. Определить коэффициент пропорциональности μ и вычислить дисбаланс ротора Δ_{C1} без контрольного веса:

$$\mu = \frac{A_k}{\Delta_{CK}} \quad \text{мм/сНсм};$$

$$\Delta_{C1} = \frac{A_1}{\mu} \quad \text{сНсм}$$

7. Вычислить радиус противовеса $r_{пр}$:

$$G_{пр} = \text{сН}; \quad r_{пр} = \frac{\Delta_{C1}}{G_{пр}} = \text{см}$$

8. Контроль результатов балансировки ротора:

а) определить остаточную амплитуду колебаний маятниковой рамы (A')

Таблица 7.2

Результаты экспериментов

Номер измерения	1	2	3	Среднее значения амплитуды
Амплитуда колебаний A' , мм				

б) определить остаточный дисбаланс:

$$\Delta'_c = \frac{A'}{\mu} = \quad \text{сНсм}$$

$$\delta = \frac{\Delta'_c}{\Delta_{c1}} \cdot 100\% =$$

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Уравновешивание вращающихся звеньев.
2. Статический и центробежный моменты инерции.
3. Виды неуравновешенности в зависимости от взаимного расположения оси вращения и главной центральной оси инерции.
4. Статическое уравновешивание.
5. Динамическое уравновешивание.
6. Определение масс противовесов и радиусов их установки графическим методом.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5

ОПРЕДЕЛЕНИЯ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТОГО КОЛЕСА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Закрепление знаний о геометрии зубчатых колес. Ознакомление с простейшим методом определения модуля зубчатого колеса. Приобретение практических навыков определения основных геометрических параметров прямозубых зубчатых колес.

Выполнение лабораторной работы

1. Подсчитать количество зубьев колеса $z =$
В соответствии с табл. 3.1 выбрать число обмериваемых зубьев $n =$

Таблица 3.1

z	12–18	19–27	28–36	37–45	46–54	55–63
n	2	3	4	5	6	7

2. Измерить штангенциркулем расстояния L_n и L_{n+1} . Результаты записать в табл. 3.2.

Таблица 3.2

Таблица 3.2

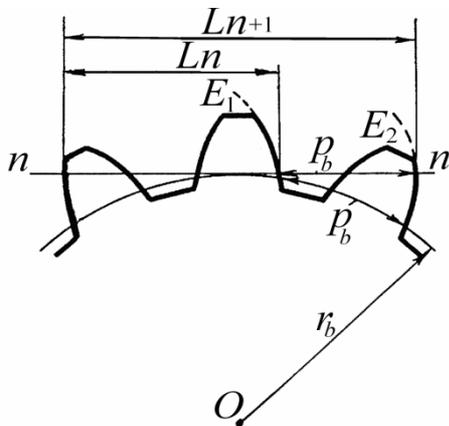


Рис 3.1. Схема обмера зубчатого колеса

Номер визирювання	Довжини відрізків, мм	
	L_n	L_{n+1}
Середнє значення довжини відрізка		

3. Определить шаг p_b зубчатого колеса по основной окружности

$$p_b = L_{n+1} - L_n =$$

4. Вычислить модуль колеса по делительной окружности и округлить до ближайшего значения стандартной величины. Для стандартных колес угол зацепления $\alpha = 20^\circ$ ($\cos 20^\circ = 0,94$).

Модуль зубчатого колеса по делительной окружности

$$m = \frac{p_b}{\pi \cos \alpha} = \frac{p_b}{3,14 \cdot 0,94} =$$

Значение модуля в соответствии с ГОСТ 9563-60 $m =$

5. Вычислить диаметр делительной окружности $d = mz =$

6. Измерить штангенциркулем диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f .

Результаты записать в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Номер измерения	Длина отрезков, мм	
	d_a	d_f
Среднее значение диаметра		

7. Вычислить диаметр основной окружности шаг по делительной окружности
ширину впадины
толщину зуба
угловой шаг

$$\begin{aligned} d_b &= mz \cos \alpha = \\ p &= \pi m = \\ S &= p/2 = \pi m/2 = \\ e &= p/2 = \pi m/2 = \\ \tau &= 360/z \end{aligned}$$

8. Вычислить высоту головки зуба и высоту ножки зуба.

Высота головки зуба $h_a = (d_a - d)/2 =$

Высота ножки зуба $h_f = (d - d_f)/2 =$

9. Определить коэффициенты высоты головки зуба h_a^* и ножки зуба h_f^* . (Для колес без смещения $h_a^* = 1,0$; $h_f^* = 1,25$).

Если результаты вычислений значительно отличаются от приведенных величин, то это указывает на то, что зубчатое колесо нарезано со смещением инструмента или имеет укороченный зуб.

Коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = h_a/m =$

Коэффициент высоты ножки зуба $h_f^* = h_f/m =$

10. Определить погрешность измерений высоты головки зуба, высоты ножки зуба:

$$\varepsilon_f = \left| \frac{h_a^* - 1}{1} \right| \cdot 100\% \leq 5\%$$

$$\varepsilon_a = \left| \frac{h_a^* - 1}{1} \right| \cdot 100\% =$$

$$\varepsilon_a = \left| \frac{h_f^* - 1,25}{1,25} \right| \cdot 100\% \leq 5\%$$

$$\varepsilon_f = \left| \frac{h_f^* - 1,25}{1,25} \right| \cdot 100\% =$$

11. Нанесите на рис. 3.2 рассчитанные основные геометрические параметры зубчатого колеса.

12. Показать на рис. 3.2 начальную окружность, и указать чему равняется:

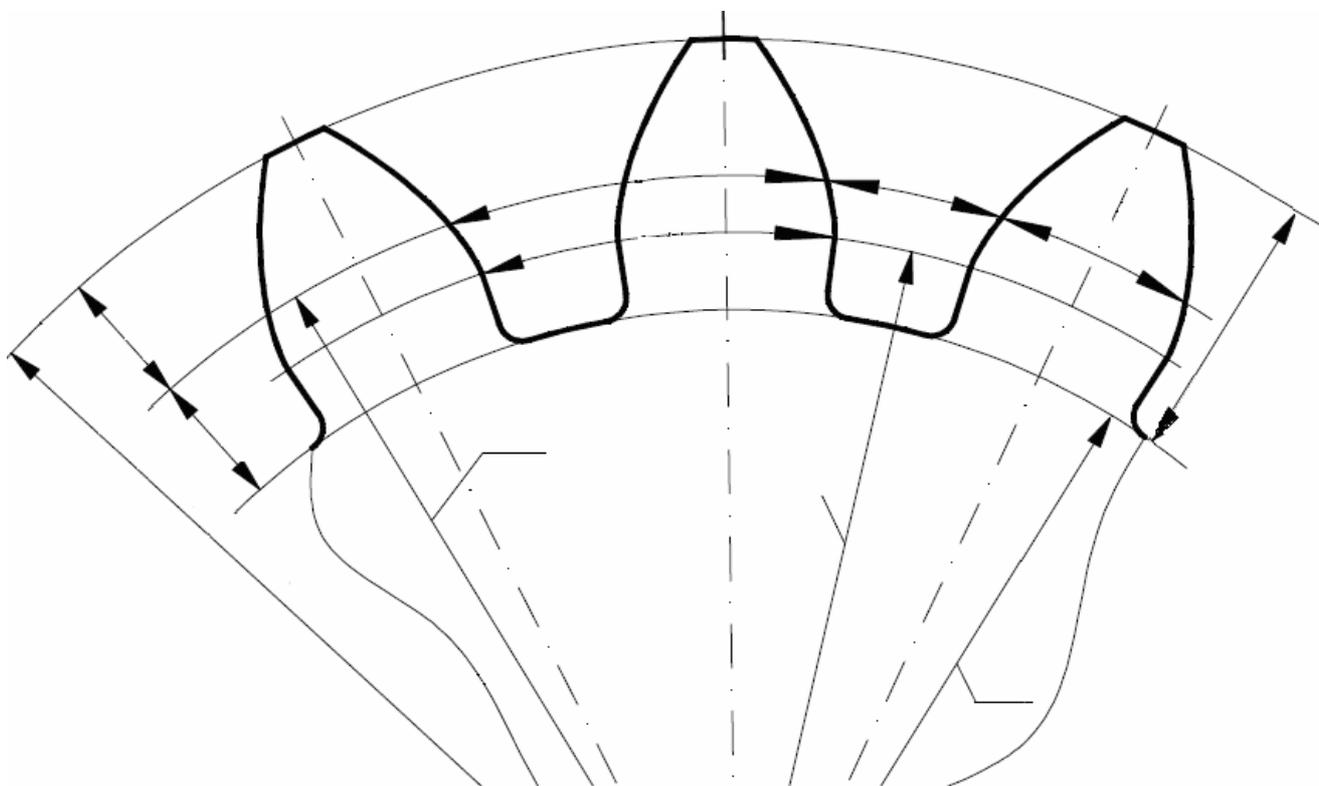


Рис. 3.2. Геометрические параметры зубчатого колеса

13. Ознакомиться с работой установки и ее исходными параметрами; установить каретку в начальное положение и закрепить на диске бумажный круг.

Описание лабораторной установки ТММ 42

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяет моделировать лабораторная установка ТММ-42 (рис. 3.3, состоящая из диска 1, на котором закрепляется бумажный круг нужного диаметра (он имитирует заготовку), и рейки 2, представляющей исходный производящий контур режущего инструмента. Рейка крепится к каретке 3 двумя винтами б, входящими в пазы рейки. С обеих сторон рейки на платформе имеются две шкалы, служащие для фиксации положения рейки в зависимости от смещения xm . В процессе движения рейка 2 огибает диск 1, как ИПК заготовку. Прерывистое поступательное шаговое перемещение рейки осуществляется

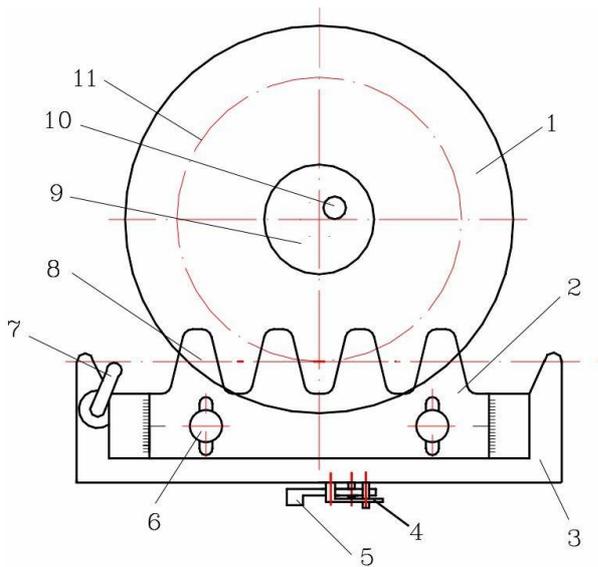


Рис. 3.3. Схема лабораторной установки ТММ 42 для профилирования зубьев зубчатого колеса:
 1 – неподвижный диск, 2 – зубчатая рейка;
 3 – подвижная каретка, 4 – Г-образная рукоятка;
 5 – рычаг, 6 – винты каретки, 7 – рукоятка натяжки струн;
 8 – натяжная струна, 9 – съемная шайба, 10 – винт диска, 11 – делительная окружность

рычагом 5 в том случае, если Г-образная рукоятка 4 лежит на упорном штифте. Повернув рукоятку 4 против часовой стрелки, получим свободное перемещение рейки. Перемещение рейки 2 и поворот диска 1 на угол согласуются при помощи натяжной струны 8. Чтобы повернуть диск независимо от рейки, необходимо ослабить струну, поставив рукоятку 7 (поворачивая против часовой стрелки) в положение нижнего упора. Для натяга струны рукоятку 7 ставят в положение верхнего упора.

а) С помощью съемной шайбы 9 и винта 10 укрепить бумажный круг на диске 1.

б). Ослабить винты 6 и установить рейку 2 в нулевое положение $mx = 0$, при этом риска на рейке должна совпадать с нулевой отметкой на шкале, а делительная (средняя) прямая рейки коснется делительной окружности 11.

в). Пользуясь рычагом свободного хода 4, перевести рейку 2 в крайнее правое положение.

г). Нажимая на рычаг 5 и обводя карандашом профили зубьев рейки до тех

пор, пока рейка не придет в крайнее левое положение, получить два-три профиля зубьев колеса.

д). Определить смещение рейки b и снова отвести рейку в крайнее правое положение.

Повернув рукоятку 7, ослабить натяжение струны и повернуть диск 2 примерно на 180° так, чтобы чистая часть заготовки оказалась справа. Вернуть рукоятку 7 в исходное положение.

14. Снять с лабораторной установки исходные данные для нарезания колеса:

Модуль	$m =$
Диаметр делительной окружности	$d =$
Угол профиля рейки	$\alpha = 20^\circ$
Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^* = 1.$

15. Вычислить основные параметры колеса без смещения. Заполнить табл. 3.4.

16. Вычислить основные параметры колеса с положительным смещением. Заполнить табл. 3.4.

17. Снять с диска бумажный круг и описать на нем циркулем окружности диаметров d , d_e , d_a , d_f . Обмерять линейкой параметры колес без смещения и со смещением и сравнить их параметры между собой. Результаты занести в табл. 3.5.

Таблица 3.4

Параметр	Колесо без смещения	Колесо со смещением
Число зубьев	$z = d/m$	$z = d/m$
	–	–
Коэффициент смещения	–	$x = (17 - z)/17$
	–	–
Смещение рейки, мм	–	$b = x \cdot m$
	–	–
Диаметр делительной окружности, мм,	$d = m \cdot z$	$d = m \cdot z$
	–	–

Продолжение таблицы 3.4

Параметр	Колесо без смещения	Колесо со смещением
Диаметр основной окружности, мм	$d_e = m \cdot z \cdot \cos \alpha$	$d_e = m \cdot z \cdot \cos \alpha$
Диаметр окружности вершин, мм	$d_a = m \cdot (z + 2)$	$d_a = m \cdot (z + 2 + 2x + \Delta y)$
Диаметр окружности впадин, мм	$d_f = m \cdot (z - 2,5)$	$d_f = m \cdot (z - 2,5 + 2x)$
Шаг по делительной окружности, мм	$p = \pi m$	$p = \pi m$
Шаг по основной окружности, мм	$p_b = \pi m \cos \alpha$	$p_b = \pi m \cos \alpha$
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$s = \pi m / 2$	$s = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$
Ширина впадин по делительной окружности, мм	$e = \pi m / 2$	$e = m \cdot \left(\frac{\pi}{2} - 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha \right)$

Таблица 3.5

Измеряемый параметр	Колесо без смещения	Колесо со смещением
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$s =$	$s =$
Ширина впадин по делительной окружности, мм	$e =$	$e =$
Шаг колеса по делительной окружности, мм	$p =$	$p =$
Толщина зуба по основной окружности, мм	$s_e =$	$s_e =$
Шаг колеса по основной окружности, мм	$p_e =$	$p_e =$
Толщина зуба по окружности вершин, мм	$s_a =$	$s_a =$

Выводы: _____

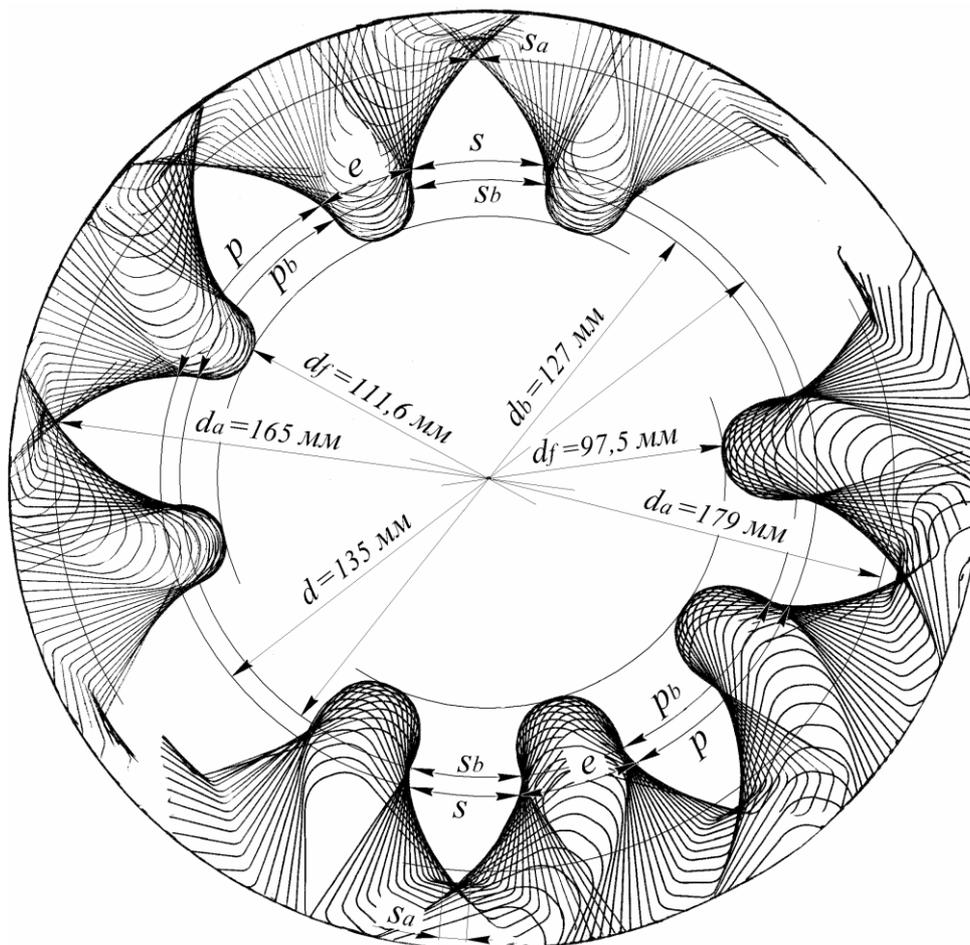


Рис. 5.2. Профилирование зубьев колеса без смещения и со смещением

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Методы нарезания зубчатых колес.
2. Виды коррегированных зубчатых колес.
3. Высотная коррекция и ее свойства.
4. Угловая коррекция и ее свойства.
5. Явление подрезания и условия его возникновения.
6. Использование коррегированных зубчатых колес.
7. Эвольвентный профиль зуба. Эвольвента круга, ее уравнение.
8. Свойства эвольвенты.
9. Геометрические параметры эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса без смещения.
10. Формулы для определения параметров зубчатого колеса.
11. Начальная, делительная, основная окружности зубчатого колеса.
12. Параметры эвольвентного зацепления.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНЫХ ОТНОШЕНИЙ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ

ЦЕЛЬ РАБОТ: Приобретение практических навыков составления схем зубчатых механизмов. Закрепление знаний по определению передаточных отношений зубчатых механизмов. Приобретение навыков кинематического исследования зубчатых механизмов экспериментальным методом.

Выполнение лабораторной работы

Задание 1

12.1. Ознакомиться с работой механизма, исследовать характер движения его звеньев и определить тип механизма.

12.2. Начертить схему механизма, пронумеровать звенья и обозначить зубчатые колеса. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.

12.3. Определить передаточное отношение механизма. Результаты записать в табл. 4.1.

Таблица 4.1

Схема механизма	Число зубьев	Передаточное отношение механизма	Передаточное отношение, определенное экспериментальным методом
	$z_1 =$ $z_2 =$	$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1} =$ $=$	$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} =$ $\left(n_2^* = 1 \right)$ $=$

Задание 2

2.1. Ознакомиться с работой механизма, исследовать характер движения его звеньев и определить тип механизма.

2.2. Начертить схему механизма, пронумеровать звенья и обозначить зубчатые колеса. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.

2.3. Определить передаточное отношение механизма. Результаты записать в табл. 4.2.

Таблица 4.2

Схема механизма	Число зубьев	Передаточное отношение механизма	Передаточное отношение, определенное экспериментальным методом
	$z_1 =$ $z_2 =$	$u_{12} = \pm \frac{z_2}{z_1} =$ $=$	$u_{12} = \frac{n_1}{n_2} =$ $=$

Задание 3

3.1. Ознакомиться с работой механизма, исследовать характер движения его звеньев и определить тип механизма.

- 3.2. Начертить схему механизма, пронумеровать звенья и обозначить зубчатые колеса. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.
- 3.3. Определить передаточное отношение механизма. Результаты записать в табл. 4.3.

Схема планетарной передачи	Схема обращённого механизма
----------------------------	-----------------------------

Таблица 4.3

Номера зубчатых колес и числа зубьев колес	Передаточное отношение обращённого механизма	Передаточное отношение планетарной передачи	Передаточное отношение, определенное экспериментальным методом
	$u_{13}^H =$	$u_{1H} = 1 - u_{13}^H$	$u_{1H} = n_1 / n_H$
		або $u = \frac{1}{u_{1H}} = \frac{1}{1 - u_{13}^H}$	

Задание 4

- 4.1. Ознакомиться с работой механизма, исследовать характер движения его звеньев и определить тип механизма.
- 4.2. Начертить схему механизма, пронумеровать звенья и обозначить зубчатые колеса. Подсчитать числа зубьев зубчатых колес.
- 4.3. Определить передаточное отношение механизма. Результаты записать в табл. 4.4.

Схема планетарной передачи

Таблица 4.4

Номера зубчатых колес и числа зубьев колес	Передаточное отношение обращённого механизма	Передаточное отношение планетарной передачи	Передаточное отношение, определенное экспериментальным методом

Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Классификация зубчатых передач.
2. Передаточное отношение зубчатого механизма. Редуктор. Мультипликатор.
3. Основные типы сложных передач.
4. Многоступенчатые передачи. Передачи с промежуточными колесами.
5. Планетарные механизмы. Метод обращения движения.
6. Определение передаточного отношения планетарных передач.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 10

ИССЛЕДОВАНИЕ ПЛОСКОГО КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

ЦЕЛЬ РАБОТЫ: Закрепление навыков черчения схем плоских кулачковых механизмов. Приобретение практических навыков построения диаграмм положений толкателя кулачковых механизмов. Усвоение метода построения профиля кулачка по заданной диаграмме положений толкателя.

Выполнение лабораторной работы

1. Ознакомиться с лабораторной установкой (рис. 6.1), исследовать характер движения звеньев механизма и определить его тип.
2. Определить основные размеры механизма, необходимые для построения диаграммы положений толкателя и профиля кулачка.

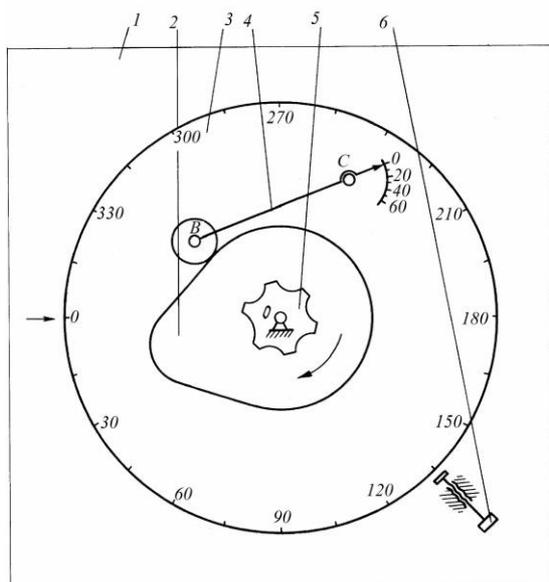


Рис. 6.1. Лабораторная установка
1 – основание; 2 – кулачок; 3 – подвижно закрепленный диск, имеющий общую с кулачком ось вращения (точка O); 4 – толкатель; 5, 6 – стопоры

Основные размеры механизма

Эксцентриситет $e =$

Наименьшая координата центра ролика $x_0 =$

$x_0 =$

Наименьший угол отклонения вращающегося толкателя $\psi_0 =$

$\psi_0 =$

Радиус ролика $r =$

$r =$

Длина вращающегося толкателя $l =$

$l =$

Межосевое расстояние (для механизмов с вращательным движением толкателя) $L =$

$L =$

3. Выполнить вращение механизма и определить перемещение толкателя при разных углах поворота кулачка. Результаты записать в табл. 6.1.

4. Построить диаграмму положений толкателя (рис. 6.2) и определить величины фазовых углов поворота кулачка. Построение начинать с откладывания x_0 или ψ_0 по оси X.

5. По полученной диаграмме положений толкателя определить фазовые углы поворота

кулачка и построить профиль кулачка.

Таблица 6.1

Угол поворота кулачка φ , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90		
Перемещение толкателя Δx , мм или $\Delta \psi$, град.												
100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220
230	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350

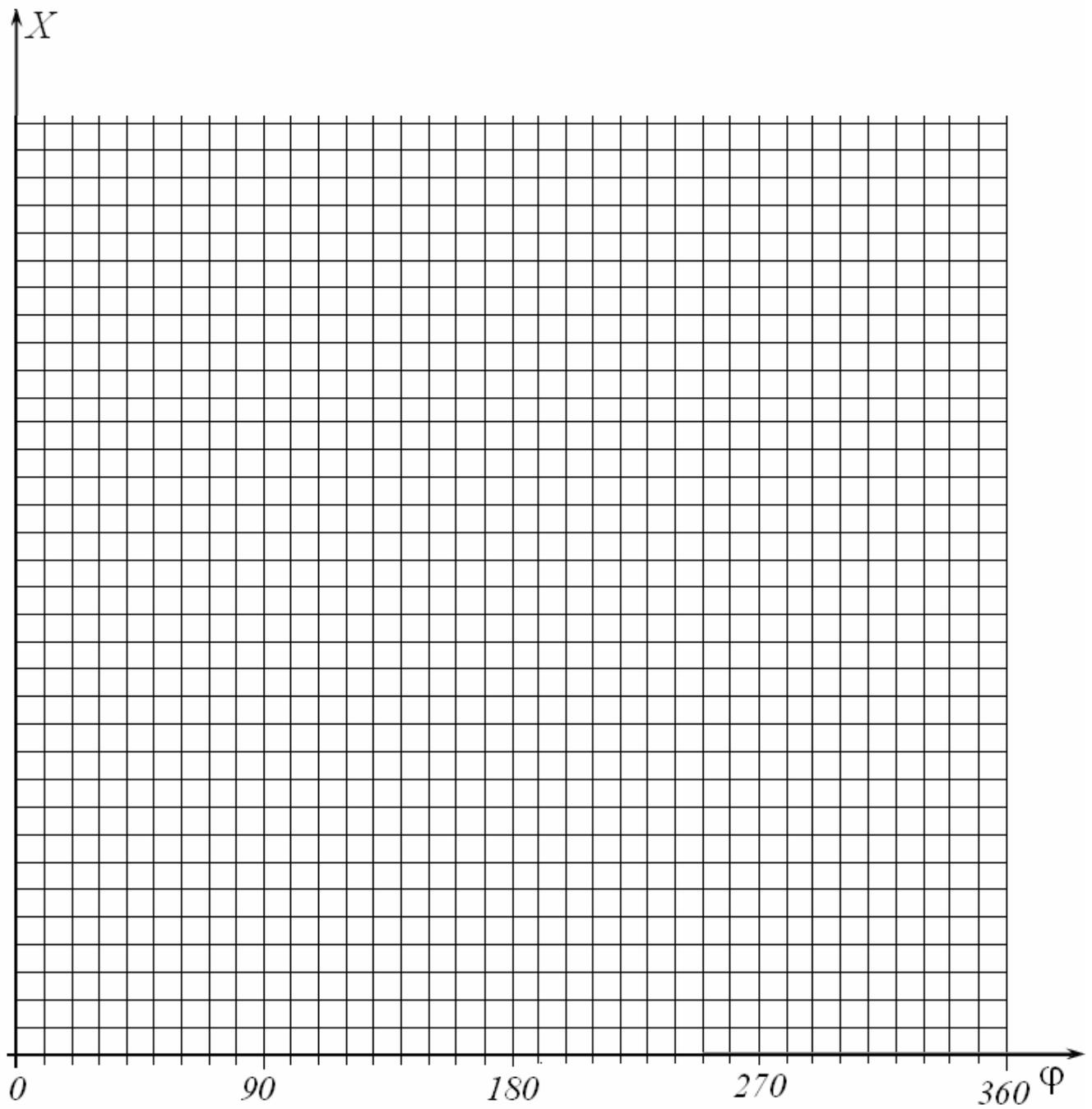
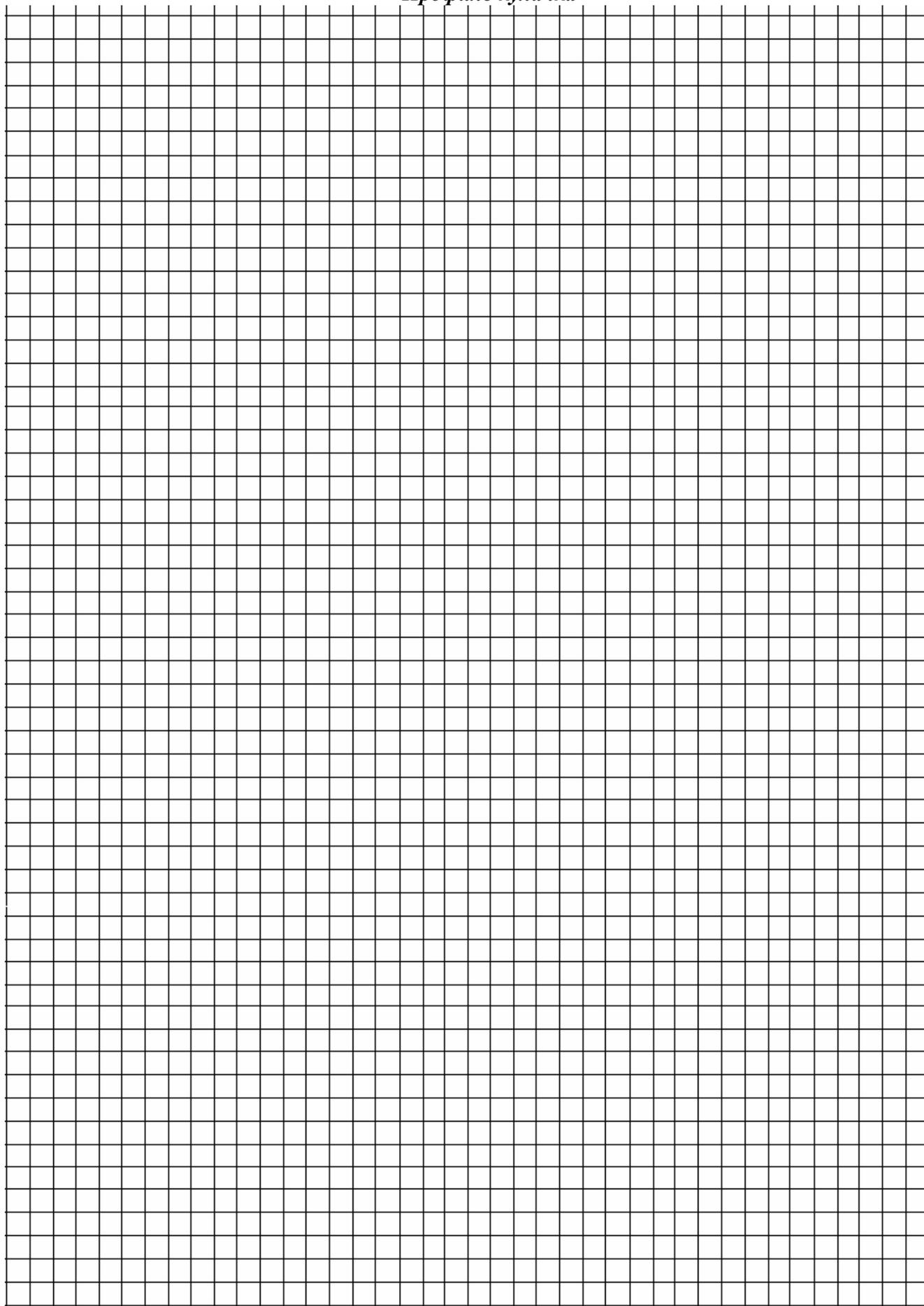


Рис. 6.2. Диаграмма положений толкателя

Фазовые углы поворота кулачка

1. Угол отдаления $\varphi_1 =$
2. Угол верхнего выстоя $\varphi_2 =$
3. Угол приближения $\varphi_3 =$
4. Угол нижнего выстоя $\varphi_4 =$

Профиль кулачка



Выводы: _____

Дата выполнения лабораторной работы _____

Оценка защиты лабораторной работы _____

Подпись преподавателя _____

Вопросы для допуска и защиты лабораторной работы

1. Кулачковые механизмы. Преимущества и недостатки.
2. Замыкание кинематической пары 2-го рода в кулачковом механизме.
3. Классификация кулачковых механизмов.
4. План кулачкового механизма. Диаграмма положений толкателя. Метод обращения движения.
5. Построение планов кулачкового механизма и диаграмм положений толкателя для основных типов кулачковых механизмов.
6. Выбор радиуса ролика и угла давления в кулачковых механизмах. Выбор закона движения толкателя.

ПРАВИЛА ВЫПОЛНЕНИЯ ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

1. Лабораторные работы выполняются в специализированных лабораториях кафедры машиноведения под руководством преподавателя.

2. Студент готовится к выполнению лабораторной работы дома во время самостоятельной работы.

3. В данном пособии студент находит соответствующую работу, по лекциям готовит ее теоретическую часть и знакомится с порядком выполнения работы.

4. К выполнению лабораторной работы студент допускается при условии, что он:

а) имеет при себе конспект лекций и лабораторный практикум или подготовленный протокол (с вписанными расчетными формулами, схемами и т. п.), необходимые технические средства (карандаш, линейку, циркуль и т.д.);

б) знает и может объяснить теоретический материал по теме данной лабораторной работы; методику проведения работы и обработки результатов.

5. Контроль подготовленности студентов к выполнению лабораторной работы проводится путём их опроса в начале занятия. Неподготовленные студенты к выполнению лабораторной работы не допускаются.

6. Во время выполнения лабораторной работы студент оформляет протокол установленной формы и сдаёт его на проверку преподавателю. По результатам проверки преподавателем в протоколе делается отметка о допуске до защиты.

7. Защита лабораторной работы проходит в форме собеседования или путём тестирования в конце лабораторного занятия или на консультации. В случае получения студентом положительной оценки, она заносится в протокол лабораторной работы за подписью преподавателя.

8. В случае повторной защиты лабораторной работы максимальная оценка за работу снижается на один бал.

9. Студент допускается к выполнению следующих лабораторных работ при условии защиты предыдущих работ.

10. Отработки пропущенных лабораторных работ проводятся согласно отдельного расписания, о чем делается соответствующая запись в протоколе отработанной работы. После оформления протокола студент защищает отработанную лабораторную работу в установленном порядке.

11. Оценки, полученные студентом за каждую лабораторную работу, входят составляющими в текущие модульные рейтинговые оценки усваивания учебного материала каждого модуля курса «Теория механизмов и машин».

12. Студенты, не сдавшие лабораторные работы, предусмотренные программой курса, не допускаются к модульному и семестровому контролю уровня усваивания учебного материала.

13. К экзамену (зачету) по дисциплине допускаются только те студенты, которые выполнили все предыдущие виды учебной работы, определенные рабочей учебной программой дисциплины, и получили положительные (по национальной шкале) итоговые модульные рейтинговые оценки по каждому из модулей.