

**ТАШКЕНТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ им. ИСЛАМА КАРИМОВА АЛМАЛЫКСКИЙ  
ФИЛИАЛ**

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО  
ТЕОРИИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН**

Методические указания к выполнению лабораторных работ  
по теории механизмов и машин

Алмалык 2020 г

Рассмотрены и рекомендованы к изданию методической комиссией  
Ташкентского государственного технического университета им. Ислама  
Каримова Алмалыкского филиала от 2020 года.

Составители: У.А.Абдувалиев доц., к.т.н., асс. Р.Ж. Бутунов

Рецензент: И.Н.Нугманов канд.техн.наук, доц.кафедры  
«Технология машиностроения» ТГТУ АФ

УДК 621.81

Абдувалиев У.А., Р.Ж. Бутунов.

Лабораторные работы по теории механизмов и машин.  
Методические указания к выполнению лабораторных работ по теории  
механизмов и машин. Абдувалиев У.А.

Алмалык: Изд-во

Подготовлены кафедрой технология машиностроения.

В методических указаниях излагается методика выполнения 9-ти  
лабораторных работ по теории механизмов и машин: «Структурный анализ  
механизмов», «Определение момента инерции», «Уравновешивание  
вращающихся масс», «Определение геометрических параметров зубчатого  
колеса», «Профилирование зубьев колеса эвольвентного профиля методом  
огибания (обката)», «Кинематический анализ зубчатых механизмов» и  
«Анализ кулачковых механизмов».

Указания содержит минимум теоретических сведений,  
необходимые для выполнения лабораторных работ по теории механизмов  
и машин.

Предназначены для студентов всех форм обучения,  
изучающих дисциплину «Теория механизмов и машин»

## ВВЕДЕНИЕ

После окончания лабораторной работы необходимо сдать преподавателю объекты исследования и измерительные средства. Целью проведения лабораторных работ является закрепление теоретического материала по дисциплине и развитие навыков самостоятельной работы.

Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

- Научить студентов использовать теоретические знания при практическом выполнении лабораторных работ;
- Развить навыки пользования лабораторным оборудованием, инструментом и литературным источником.

В результате студент должен знать и уметь использовать следующее:

- основы определения основных параметров машин и механизмов;
- основы синтеза механизмов по заданным параметрам.

Перед началом работы необходимо получить все необходимое для ее выполнения, а именно:

- объекты исследования (учебные модели, детали);
- измерительные средства;
- описание лабораторной работы.

Привести в порядок свое рабочее место.

Организация учебного процесса по очной форме предполагает выделение на проведение аудиторных занятий более 50 % от объема часов, предусмотренных Государственным образовательным стандартом для изучения дисциплины «Теория механизмов и машин» (ТММ). Главной целью аудиторных занятий является ознакомление с основными разделами дисциплины и консультирование по наиболее сложным темам, а также выявление уровня освоения материала дисциплины каждым студентом с последующей итоговой аттестацией. При этом до 50 % объема часов выделяется для работы студентов, направленной на самостоятельное

освоение необходимого материала дисциплины ТММ и выполнение требуемых видов работ.

Дисциплина «Теория механизмов и машин» предполагает изучение основных методов и алгоритмов анализа и синтеза механизмов и машин, а также систем, разработанных на их базе. Основные положения и терминология дисциплины ТММ освещаются на лекционных занятиях, а практическое освоение и проработка полученных знаний осуществляется на практических занятиях и при выполнении лабораторных работ.

В настоящем методическом указании представлены девять лабораторных работ, в ходе выполнения которых у студентов должны сформироваться практические навыки по проведению структурного, кинематического анализа сложных зубчатых механизмов и метрического синтеза, построению динамических моделей плоских рычажных механизмов и определению геометрических параметров эвольвентных зубчатых колес. После окончания лабораторной работы необходимо сдать преподавателю объекты исследования и измерительные средства.

Для достижения поставленных целей необходимо решить следующие задачи:

- Научить студентов использовать теоретические знания при практическом выполнении лабораторных работ;
- Развить навыки пользования лабораторным оборудованием, инструментом и литературным источником.

В результате студент должен знать и уметь использовать следующее:

- основы определения основных параметров машин и механизмов;
- основы синтеза механизмов по заданным параметрам.

Перед началом работы необходимо получить все необходимое для ее выполнения, а именно:

- объекты исследования (учебные модели, детали);

- измерительные средства;
- описание лабораторной работы.

Привести в порядок свое рабочее место.

Количество и последовательность выполнения лабораторных работ уточняются непосредственно при проведении занятий в зависимости от объема часов, выделенных для реализации данного вида учебной работы и оснащенности аудитории, в которой они осуществляются.

Перед каждой лабораторной работой необходимо изучить соответствующие разделы лекционного материала с целью предварительной подготовки к ее выполнению. Успешность выполнения каждой лабораторной работы определяется уровнем подготовки студента.

Задания на лабораторные работы выдает преподаватель, осуществляющий проведение данного вида аудиторной работы непосредственно перед началом ее выполнения. Задания лабораторной работы выполняются самостоятельно студентом во время аудиторного занятия в присутствии преподавателя. Снятые показания или выполненные задания лабораторной работы каждый студент должен самостоятельно представить преподавателю для проверки. Замечания по ходу выполнения и оформлению лабораторной работы, а также выявленные ошибки устраняются студентом самостоятельно. Каждая лабораторная работа защищается студентом лично. Защита лабораторной работы проводится в форме собеседования, предусматривает решение практических задач или тестов и призвана выявить уровень знаний студента по теме защищаемой лабораторной работы. Подготовка к защите лабораторной работы осуществляется самостоятельно каждым студентом с изучением разделов лекционного материала, охватывающего тему данной лабораторной работы, и включает в себя оформление отчета в соответствии с СТО 4.2-07-2008.

## **Оформление лабораторной работы и порядок защиты**

Выполненная лабораторная работа оформляется в виде отчета на листах белой бумаги форматом А4 и включает следующие разделы: титульный лист (прил. 1), задание (прил. 2), решение требуемых заданий и пояснения к ним, содержащие необходимые уравнения, выводы соответствующих зависимостей, теоремы и расчеты, сопровождаемые требуемыми графическими иллюстрациями, рисунками и чертежами (прил. 3). В конце отчета лабораторной работы приводится список литературных источников, использованных студентом при ее выполнении, в том числе дается библиография методических указаний и пособий. Необходимый графический материал выполняется на формате А3 и подшивается к отчету после библиографии. При написании текста отчета используются чернила синего или черного цвета, при оформлении графического материала – простые карандаши и чертежные принадлежности. Использование цветных карандашей и фломастеров не допускается. Оформление как тестовой части отчета, так и требуемых графических построений выполняется в соответствии с требованиями ЕСКД и СТО 4.2-07-2008.

При оформлении отчетов лабораторных работ допускается полное или частичное использование ПЭВМ. В этом случае к отчету необходимо приложить CD-диск с электронной версией лабораторной работы. Использование ЭВМ не является основанием для нарушения или несоблюдения требований и положений ЕСКД и СТО 4.2-07-2008.

Отчеты лабораторных работ, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований, не рассматриваются и не засчитываются. Отчеты лабораторных работ, оформленные не в соответствии с требованиями ЕСКД и СТО 4.2-07-2008, не проверяются и возвращаются студенту для переоформления.

Выполненные и соответственно оформленные отчеты лабораторных работ должны быть представлены преподавателю для проверки.

Проверка правильности выполнения лабораторных работ и оформления отчета осуществляется в течение семестра на аудиторных занятиях или консультациях, проводимых в соответствии с расписанием работы преподавателя. Проверенные отчеты лабораторных работ и допущенные преподавателем к защите студентам обязаны самостоятельно защитить до момента сдачи итогового контроля, т. е. экзамена. Срок защиты лабораторных работ оканчивается по завершении зачетной недели или с началом сессии. Без защиты лабораторных работ студент к сдаче зачета или экзамена не допускается. Защита лабораторных работ после указанного срока проводится только после экзаменационной сессии.

В течение семестра до начала сессии возможна организация консультаций или дополнительных занятий, направленных на оказание консультативной помощи студентам при оформлении отчетов лабораторных работ и подготовке к их защите. При этом консультации или дополнительные занятия со студентами проводятся только при выделении деканатами соответствующих факультетов нагрузки (часов) для организации данного вида работы. В случае отсутствия нагрузки (часов) для проведения данного вида работы консультации и дополнительные занятия не проводятся, а студенты осуществляют оформление отчетов и подготовку к защите лабораторных работ самостоятельно.

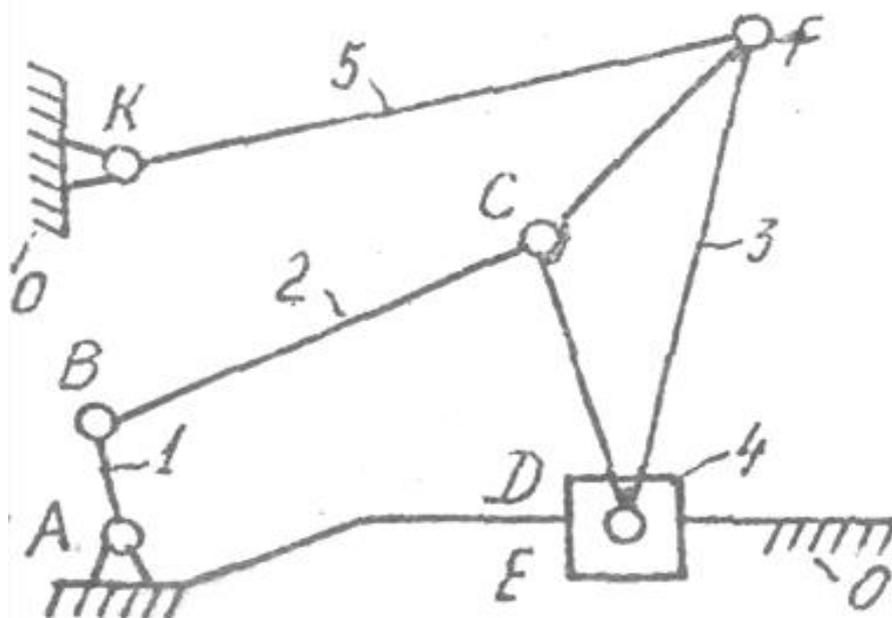
Ответственность за сохранность отчетов лабораторных работ до момента ее защиты целиком и полностью лежит на студенте. В случае утраты незащищенного отчета по лабораторной работе по причинам, независящим от преподавателей кафедры, а также по форсмажорным или иным непредвиденным обстоятельствам, студент обязан самостоятельно

восстановить отчет или заново выполнить лабораторную работу и вновь представить его преподавателю для проверки с последующей защитой.

В случае предъявления студентом отчета лабораторной работы без ее выполнения отчет не рассматривается и к защите не допускается. При доказательном установлении факта выполнения лабораторной работы или оформления отчета не студентом, представившим его для проверки, а иным Лицом отчет аннулируется и студенту выдается новое задание для выполнения данного вида работы. При повторении данного факта защита лабораторной работы производится только на комиссии, формируемой распоряжением заведующего кафедрой из числа профессорско-преподавательского состава кафедры.

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

## СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ МЕХАНИЗМОВ



Алматы – 2020

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 1

## Структурный анализ плоских механизмов

**Цель работы.** Овладений практическими навыками кинематических схем механизмов, изучение строения и классификации плоских механизмов.

**Объект исследования** – модель механизма.

### *Теоретическая часть*

Механизм - это система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких твердых тел в требуемые движения других тел.

Механизм входит в состав многих машин, так как выполнение механических движений для преобразования энергии, материалов и информации требует обычно преобразования движения, получаемого от двигателя.

Звено - это одно или несколько неподвижно соединенных твердых тел, входящих в состав механизма. В зависимости от характера движения и конструктивной формы установились следующие названия звеньев рычажных механизмов:

- стойка - неподвижное звено;
- кривошип - звено, совершающее полный оборот вокруг неподвижной оси;
- коромысло - звено, совершающее возвратно-вращательное (качательное) движение вокруг неподвижной оси;
- шатун - звено, которое образует кинематические пары только с подвижными звеньями и совершает плоскопараллельное движение;
- ползун - звено, движущееся поступательно относительно другого звена;
- кулиса - подвижная направляющая камня.

**Кинематические пары.** Подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев называют кинематической парой.

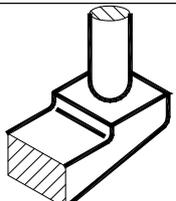
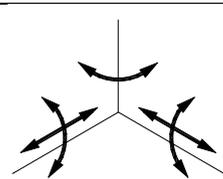
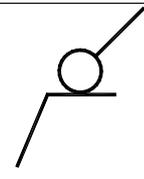
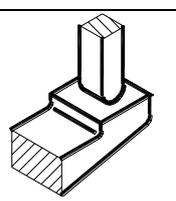
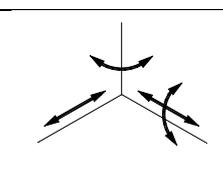
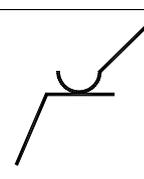
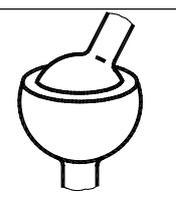
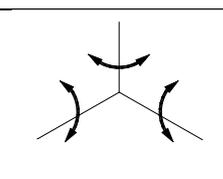
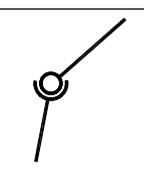
По числу связей, накладываемых на относительное движение звеньев, различают кинематические пары пяти классов. Классу кинематической пары соответствует число связей.

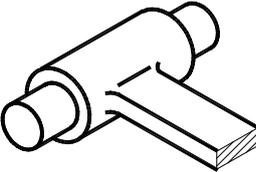
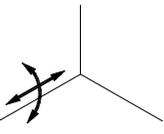
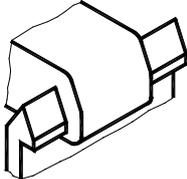
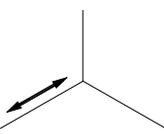
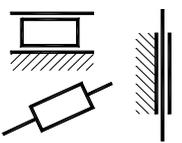
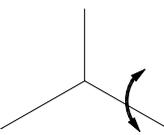
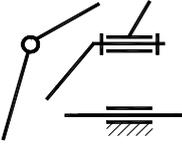
$$S = 6 - H$$

**Ошибка! Закладка не определена.(1.1)**

где  $H$  - число степеней свободы звена кинематической пары в относительном движении, изменяется от 1 до 5. В таблице 1.1 даны примеры кинематических пар; условными обозначениями по ГОСТ 2770-68.

таблица 1.1

Класс	Число связей	Число подвижностей	Название кинематической пары	Общий вид Кинематической пары	Возможные движения одного звена относительно другого	Схема кинематической пары
			Шар-Плоскость			
			Цилиндр плоскость			
			Сферическая			

		Цилин- дрическая			
		Поступа- тельная			
		Враща- тельная			

Для плоских механизмов по характеру соприкосновения звеньев различают пары высшей и низшей. В низшей кинематической паре звеньев касаются по плоскости или поверхности, в высшей - по линии или в точке.

**Кинематические цепи.** Кинематической цепью называют систему звеньев, образующих между собой кинематические пары. Кинематические цепи делятся на простые и сложные, которые в свою очередь делятся на замкнутые и незамкнутые. Незамкнутой называют такую кинематическую цепь, в которой есть звенья, входящие в одну кинематическую пару, а замкнутой - в которой каждое звено входит по крайней мере в две кинематические пары. Отличительной чертой кинематической цепи, образующей механизм, является подвижность и определенность движения ее звеньев относительно стойки. Следовательно, механизмом называется такая кинематическая цепь, в которой при заданном движении одного или нескольких звеньев относительно любого из них все остальные звенья совершают однозначно определяемые движения.

Звено механизма, которому сообщается движение, преобразуемое в требуемое движение других звеньев механизма, называется **входным**. Звено механизма совершающее требуемое движение, для которого предназначен механизм, называется **выходным**. В некоторых случаях

принимают термин «ведущее звено», *Ведущим звеном* называется звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является положительной. Соответственно ведомым звеном называется звено, для которого сумма элементарных работ всех внешних сил, приложенных к нему, является отрицательной или равна нулю. В большинстве случаев входное звено является и ведущим, но могут быть случаи, когда входное звено становится ведомым. Поэтому при изучении структуры и кинематики механизмов не обязательно в качестве ведущего звена выбирать то звено, к которому приложена внешняя сила, приводящая в движение механизм.

**Число степеней свободы кинематической цепи.** Для плоских механизмов структурная формула имеет вид:

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 + q \quad (1.2)$$

где  $n$  - количество подвижных звеньев в механизме;  $P_5$  - число кинематических пар V - класса;  $P_4$  - число кинематических пар IV-класса;  $q$  - число повторяющихся звеньев.

Эта формула была впервые выведена П.Л.Чебышевым в 1869 году и носит название «формула Чебышева». Если кинематическая цепь образована парами только пятого класса, то формула (2) принимает следующий вид:

$$W = 3n - 2P_5 \quad (1.3)$$

Если каждое входное звено имеет одну подвижность относительно стойки, то количество входных звеньев равно степени свободы механизма. Число свободы плоского механизма равно числу обобщенных координат, задание которых однозначно определяет положение всей системы.

Звено, положение которого определяется обобщенной координатой, называется начальным. Количество начальных и число степеней свободы  $W$  механизма также совпадают.

***Структурные группы плоских механизмов с низшими парами.***

Структурной группой или группой Ассура называется кинематическая цепь, число степеней свободы которой равно нулю относительно элементов ее внешних пар, причем группа не должна распадаться на более простые кинематические цепи, удовлетворяющие этому условию.

Из соотношения (1.3) следует, что условие, которому должны удовлетворять группы, в состав которых входят пары только пятого класса, можно написать так:

$$W = 3n - 2P_5$$

откуда

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (1.4)$$

Так как число звеньев и кинематических пар могут быть только целыми, то условию (4) удовлетворяют только следующие сочетания чисел звеньев и кинематических пар, входящих в группу (табл. 1.2):

Таблица 1.2

Соотношение кинематических пар и звеньев

п/п	1	2	3	4	5
$n$	2	4	6	8	...
$P_5$	3	6	9	12	...

Задаваясь различными сочетаниями этих чисел, удовлетворяющих условию (4), можно получить группу различного вида. Все получаемые таким образом группы можно разбить по классам. Группа, имеющая два звена и три пары пятого класса, называется группой второго класса или двух поводковой группой, так как присоединение этой группы к основному механизму производится двумя поводками.

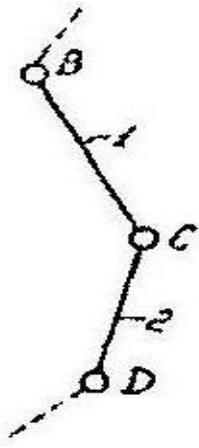
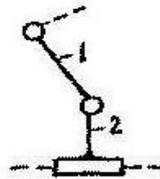
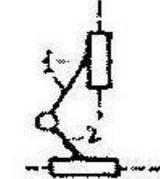
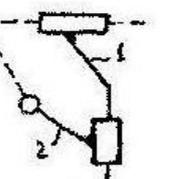
Класс структурной группы (по классификации И.И. Артоболевского) выше второго определяет число внутренних кинематических пар базисного звена или основного замкнутого контура

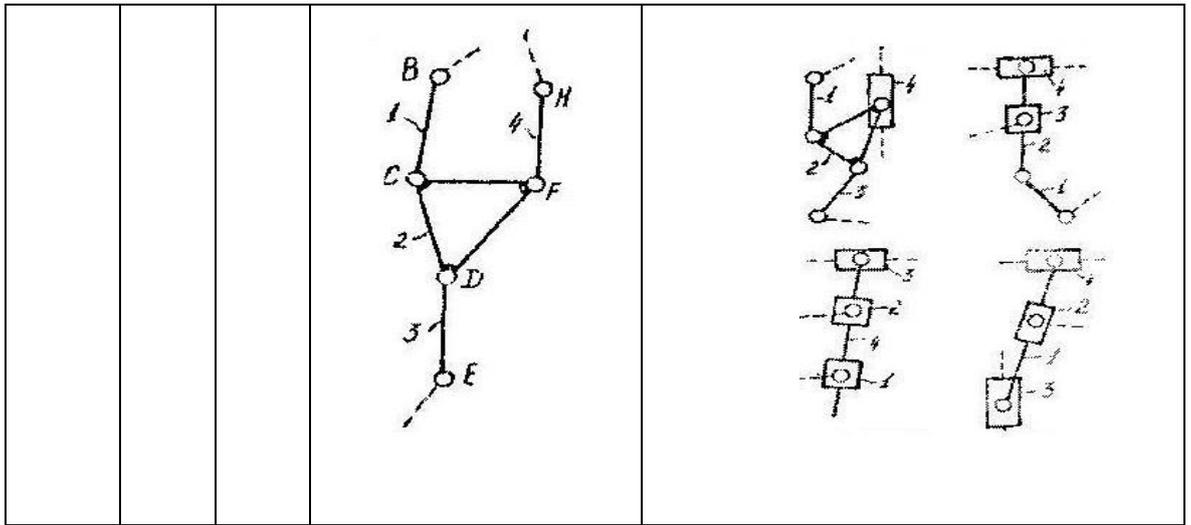
группы. Его проще всего определить по основной модификации структурной группы, в которой только вращательные пары. Различные виды групп одного класса образуются путем замены вращательных пар поступательными. В табл. 1.3 приведены схемы структурных групп второго и третьего классов.

### Классификация плоских механизмов с низшими парами.

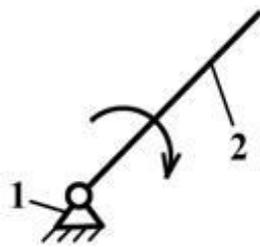
Механизмом первого класса считать (условию) совокупность ведущего звена и стойки, образующие кинематическую пару пятого класса. На рис. 1.1 приведены два возможных вида механизма первого класса.

Таблица 1.3

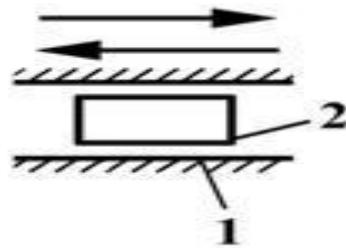
Класс	$P_4$	$P_5$	Схема основной модификации	Схемы других видов групп
			 <p>1 вид</p>	 <p>2 вид</p>  <p>3 вид</p>  <p>4 вид</p>  <p>5 вид</p>



Механизмом с числом степеней свободы  $W = 1$  считают состоящим из одного механизма 1-го класса и структурных групп различных классов. Класс механизма (по И.И.Артоболовскому) равен - наивысшему классу структурных групп, входящих в его кинематическую схему.



а)



б)

Рис.1.1. Возможные виды механизма I класса

Необходимо отметить, что класс механизма в некоторых случаях зависит от выбора начальных звеньев.

### Порядок выполнения работы

1. Составляется структурная схема механизма.
2. Устанавливается количество подвижных звеньев и их наименование.
3. Определяется количество кинематических пар и их наименование.
4. Определяется число степеней свободы механизма, по формуле П.Л.Чебышева.

5. Выполняется выбор начальных звеньев по числу  $W$  степеней свободы механизма.

6. Выполняется разложение механизма на структурные группы и механизм 1-го класса устанавливается класс каждой группы и вид Ассура 2-го класса.

При выполнении этого пункта необходимо придерживаться следующих правил. Отсоединение структурных групп начинают со звеньев наиболее удаленных от начального звена. В первую очередь пытаются отсоединить группу второго класса, состоящую из двух звеньев и трех кинематических пар; при этом оставшаяся кинематическая цепь должна быть замкнутой и способной выполнять функций механизма. В противном случае пытаются отделить группу более высокого класса. После отсоединения первой группы отделяют следующих, придерживаясь тех же правил. По окончании отсоединения всех структурных групп в схеме механизма остаются только механизмы 1-го класса, число которых равно числу степеней свободы всего механизма.

7. Определяется класс и записывается формула строения механизма.

Пример: Дан шестизвенный механизм.

Схема механизма	Звенья	
	Характер движения	Наименование
	Вращательная	Кривошип
	Плоско-параллельное	Шатун
	Плоско-параллельное	Шатун
	Поступательное	Ползун
	Возвратно-поступательное	Коромысло
	Неподвижное	Стойка

Кинематические пары	Число степеней свободы
---------------------	------------------------

Обозначение	№ звеньев	Класс	Пары	Число подвижных звеньев $n = 5$
	0,1		Вращательная	Число кинематических пар $P_5 = 7$ $P_4 = 0$
	1,2		Вращательная	
	2,3		Вращательная	
	3,4		Вращательная	Число степеней свободы
	4,0		Поступательная	$W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$
	3,5		Вращательная	
Структурная группа отсоединенная на	5,0	Структурная группа отсоединенная на 2-ом	Вращательная	Начальное звено Механизм 1-го класса 1- кривошип
Разложение механизма на группы Ассур				
1-ом этапе			этапе	
Структурная группа отсоединенная			Механизм 1-го класса	
№				
Класс	2, вид 2			
Группа Ассур 3 класса				
Формула строения механизма			Класс механизма - третий	
$I_{0,1} \rightarrow III_{2,3,4,5}$				

Формула строения механизма $I_{0,5} \rightarrow II_{3,4} \rightarrow II_{1,2}$	Класс механизма - второй
---	--------------------------

Форма

Л

А

Ф

Форма отчета

## Лабораторная работа № 1

### Структурный анализ плоских механизмов

#### *1. Составление структурных схем рычажных механизмов*

Схема 1 (плоский механизм)

--

*2. Определение характера движения звеньев и классификация кинематических пар (КП) рычажных механизмов*

		Характер движения звеньев	Название звеньев	Обозначение П	Классификация КП			
					Класс П	низш. высш.	Вращ. пост.	Вид замык.

*3. Определение степени свободы механизмов*

Число подвижных звеньев и КП соответствующего класса								Степень свободы плоского механизма
$n$								$W = 3n - 2P_5 - P_4 =$

*4. Разложение плоского механизма на группы Ассура*

Первичное звено	1 – ая группа Ассура	2 – ая группа Ассура




7. Определение степени свободы механизмов с высшими парами

3-Схема (зубчатый механизм)					4-Схема (кулачковый механизм)				
$n$	$P_5$	$P_4$		$W = 3n - 2P_5 - P_4 = ..$		$P_5$	$P_4$		$W = 3n - 2P_5 - P_4 = ..$

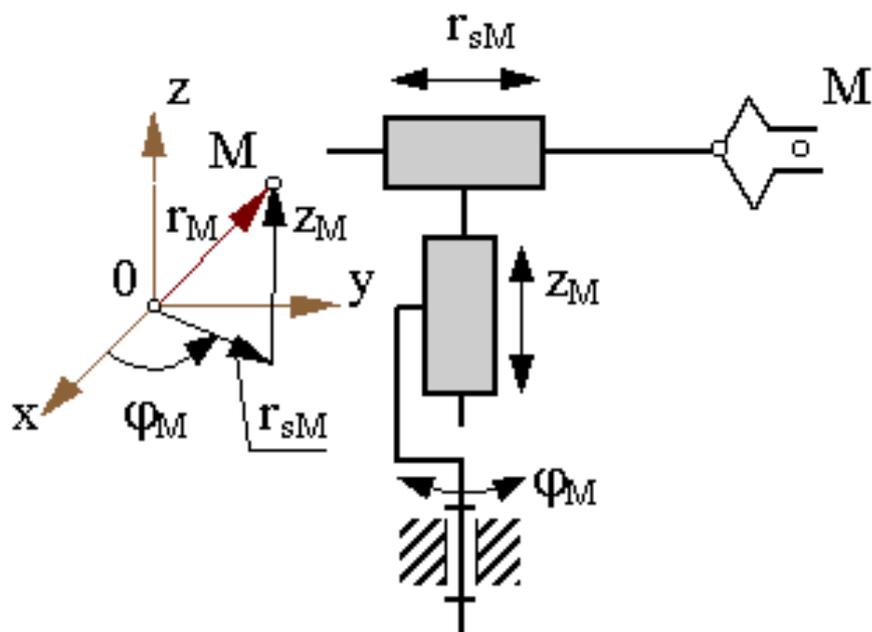
**Контрольные вопросы**

1. Какие виды начальных механизмов существуют?
2. По какой формуле определяется степень подвижности плоского механизма?
3. Что называется группой Ассура?
4. Каковы условия существования группы Ассура?
5. В чем отличие простых групп Ассура от сложных?
6. От чего зависит класс механизма? Как он определяется?
7. Какова последовательность выполнения структурного анализа

Выполнил			Группа	Фак.
Принял			Каф.	ТашГТУАФ

**ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 2**

**СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ  
МЕХАНИЗМОВ - МАНИПУЛЯТОРОВ**



Алмалык – 2020

## Лабораторная работа № 2

### Структурный анализ пространственных механизмов-манипуляторов

**Цель работы.** Овладений практическими навыками кинематических схем механизмов, изучение строения и классификации пространственных механизмов.

**Объект исследования** – модель механизма.

## *Теоретическая часть*

Структурный анализ пространственных механизмов манипуляторов; определение структуры манипуляторов и кинематических цепей рук промышленных роботов; числа степеней свободы и маневренности манипулятора.

Манипулятор - техническое устройство, предназначенное для воспроизведения рабочих функций руки человека. Манипуляторы с автоматическим управлением называются промышленными роботами.

Механизм манипулятора образован из пространственной незамкнутой кинематической цепи.

Для определения числа степеней свободы манипулятора пользуются формулой Сомова-Малышева. Число  $W$  степеней свободы кинематической цепи относительно звена, принятого за неподвижное, определяется по формуле Сомова-Малышева.

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 + q \quad (2.1)$$

где  $n$  - число подвижных звеньев кинематической цепи;  $P_5$ ,  $P_4$ ,  $P_3$ ,  $P_2$ ,  $P_1$  - число пар пятого, четвертого, третьего, второго и первого класса;  $q$  - число повторяющихся (или зависимых) связей; их называют избыточными или пассивными, так как их можно удалить, сохранив при этом заданное число степеней свободы механизма. Эта формула носит название структурной формулы кинематической цепи общего вида. Для примера её использования рассмотрим пространственный пятизвенный механизм манипулятора (рис. 2.1, а), содержащий одну сферическую, две вращательные и одну поступательную кинематическую пару.

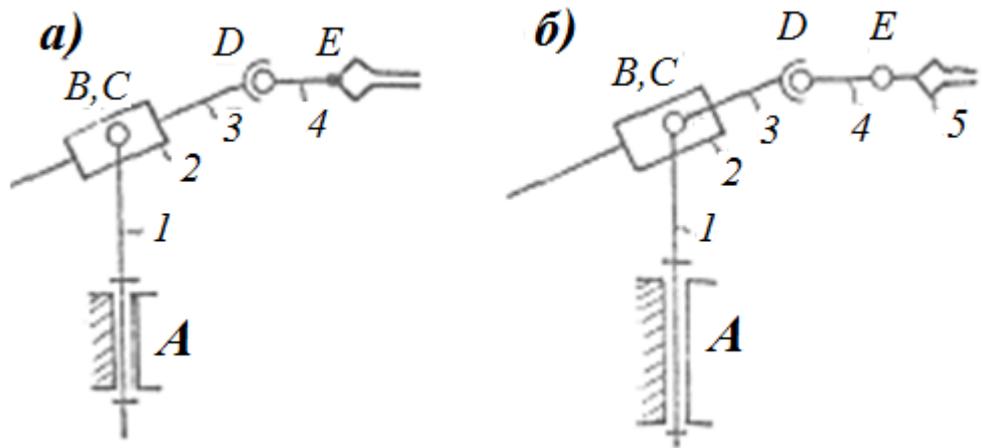


Рис. 2.1. Кинематические схемы манипуляторов

По формуле (2.1) имеем

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 = 6 \cdot 4 - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 1 = 6$$

Если учесть еще движение губок («пальцев») зажима E схвата (рис. 2.1, б), то механизм имеет всего семь степеней свободы:

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 1 = 7$$

Маневренность манипулятора – способность манипулятора обходить препятствия в рабочем объеме. Рабочий объем – это объем, ограниченный поверхностью, огибающей все возможные положения схвата (захвата). Маневренность характеризуется числом степеней свободы, при неподвижном схвате и числом возможных вариантов положения звеньев при неподвижном схвате.

В манипуляторе (рис.2.1,а) при неподвижном схвате маневренность равна нулю  $m = 0$ , то если каждому положению схвата соответствует единственное расположение всех звеньев.

$$m = 6 \cdot (n - 1) - 5P_5 - 3P_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 3 - 3 \cdot 1 = 0$$

В схеме (рис. 2.2) маневренность манипулятора равна двум

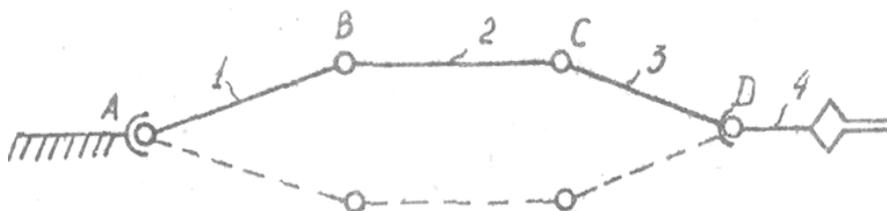


Рис. 2.2. Схема манипулятора

$$m = 6 \cdot (n - 1) - 5P_5 - 3P_3 = 6 \cdot 3 - 5 \cdot 2 - 3 \cdot 2 = 2$$

Звенья могут иметь множество положений, но двигаться в определенном объеме. Повышение маневренности манипулятора увеличивает свободу действия оператора при выполнении маневров.

### Порядок выполнения работы

1. Составляется структурная схема манипулятора или кинематической цепи руки промышленного робота.
2. Подсчитывается количество подвижных звеньев и кинематических пар с указанием класса.
3. Определяется число степеней свободы пространственного механизма манипулятора по формуле Сомова-Малышева.
4. Определяется маневренность манипулятора.

Пример. Пространственный семизвенный механизм манипулятора.

Схема механизма			
Число подвижных звеньев	Обозначение	№ звеньев	Класс
$n = 6$ (1,2,3,4,5,6)	A	0,1	
Число кинематических пар	B	1,2	
	C	2,3	
Число степеней свободы	D	3,4	
	E	4,5	
	F	5,6	
$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 8$			

Маневренность манипулятора

$$m = 6 \cdot (n - 1) - 5P_5 - 4P_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 2$$

Форма отчета

**Лабораторная работа № 2**

**Структурный анализ пространственных механизмов  
манипулятора**

*1. Структурный анализ пространственного механизма*

Схема механизма

2. Определение характера движения звеньев и классификация кинематических пар (КП) пространственных механизмов.

Кинематические пары			Число степеней свободы механизма
Обозначение	Звеньев	Класс	
A	0	...	Число подвижных звеньев
B	0,1	...	n = .....
....	1,2	...	Число кинематических пар
....	..	...	$P_5 = \quad P_4 = \quad P_3 =$
....	..	...	Число степеней свободы
	..		$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1$
Маневренность манипулятора $m = 6 \cdot (n - 1) - 5P_5 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 =$			

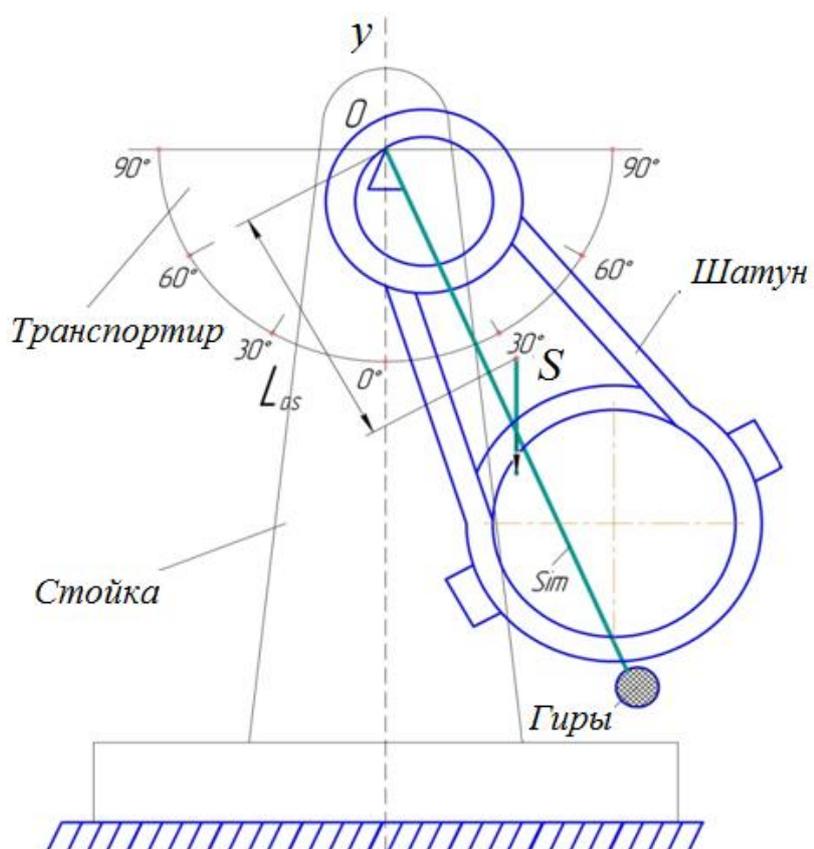
## Контрольные вопросы

1. Как определяется класс пар?
2. Зачем определять число степеней подвижности механизмов?
3. Что называется структурной формулой механизма?
4. Как и с какой целью составляется кинематическая схема механизма?
5. Чем отличаются плоские и пространственные механизмы?
6. Как определяется маневренность манипуляторов?
7. Какая разница между манипулятором и роботом?
8. На какие классы разделяются КП манипуляторов?

Выполнил				Группа	Фак.
Принял				Каф.	ТашГТУАФ

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 3

### ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЗВЕНА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА



## **Определение моментов инерции звена методом физического маятника**

**Цель работы:** научиться определять осевой момент инерции звеньев механизмов аналитически и методом физического маятника.

**Оборудование и инструменты:** приспособление с горизонтальной призмой для установки звеньев, шатуны двигателей внутреннего сгорания, секундомер, штангенциркуль, линейка.

### **Теоретическая часть**

При исследовании движения звеньев, в определении их динамических параметров, при изучении равномерности работы машин, при уравнивании вращающихся масс необходимо знать значения моментов инерции звеньев.

Момент инерции показывает меру инертности звеньев при вращательном движении.

Существуют различные методы экспериментального определения моментов инерции звеньев:

- метод физического маятника;
- метод математического маятника;
- метод крутильных колебаний, путем подвеса на двух нитях (бифиляр);
- метод придания ускорения звеньям (метод сброса груза).

Для определения момента инерции звена методом физического маятника напишем дифференциальное уравнение движения жесткого звена

$$J_0 = \ddot{\varphi} - Gl_{OS} \sin\varphi = 0 \quad (3.1)$$

где  $J_0$  - момент инерции звена относительно оси подвеса;  $G$  - вес звена;  $l_{OS}$  - расстояние между местом точки подвески и центра масс;  $\varphi$  - угол поворота маятника.

Если в уравнении (3.1) введем обозначение

$$\frac{Gl_{OS}}{J_0} = k^2$$

получим дифференциальное уравнение второго порядка

$$\ddot{\varphi} + k^2 \sin\varphi = 0 \quad (3.2)$$

Учитывая малый угол поворота маятника  $\sin\varphi \approx \varphi$ , получим

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0 \quad (3.3)$$

Решение уравнения (3.3) имеет вид

$$\varphi = \varphi_0 \cos kt \quad (3.4)$$

и представляет собой дифференциальное уравнение гармонического колебательного движения.

Следовательно, физический маятник, поворачивая на угол  $\varphi$  совершает колебательное движение. Тогда период одного полного колебания определяется по формуле:

$$T = \frac{2\pi}{k} = 2\pi \sqrt{\frac{l_0}{G \cdot l_{OS}}} \quad (3.5)$$

Если учесть  $G = mg$ ;  $\pi^2 = g = 9,81 \text{ м/с}^2$ , то из формулы (3.5) можно определить момент инерции физического маятника

$$J_0 = \frac{m \cdot l_{OS}}{4} T^2 [\text{кг} \cdot \text{м}^2] \quad (3.6)$$

Момент инерции физического маятника относительно центра масс  $S$  звена определяется по формуле

$$J_S = \frac{m \cdot l_{OS}}{4} (T^2 - 4l_{OS}) [\text{кг} \cdot \text{м}^2] \quad (3.7)$$

### Порядок выполнения работы

1. Привести призму строго в вертикальное положение с помощью регулируемых винтов.
2. Определить вес  $G$  и массу  $m$  звена.
3. Измерить с помощью штангенциркуля расстояние между точкой подвеса и центром масс звена  $l_{OS}$ .

4. Подвесить звено к призме и поворачивая на угол  $5 \div 8^\circ$ , привести к колебательному движению.

5. Определить секундомером время 10, 20 и 30 полных колебаний и вычислить период одного полного колебания  $T = \frac{t}{n}$ , где  $n$  - количество колебаний.

6. Вычислить среднее значение периода колебаний.  $T_{\text{ср}} = \frac{T_1 + T_2 + T_3}{3}$  и подставив в уравнения (3.6), (3.7), вычислить моменты инерции звена.

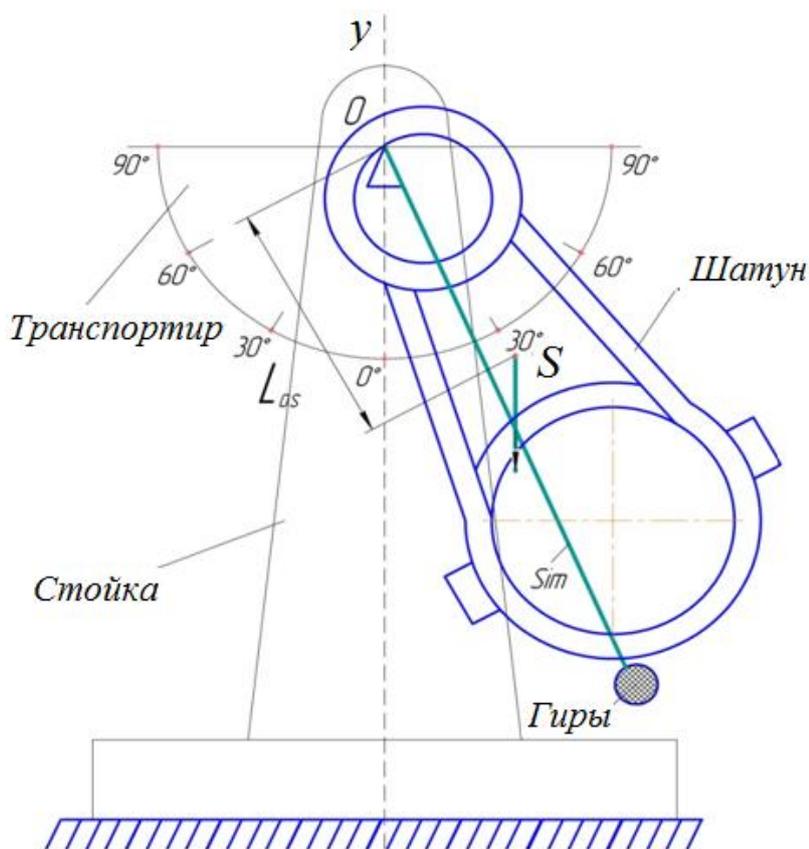


Рис. 3.1. Схема установки физического маятника

Форма отчета

### Лабораторная работа № 3.

### Определение моментов инерции звена методом физического маятника.

### 1. Параметры шатуна

Наименование исследуемого звена		
Масса звена, кг		
Вес звена, Н		
Расстояние от точки подвеса до центра масс, м	$l_{OS}$	

### 2. Определение периода колебаний

Число колебаний	Время колебаний	Период колебаний
$n$	$t$ , сек	$T$ , сек
10		
20		
30		
Среднее значение $T_{cp}$		

### 3. Вычисление моментов инерции звена.

Наименование	Формула вычисления	Значение
Момент инерции звена относительно оси, проходящей через точку подвеса, $кг \cdot м^2$	$J_0 = \frac{T_{cp}^2}{4\pi^2} G \cdot l_{OS}$	
Момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	$J_s = J_0 - m \cdot l_{OS}^2$	

### Контрольные вопросы

1. В чем состоит функциональное сходство осевого момента инерции с массой твердого тела?

2. Какой силовой фактор и по какой формуле можно рассчитать, зная значение осевого момента инерции звена?

3. Как определить точку на звене, через которую проходит ось, относительно которой момент инерции имеет наименьшее значение?

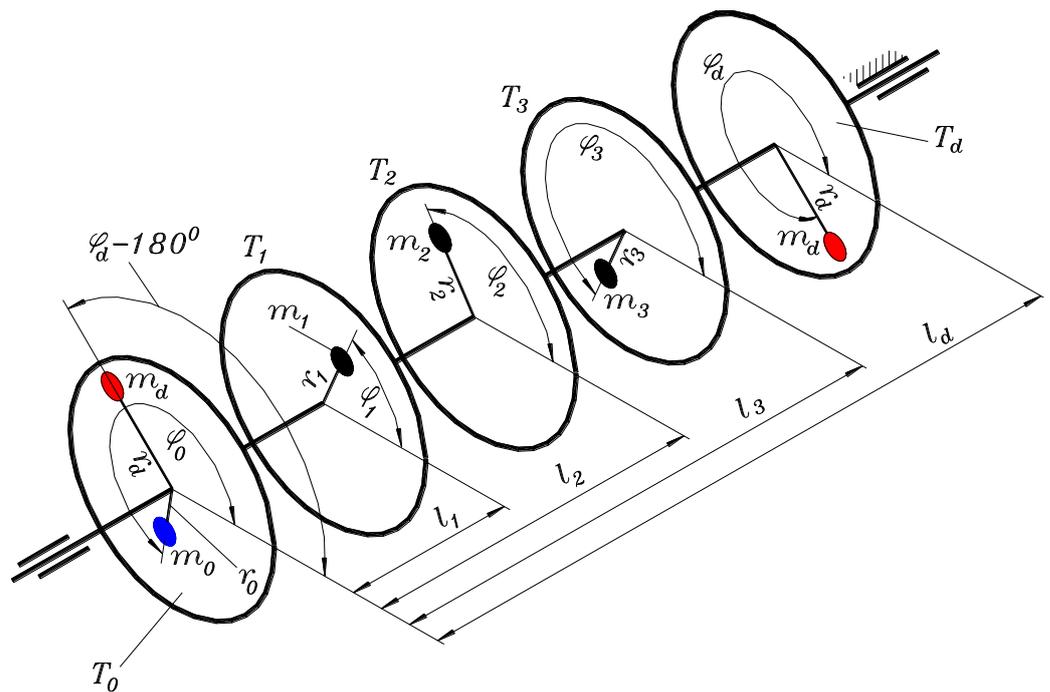
4. Почему метод физического маятника, применяемый для экспериментального исследования осевого момента инерции, необходимо рассматривать как приближенный способ?

5. Каким способом в маятниковых часах регулируют точность хода?

Выполнил				Группа	Фак.
Принял				Каф.	ТашГТУАФ

# ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 4-5

## СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС



## Лабораторная работа № 4-5

### Статическое и динамическое уравнивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс

#### *Теоретическая часть*

Уравнивание вращающихся масс приобрело особое значение в современных быстроходных машинах. Нередко на валах помимо симметричных деталей находятся детали несимметричной формы (эксцентрики, кулачки и т.д.), которые вызывают смещение общего центра тяжести вращающегося звена от оси вращения. Смещение общего центра тяжести может быть вызвано и неоднородностью металла, получающегося в процессе производства деталей (отливке, ковке и последующей механической обработке).

При вращении вала развивается общая центробежная сила инерции, величина которой при постоянной угловой скорости определяется по формуле:

$$F_u = m \cdot a_s^n = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (4.1)$$

где  $m$  - масса звена;  $r$  - величина смещения центра тяжести звена от оси вращения;  $a_s^n = r \cdot \omega^2$  - центростремительное ускорение центра тяжести.

Таким образом, смещение центра тяжести звена от его геометрической оси вращения вызывает появление динамических давлений на опоры. Особое место при этом, с точки зрения уравнивания масс, занимают звенья, обладающие значительной массой и большими угловыми скоростями. К числу таких звеньев следует отнести валы быстроходных двигателей, роторы турбин и гироскопов, барабаны центрифуг, тарелки сепараторов и т.д. Частота вращения некоторых из названных звеньев достигает 20000 ÷ 50000 оборотов в минуту и более. Но даже при скоростях менее указанных от незначительного смещения центра тяжести от геометрической оси

вращения (см. формулу 4.1) могут возникнуть большие динамические давления на опоры. Будучи переменными по направлению, эти давления передаются станинам и даже фундаменту в виде периодических силовых воздействий, вызывающих вибрации. При этом не исключена возможность совпадения частоты изменения неуравновешенных сил инерции с частотой собственных колебаний какого-либо звена машины или элемента сооружения, что может вызвать опасное состояние резонанса, сопровождающее разрушениями.

Для устранения этих явлений следует прибегнуть к уравниванию вращающихся масс. На практике быстровращающиеся детали машин подвергаются предварительной проверке на балансировочных машинах с целью определения места, в которых необходимо установить дополнительно массу или устранить лишнее количество материала.

Различают статическое и динамическое уравнивание (балансировку) вращающихся масс.

Статическое - это такое уравнивание, при котором звено не в состоянии придти во вращательное движение под действием сил собственного веса, даже в случае отсутствия трения (центр масс совпадает с неподвижной осью вращения. Главный вектор сил инерции равен нулю).

Динамическое - это уравнивание, в результате которого силы инерции не вызывают динамических реакций опор (величина главного момента от пары сил инерции равна нулю).

При малой длине ротора и небольшой его угловой скорости уравнивают только главный вектор сил инерции, а величиной главного момента от пары сил инерции пренебрегают, т.е. ограничиваются только статической балансировкой. В этом случае можно считать, что вращающаяся масса расположена в одной плоскости, перпендикулярной к оси вращения.

При значительной длине ротора и большой его скорости вращение недопустимо, как в предыдущем случае, пренебречь неуравновешенным главным моментом от пары сил инерции. В этом случае надлежит осуществлять полное уравнивание вращающихся масс, т.е. выполнять не только статическую но и динамическую балансировку.

На рис. 4.1, а показана схема вала (ротора) с тремя массами

$m_1, m_2, m_3$  расположенных эксцентрично в плоскостях и  $P_3$  перпендикулярных к оси вращения. Положение масс координируется величинами радиуса  $r_1, r_2, r_3$  соответствующими углами  $\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3$ . Рассмотрим полное уравнивание этого ротора.

### ***Статическое уравнивание***

При равномерном вращении ротора неуравновешенные массы  $m_1, m_2, m_3$  вызывают соответственно центробежные инерционные силы  $F_{u1}, F_{u2}, F_{u3}$ . Уравнивание этих сил инерции и есть статическая балансировка масс  $m_1, m_2, m_3$ . Перенесем указанные силы в общую плоскость.  $n_3$ - плоскость приведения (плоскость  $n_3$  с перенесенными силами показана отдельно на рис. 4.1,б). Тогда их можно уравновесить инерционной силой  $F_{uc}$ , добавочной  $m_c$ , в той размещенной же плоскости. Условие статического равновесия будет иметь вид:

$$F_{u1} + F_{u2} + F_{u3} + F_{uc} = 0 \quad (4.2)$$

Заменив в формуле (4.2) силы инерции их значениями согласно формуле (4.1), получим:

$$m_1 \bar{r}_1 \omega^2 + m_2 \bar{r}_2 \omega^2 + m_3 \bar{r}_3 \omega^2 + m_c \bar{r}_c \omega^2 = 0 \quad (4.3)$$

В формуле (3) вместе расчета значений сил инерции можно ограничиться расчетом и построением пропорциональных величин  $m_i r_i$  (величина на  $m_i r_i$  характеризует статический дисбаланс массы  $m_i$ ). Тогда формуле (3) можно придать вид:

$$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_c \bar{r}_c = 0 \quad (4.4)$$

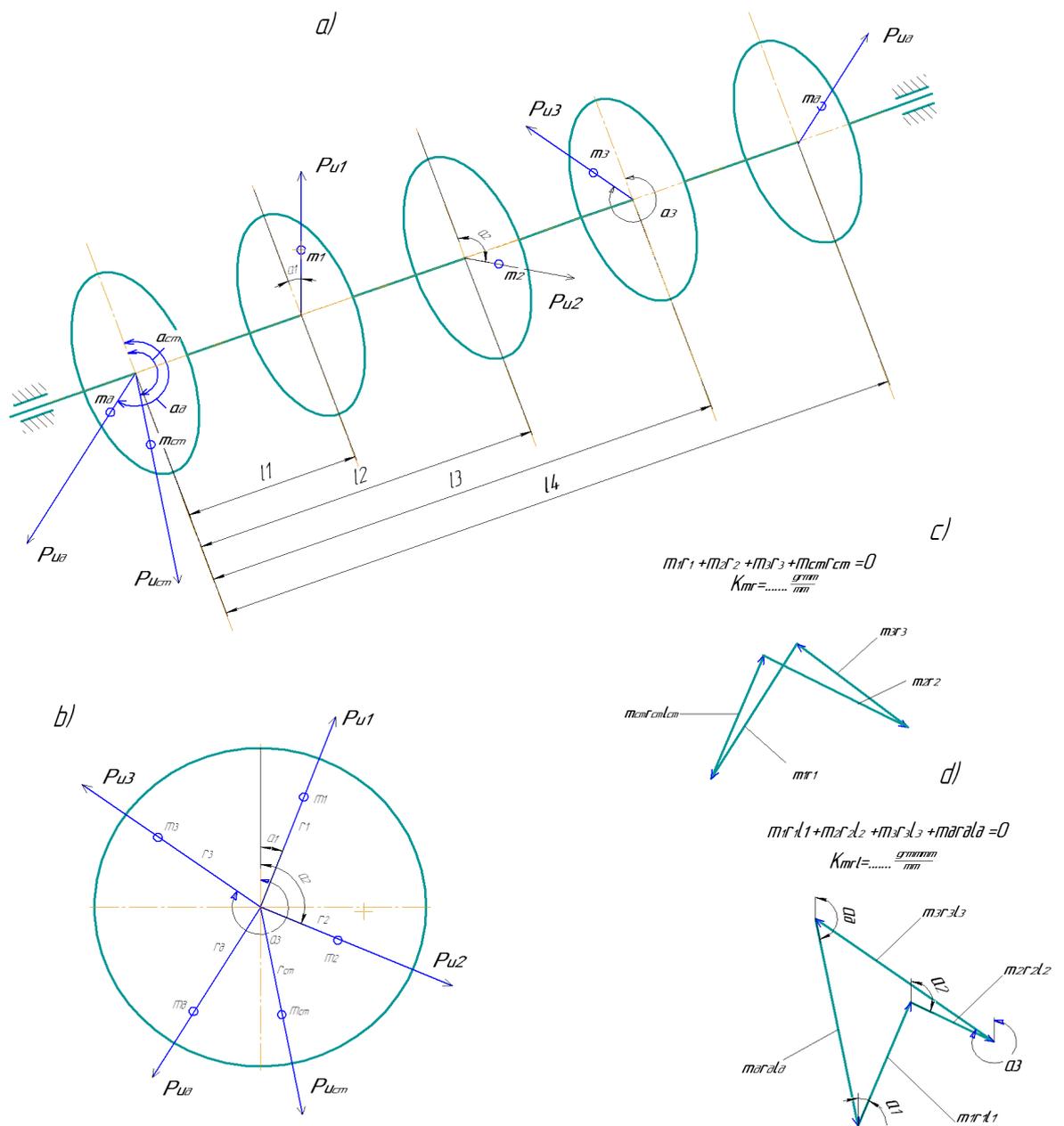


Рис. 4.1. Статическое и динамическое уравновешивание

Для определения величины и положения уравновешивающей массы  $m_c$  строится в соответствии с условием (4.4) векторный многоугольник статических дисбалансов (рис. 4.1, в).

При построении многоугольника отсчет углов (рис. 4.1. а) для всех векторов должен быть единым. Отсчет  $\alpha_i$  следует вести против часовой стрелки от линии, проведенной горизонтально вправо через начало соответствующего вектора. Замыкающий вектор построенного

многоугольника определяет величину последнего члена уравнения (4.4) –  $m_c r_c$ .

Имея величину  $m_c r_c$  можно при заданном  $r_c$  определить  $m_c$  или, наоборот, можно найти  $m_c$ , если задано  $r_c$ . Кроме того, вектор  $m_c r_c$  определяет направление радиус-вектора  $r_c$ , на котором должна быть закреплена уравновешивающая масса  $m_c$ .

На этом кончается первая стадия уравновешивания. Выполнено то, что называется статической балансировкой. Тем самым устранено смещение центра тяжести вращающейся системы от оси вращения. Таким образом, для статической балансировки вращающихся масс достаточно лишь одного противовеса  $m_c$ , закрепленного в произвольно выбранной плоскости приведения.

### *Динамическое уравновешивание*

Вторым этапом уравновешивания вращающихся масс является уравновешивание главного момента от центробежных сил инерции с помощью дополнительных масс.

Перенося центробежные силы инерции в плоскость приведения  $P_0$ , необходимо по правилам переноса добавлять моменты пары сил, равные произведениям переносимых сил на расстояния переноса. В нашем случае это моменты:

$$\begin{aligned}M_{u1} &= F_{u1} \cdot l_1 = m_1 \cdot r_1 \cdot \omega^2 l_1 \\M_{u2} &= F_{u2} \cdot l_2 = m_2 \cdot r_2 \cdot \omega^2 l_2 \\M_{u3} &= F_{u3} \cdot l_3 = m_3 \cdot r_3 \cdot \omega^2 l_3\end{aligned}\tag{5.5}$$

В уравновешивании этих моментов и заключается динамическая балансировка вращающихся масс  $m_1, m_2$  и  $m_3$ . Векторное уравнение при уравновешивающем моменте  $M_{uD}$  имеет вид:

$$\bar{M}_{u1} + \bar{M}_{u2} + \bar{M}_{u3} + \bar{M}_{uD} = 0\tag{5.6}$$

Уравновешивающий момент  $M_{uD}$  можно создать одной дополнительной массой  $m_D$ , размещенной в произвольной плоскости исправления. Однако это приведет к нарушению уже выполненного статического уравновешивания масс. Поэтому уравновешивающий момент  $M_{uD}$  следует создавать парой центробежных сил инерции двух равных дополнительных масс  $m_D$ , расположенных в двух произвольных плоскостях исправления. Для удобства одну из плоскостей исправления совмещают с плоскостью приведения  $\Pi_4$ . Примем в качестве плоскостей исправления плоскости  $\Pi_1$  и  $\Pi_4$ . Тогда формуле (6) можно придать вид:

$$m_1 \bar{r}_1 \omega^2 l_1 + m_2 \bar{r}_2 \omega^2 l_2 + m_3 \bar{r}_3 \omega^2 l_3 + m_D \bar{r}_D \omega^2 l_D = 0 \quad (5.7)$$

где  $\bar{r}_D$  - радиус-вектор уравновешивающей массы  $m_D$ , размещенной в плоскости исправления;  $l_D$  - плечо уравновешивающей пары сил (рис.5.1, а).

Сократив в уравнении (7) общий множитель  $\omega^2$ , получим:

$$m_1 \bar{r}_1 l_1 + m_2 \bar{r}_2 l_2 + m_3 \bar{r}_3 l_3 + m_D \bar{r}_D l_D = 0 \quad (5.8)$$

Величина  $m_i \bar{r}_i l_i$  характеризует динамический дисбаланс массы  $m_i$ .

Таким образом, построение многоугольника моментов от центробежных сил инерции можно заменить построением многоугольника соответствующих динамических дисбалансов.

При построении многоугольника динамических дисбалансов векторам последних присваивают, как и векторам статических дисбалансов, направление соответствующего радиус-вектора  $r_i$ . Направления радиус-вектора  $r_i$  как указывалось ранее, характеризуется углами  $\alpha_i$ .

На рис. 4.1, б показан многоугольник динамических дисбалансов, построенный на основании уравнения (5.8). Замыкающий вектор этого многоугольника определяет величину последнего члена уравнения (5.8)  $m_D \bar{r}_D l_D$ . По имеющему плечу  $l_D$  и заданной массе  $m_D$  определяется

величина радиуса  $\bar{r}_D$ . Далее из многоугольника (рис.5.1, з) определяется угол  $\alpha_D$ , который характеризует направление радиус-вектора  $\bar{r}_D$ , на котором должна закрепляться дополнительная масса  $m_D$  в плоскости исправления  $\Pi_1$ . Вторая дополнительная масса  $m_D$  устанавливается в плоскости исправления  $\Pi_D$  с противоположной стороны от оси вращения ( $\alpha'_D = \alpha_D + 180^\circ$ ) на том же радиусе  $\bar{r}_D$ . Таким образом, полное уравнивание вращающихся масс (статическое и динамическое) достигается установкой трех дополнительных масс. Однако, две из них,  $m_c$  и  $m'_D$ , находятся в одной плоскости  $\Pi_1$  и могут быть заменены одной суммарной массой  $m_\Sigma$ , размещенной в той же плоскости  $\Pi_0$ .

Для этого подсчитывается статический дисбаланс  $m'_D \cdot l_D$  массы  $m'_D$  затем пристраивается вектор этого дисбаланса на имеющемся многоугольнике (рис.4.1, в) к вектору дисбаланса  $m_c r_c$  массы  $m_c$  и определяется векторная сумма:  $m_\Sigma r_\Sigma = m_c r_c + m'_D r_D$ . Задавшись далее массой  $m_\Sigma$  определяем величину радиуса  $r_\Sigma$ . Непосредственно из многоугольника определяется и угол  $\alpha_\Sigma$  (рис.4.1, в)

В итоге задача полного уравнивания сводится к постановке двух дополнительных масс  $m_D$  и  $m_\Sigma$ , помещенных соответственно в выбранных плоскостях  $\Pi_1$  и  $\Pi_0$

### ***Практическая часть***

#### *Описание установки.*

Лабораторная работа по уравниванию вращающихся масс выполняется на настольной установке ТММ-35М, которая состоит из следующих узлов: 1) ротора; 2) фрикционного привода; 3) плиты со стойками.

Схема установки показана на рис. 5.2.

Ротор представляет собой вал 1, на котором свободно сидят пять алюминиевых дисков 2 на расстоянии 60 мм друг от друга. Осевое перемещение дисков ограничивается кольцами 3, жестко закрепленным на

валу, Кольцо градуировано по образующей через один градус, а ступица дисков имеет риску, позволяющую установить диски на необходимый угол. Фиксация дисков осуществляется винтами 4. Диски имеют два сквозных радиальных паза 5: один - для крепления масс, другой - для сохранения уравновешенности (пазы расположены под углом  $180^\circ$ ). Вдоль паза для крепления масс нанесена шкала, позволяющая установить массу на нужный радиус  $r$  (пределы  $r$  допускаемые пазом  $40 \div 90$  мм).

Вал с дисками (ротор) смонтирован на двух стойках, (на схеме не показано).

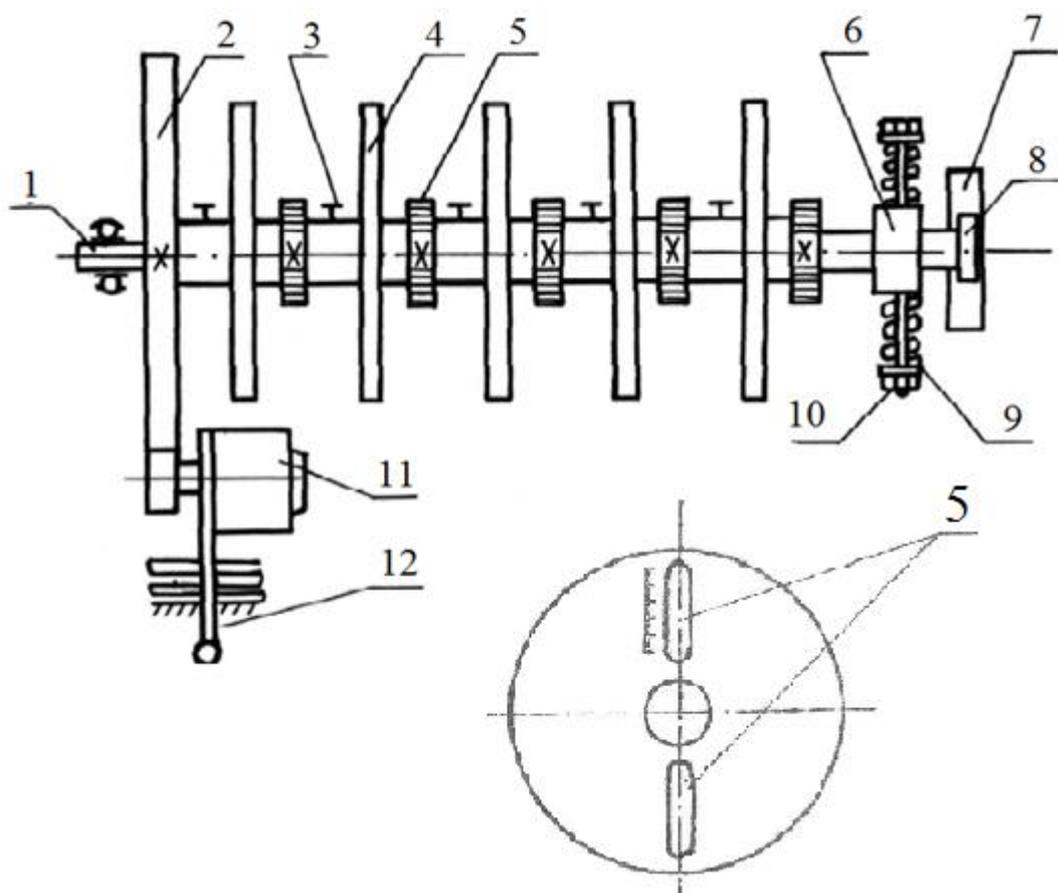


Рис.5.2. Кинематическая схема установки ТММ-35М

Левый конец вала установлен на сферическом шарикоподшипнике, позволяющем валу, кроме вращательного движения, осуществлять поворот в горизонтальной плоскости. Правый конец вала закреплен в радиальном шарикоподшипнике, вмонтированном в каретку 6. Каретка может

перемещаться на роликах по направляющей 7 в горизонтальной плоскости и удерживается в центральном положении при помощи пружин растяжения 8.

Вращение ротора осуществляется от электродвигателя 9 посредством фрикционной передачи, пуск двигателя осуществляется нажатием рукоятки рычага 10 вниз. При этом одновременно фрикционный диск прижимается к шкиву 11. При освобождении рукоятки рычаг 10 под действием веса электродвигателя возвращается в исходное положение, фрикцион отжимается, электродвигатель выключается.

Основанием установки служит чугунная плита, на которой закреплены стойки, несущие ротор (на схеме не показано). Установка снабжена комплектом грузов массами в 40, 50, 60 и 70 грамм, которые служат для создания дисбаланса и для уравнивания.

#### ***Оборудование и приборы.***

1. Установка типа ТММ-35М с комплектом грузов.
2. Транспортёр.
3. Линейка.
4. Миллиметровая бумага.
5. Микрокалькулятор.

#### ***Порядок выполнения работы***

1. По заданию преподавателя в бланк отчета записываются массы и координаты, неуравновешенных грузов и зарисовывается схема установки с дисками и грузами на них.

2. Указанные массы  $m_1$ ,  $m_2$  и  $m_3$  устанавливаются соответственно на дисках,  $\Pi_1$ ,  $\Pi_2$  и  $\Pi_3$  имеющихся на установке шкал согласно заданным.

3. Убеждаемся в статической неуравновешенности ротора; при повороте его на любой угол он должен приходить в движение под

действием собственного веса (исключение составляет случай, когда центр тяжести ротора занимает самое нижнее, устойчивое положение).

4. Подсчитываем статические дисбалансы  $m_i r_i$  заданных неуравновешенных масс и строим в выбранном масштабе  $\mu_c$ , многоугольник будет искомым вектором статического дисбаланса  $m_c r_c$  уравновешивающей массы.

5. Пользуясь принятым масштабным  $\mu_c$  коэффициентом, определяем действительную величину статического дисбаланса  $m_c r_c$  а по ней, задавшись массой  $m$ , определяем величину радиуса  $r_c$ .

Далее непосредственно из многоугольника, пользуясь принятым отсчетом углов  $\alpha$ , определяем угол  $\alpha_c$ . Устанавливаем массу  $m_c$  согласно полученным ее координатам на диске  $P_0$  (плоскость приведения) и убеждаемся в статической уравновешенности ротора; при повороте ротора на любой угол он должен находиться в безразличном равновесии.

6. Приводим ротор в движение от электродвигателя и убеждаемся в динамической неуравновешенности его: правый конец вала ротора будет совершать колебания в горизонтальной плоскости.

Выполняем динамическую балансировку ротора в следующем порядке.

7. Подсчитываем динамические дисбалансы  $m_i \bar{r}_i l_i$  заданных масс и строим, выбрав масштабный коэффициент  $\mu_D$  многоугольника векторов динамических дисбалансов. При построениях правило отсчета углов  $\alpha_i$  остается прежним. Замыкающий вектор многоугольника определяет динамический дисбаланс дополнительной, уравновешивающей массы  $m_D$ , которая должна быть установлена в плоскости  $P_4$  исправления .

8. Определяем с помощью масштабного коэффициента  $\mu_D$  действительную величину дисбаланса  $m_D \bar{r}_D l_D$ . Поскольку масса  $m_D$  устанавливается в плоскости  $P_4$ , то  $l_D=320$  мм (расстояние между

плоскостями  $\Pi_0$  и  $\Pi_4$ ). Задавшись массой  $m_D$ , определяем радиус  $r_D$ . Далее из многоугольника определяем угол  $\alpha_D$ .

9. Устанавливаем уравнивающую массу  $m_D$  в плоскости  $\Pi_0$  согласно полученным значениям  $r_D$  и  $\alpha_D$ . Для сохранения уже выполненного статического уравнивания такая же масса  $m'_D$  на том же радиусе  $r_D$  должна быть установлена во второй плоскости исправления, но с противоположной стороны от оси вращения, то есть на угле  $\alpha'_D = \alpha_D + 180^\circ$ . Однако массу  $m'_D$  можно не устанавливать. Для этого заменяем две уравнивающие массы  $m_c$  и  $m'_D$ , расположенные в плоскости, одной массой  $m_\Sigma$  (см. теоретическую часть).

10. Устанавливаем массу  $m_\Sigma$  в плоскости  $\Pi_0$  согласно полученным значениям  $r_\Sigma$  и  $\alpha_\Sigma$ , предварительно сняв массу  $m_c$ .

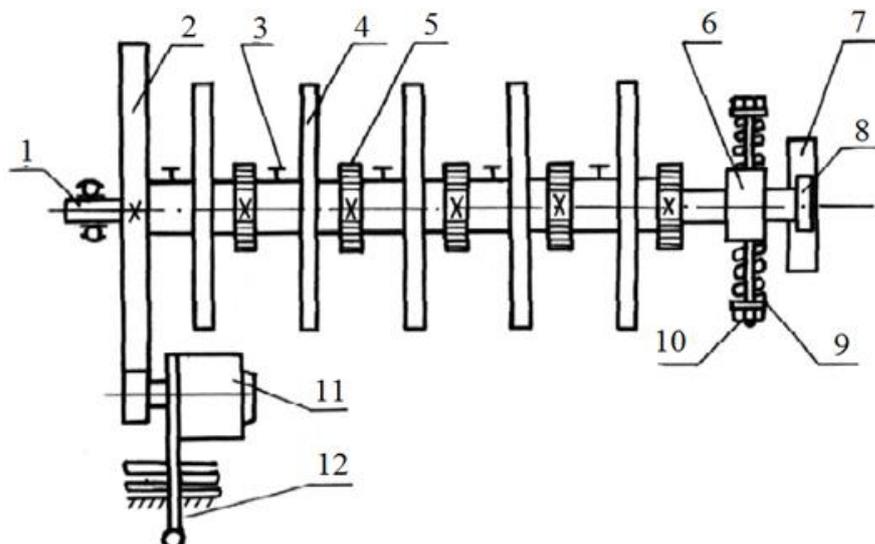
11. Разгоняют ротор и убеждаемся в динамической уравниваемости его. Правый конец ротора не должен колебаться.

Форма отчета

### Лабораторная работа № 4,5

#### Статическое и динамическое уравнивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс.

1. Схема установки и расположения масс.



## 2. Исходные данные

Неуравновешенные массы		Координаты неуравновешенных масс						
	Величина, гр.		Положение Π <sub>0</sub> отно-но Π		Радикальные координаты		Угловые координаты	
			Обоз- наче- ние	Вели- чина	Обоз- наче- ние	Вели- чина	Обоз- наче- ние	Вели- чина
			мм		мм		$\alpha_1^0$	
			мм		мм		$\alpha_2^0$	
			мм		мм		$\alpha_3^0$	

## 3. Вычисление статических и динамических дисбалансов

$$\begin{aligned}
 m_1 \bar{r}_1 &= \quad = \quad \text{гмм}; & m_1 \bar{r}_1 l_1 &= \quad = \quad \text{гмм} \\
 m_2 \bar{r}_2 &= \quad = \quad \text{гмм}; & m_2 \bar{r}_2 l_2 &= \quad = \quad \text{гмм} \\
 m_3 \bar{r}_3 &= \quad = \quad \text{гмм}; & m_3 \bar{r}_3 l_3 &= \quad = \quad \text{гмм}
 \end{aligned}$$

## 4. Статическое уравновешивание

Векторный многоугольник дисбалансов	Обработка результатов
$m_1 \bar{r}_1 + m_2 \bar{r}_2 + m_3 \bar{r}_3 + m_c \bar{r}_c$ $\mu_c = \frac{\text{г}\cdot\text{мм}}{\text{мм}}$	<p>1. Из многоугольника</p> $m_c r_c = (m_c \bar{r}_c) \mu_c = \quad \text{г} \cdot \text{мм}$ <p>2. Принимаем <math>m_c = \quad \text{г}</math></p> $r_c = \quad \text{мм}$ <p>3. Из многоугольника</p> $\alpha_c = \quad \text{град.}$

### 5. Динамическое уравнивание

Векторный многоугольник динамических дисбалансов	Обработка результатов
$m_1 \bar{r}_1 l_1 + m_2 \bar{r}_2 l_2 + m_3 \bar{r}_3 l_3 + m_D \bar{r}_D l_D \mu_D = \frac{\Gamma \cdot \text{мм}^2}{\text{мм}}$	<p>1. Из многоугольника</p> $m_D r_D = (m_D \bar{r}_D l_D) \mu_D = \Gamma \cdot \text{мм}^2$ <p>2. Задано <math>l_D = 320 \text{ мм}</math></p> <p>Принимаем <math>m_D = \quad \text{г}</math></p> <p>тогда, <math>r_D = \quad \text{мм}</math></p> <p>Из многоугольника, тогда</p> $\alpha'_D = \alpha_D + 180^\circ = \quad \text{град.}$

### 6. Замена уравнивающих масс $m'_c$ и $m'_D$ с массой $m_\Sigma$

$m_\Sigma \bar{r}_\Sigma = m_c \bar{r}_c + m_D \bar{r}_{\Sigma D}$ $m_\Sigma \bar{r}_\Sigma = (m_\Sigma \bar{r}_\Sigma) \cdot \mu_c = \Gamma \cdot \text{мм}$	<p>Принимаем</p> $m_\Sigma = \quad \text{кг}$	<p>Тогда</p> $r_\Sigma = \quad \text{м}$	<p>Замеряем <math>\alpha_\Sigma</math></p> <p style="text-align: center;">град.</p>
---	---	--	---

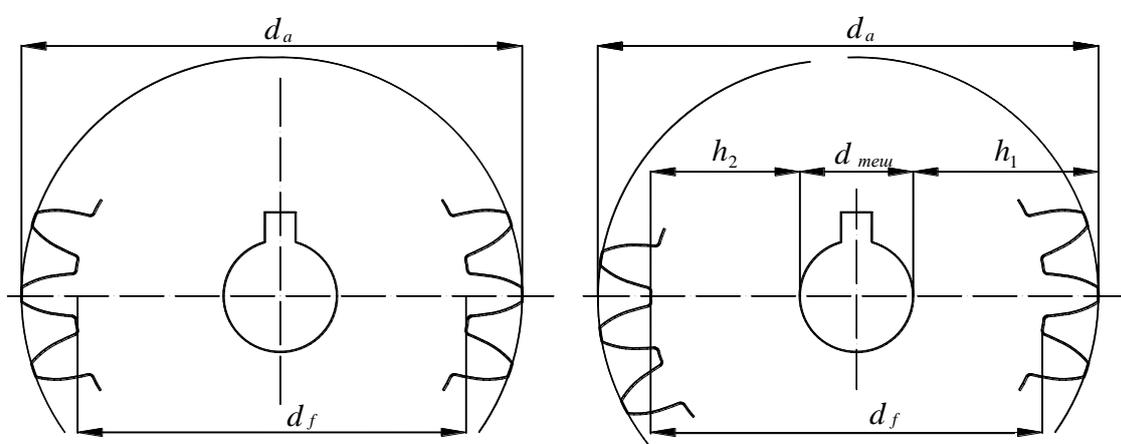
### Контрольные вопросы

1. С какой целью проводят уравнивание масс?
2. Дать определение центробежной силы инерции.
3. Что называется статическим моментом масс?
4. Записать условие полной статической и динамической балансировки ротора.
5. Как рассчитать противовес и его положение?

Выполнил				Группа	Фак.
Принял				Каф.	ТашГТУАФ

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 6

### ОБМЕР ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС



## Лабораторная работа № 6

### Обмер основных геометрических параметров зубчатых колес

**Цель работы:** ознакомиться с практическими методами определения основных параметров зубчатых колес.

**Оборудование и инструменты:** набор зубчатых колес, штангенциркуль.

### *Теоретическая часть*

Основными параметрами зубчатого колеса с эвольвентным профилем зубьев являются: модуль зацепления  $m$ , число зубьев  $z$ , угол зацепления  $\alpha_w$ , величина смещения инструментальной рейки при нарезании зубчатого колеса  $x$ . Число зубьев, диаметры окружностей вершин и впадин зубьев можно измерить непосредственно на самом зубчатом колесе, остальные параметры вычисляются в результате расчетов. Подсчитав число зубьев  $z$ , нетрудно определить модуль зацепления, используя свойство эвольвенты: нормаль в любой точке эвольвенты является касательной к основной окружности. Поэтому при охвате нескольких зубьев колеса губками штангенциркуля (размер АВ, рис. 6.1) линия АВ будет касательной к основной окружности и нормальной профилям зубьев.

Обмер зубчатых колес производится с целью контроля изготовленного зубчатого колеса или с целью восстановления размеров проработавшего, изношенного колеса (рис.6.1).

В первом случае измеряемые параметры изготовляемого колеса сравниваются с размерами, приведенными в технической документации (в чертежах) и дается оценка пригодности колеса.

Перед нами ставится задача восстановить основные параметры заданного зубчатого колеса, т.е. найти число зубьев, модуль, коэффициент смещения.

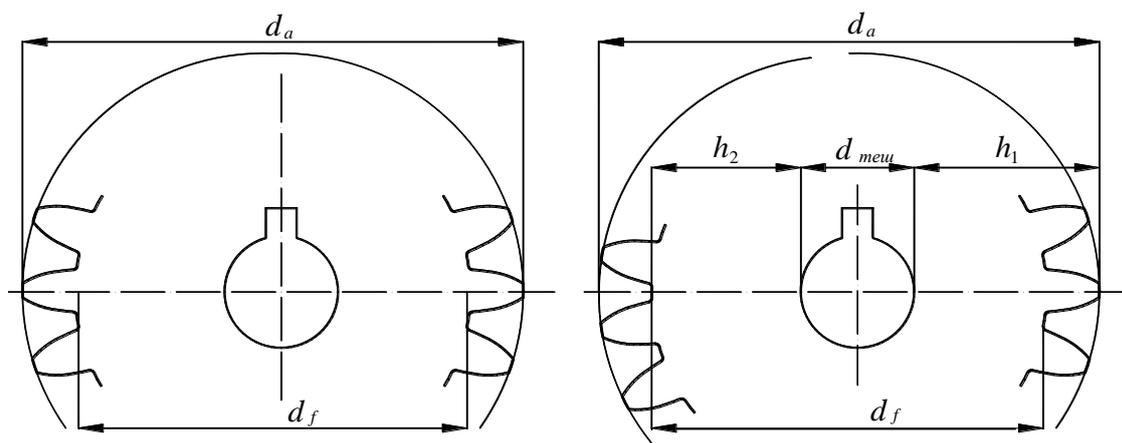


Рис.6.1. Схема измерения основных геометрических параметров.

Число зубьев колеса определяется подсчетом. Для определения модуля зубчатого колеса используют такие параметры эвольвентных зубчатых колес как длина общей нормали и число зубьев в длине общей нормали.

Согласно ГОСТ 16531-70 длина нормали зубчатого колеса - это расстояние между разноименными боковыми поверхностями зубьев цилиндрического зубчатого колеса по общей нормали к этим поверхностям и для прямозубых колес определяется по формуле.

$$l = [\pi(z_n - 0,5) + 2xtg\alpha + zin\nu\alpha]m\cos\alpha \quad (6.1)$$

где  $l$  - длина общей нормали, мм;  $z_n$  - число зубьев в длине общей нормали;  $x$  - коэффициент смещения;  $\alpha$  - угол профиля зуба инструментальной рейки;  $z$  - число зубьев колеса;  $m$  — модуль зубчатого колеса, мм.

Число зубьев в длине общей нормали - это количество зубьев цилиндрического зубчатого колеса, размещающиеся в длине общей нормали.

Расчетное число зубьев в длине общей нормали для прямозубых цилиндрических нулевых колес определяется по формуле:

$$z_n = \frac{z}{\pi} \alpha + 0,5 = \frac{z}{9} + 0,5 \quad (6.2)$$

где  $z_n$  - расчетное число зубьев в длине общей нормали;  $z$  — число зубьев зубчатого колеса;  $\alpha$  - угол профиля зуба инструментальной рейки, [рад].

Значение расчетного числа зубьев в длине общей нормали округляется до ближайших целых чисел в меньшую и большую сторону. Для каждого колеса получаем два значения числа зубьев в длине общей нормали:  $z_n$  и  $z_{n+1}$ .

В табл.1 приведены значения  $n$  зубцов, которые следует охватывать штангенциркулем при измерении шага по основной окружности

Таблица 6.1

2-18	9-27	8-36	7-15	6-54	5-63	4-72	3-81

Охватывая штангенциркулем  $z_n$  зубьев измеряем длину общей нормали  $l_n$ , охватывая  $z_{n+1}$  - измеряем -  $l_{n+1}$ .

При этом измерительные плоскости штангенциркуля должны быть касательными к профилям зубьев.

Поскольку числа  $z_n$  и  $z_{n+1}$  отличаются на единицу, то разность длин общих нормалей равна шагу по основной окружности

$$P_b = l_{n+1} - l_n = \pi t \cos \alpha \quad (6.3)$$

где  $P_b$  - шаг по основной окружности, мм;  $l, l_{n+1}$  - измеряемые длины общих нормалей, мм;  $t$  - модуль зубчатого колеса, мм.

Модуль зубчатого колеса на основании уравнения (3) определяется по формуле:

$$t = \frac{l_{n+1} - l_n}{\pi \cos \alpha} = 0,34(l_{n+1} - l_n) \quad (6.4)$$

В результате неточности замеров возможно отклонение модуля от стандартной величины. Поэтому получаемое значение модулей и принять ближайший по величине стандартный модуль.

Значения стандартных модулей  $m$  (мм) (ГОСТ 9563-60)

Таблица 6.2

1,00	1,25	1,50	1,75	2,00	2,25	2,50
2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,25	4,50
5,00	5,50	6,00	6,50	7,00	8,00	9,00
10,00	11,0	12,0	13,0	14,0	15,0	16,0

Обмеряемое колесо может быть изготовлено со смещением. В этом случае необходимо определить коэффициент смещения.

Подставляя в левую часть уравнения (6.1) измеряемые величины  $l_n$  и  $l_{n+1}$ , а в правую часть – значения  $z_n$  и  $z_{n+1}$ , получим

$$l_n = [\pi(z_n - 0,5) + 2xtg\alpha + zin\nu\alpha]m\cos\alpha \quad (6.5)$$

$$l_{n+1} = [\pi(z_{n+1} - 0,5) + 2xtg\alpha + zin\nu\alpha]m\cos\alpha \quad (6.6)$$

Поскольку коэффициент смещения одинаков, то он определяется по одной из формул:

$$x = \frac{\frac{l_n}{m\cos\alpha} - \pi(z_n - 0,5) - zin\nu\alpha}{2tg\alpha} \quad (6.7)$$

$$x = \frac{\frac{l_{n+1}}{m\cos\alpha} - \pi(z_{n+1} - 0,5) - zin\nu\alpha}{2tg\alpha} \quad (6.8)$$

где  $x$  - коэффициент смещения.

Таким образом, определены основные параметры зубчатого колеса, число зубьев  $z$ , модуль  $m$  и коэффициент смещения  $x$ .

### **Практическая часть.**

*Порядок проведения работы.*

*(Порядок приводится на конкретном примере).*

1. Подсчитать число зубьев колеса  $z = 21$ .

2. По формуле (2) или по табл. 1 определить расчетное число зубьев в длине общей нормали  $z_n = 2,83$ .

3. Округлить расчетное значение  $z_n$  до ближайших целых чисел:

$$z_n = 2, z_{n+1} = 3.$$

4. Обхватить штангенциркулем  $z_n = 2$  зубьев и измерить длину общей нормали:  $l_n = 38,85$  мм.

5. Обхватить штангенциркулем  $z_{n+1} = 3$  зубьев и измерить длину общей нормали:  $l_{n+1} = 62,45$  мм.

6. По формуле (6.4) вычислить модуль:  $m = 7,994$  мм.

7. Значение модуля округлить до стандартной величины (Табл. 6.2),  $m = 8$  мм.

8. По формуле (6.7) или (6.8) определить значение коэффициента смещения:  $x = 0,193$ .

9. Измерить радиусы окружностей впадин и окружностей вершин зубчатого колеса:  $r_f = 74,8$  мм,  $r_a = 91,8$  мм.

Результаты замеров и расчетов занести в таблицы прилагаемой формы отчета, на схеме обмера указать размеры. Значения постоянных параметров  $\alpha = 20^0$ ;  $\cos\alpha = 0,9397$ ;  $\operatorname{tg}\alpha = 0,3640$   $\operatorname{inv}\alpha = 0,014$ .

Определить:

а) шаг по делительной окружности  $p = \pi m$ , (6.9)

б) диаметр делительной окружности  $d = m z$ , (6.10)

в) диаметр основной окружности  $d_b = d \cdot \cos\alpha$  (6.11)



впадин, мм		
------------	--	--

## 2. Вычисление основных параметров зубчатого колеса

Наименование параметра	Формула вычисления	Значения
Толщина зуба по основной окружности, мм	$S_b = l_{n+1} - n \cdot P_b$	
Шаг по основной окружности, мм	$P_b = l_{n+1} - l_n$	
Модуль зубчатого колеса, мм	$m = \frac{P_b}{\pi \cos \alpha}$ по ГОСТ 9563-60	
Коэффициент смещения	$x = \left( \frac{\pi S_b}{P_b} - \frac{\pi}{2} - z \operatorname{inv} \alpha \right) / 2 \operatorname{tg} \alpha$	
Радиус делительной окружности, мм	$r = m \cdot z / 2$	
Радиус основной окружности, мм	$r_b = r \cos \alpha$	
Шаг по делительной окружности, мм	$P = \pi m$	
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot x \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	

### Контрольные вопросы

1. Что называется модулем зубчатого колеса?
2. Как определить шаг зубчатого колеса?
3. Как определить диаметры основной и делительной окружностей?

4. Какова зависимость между числом зубьев и делительным диаметром зубчатого колеса?

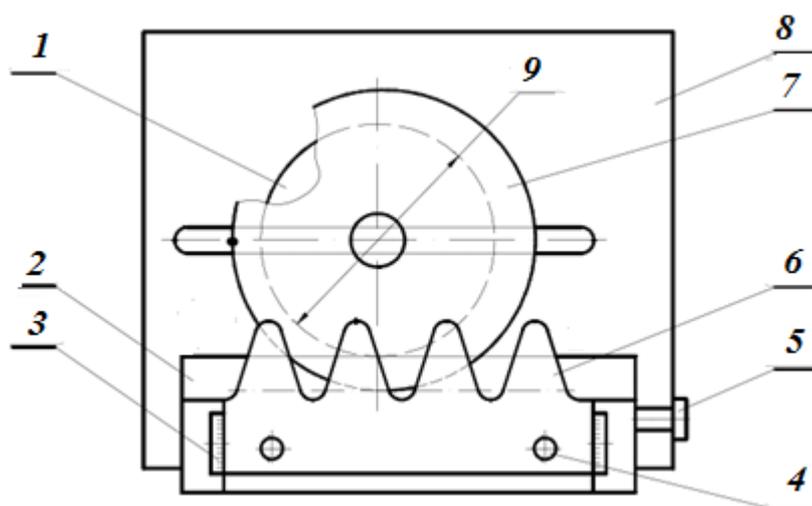
5. Что называется коэффициентом смещения исходного контура?

6. Как изменяются основные параметры зубчатого колеса при смещении исходного контура?

Выполнил		Группа	Факульт.
Принял			Каф. ТГТУАФ

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 7

### ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ КОЛЕС МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ



## Лабораторная работа № 7

### Вычерчивание эвольвентных профилей зубьев колес методом огибания

**Цель работы:** ознакомиться с практическими методами определения основных параметров зубчатых колес.

**Оборудование и инструменты:** набор зубчатых колес, штангенциркуль.

#### *Теоретическая часть*

Нарезание эвольвентных профилей методом огибания или обкатки является наиболее распространенным способом производства зубчатых колес.

Режущим инструментом для нарезания зубьев может быть зубчатая рейка, червячная фреза или долбяк. Нарезание зубьев колес производится на зубострогальных, зубофрезерных или зубодолбежных станках.

Для нарезания эвольвентных зубьев большое распространение получил реечный инструмент, так как профиль зуба инструментальной рейки представляет собой прямую линию. На рис. 6.1 показан исходный контур, определяющий форму и расположение режущих кромок инструментальной рейки.

По ГОСТ 13754-68, 13755-68 параметры исходного контура имеют следующие значения: угол профиля  $\alpha = 20^\circ$ , коэффициент высоты головки  $h_\alpha^* = 1$ , коэффициент радиального зазора  $c^* = 0,25$ , радиус галтели  $\rho = 0,4m$ .

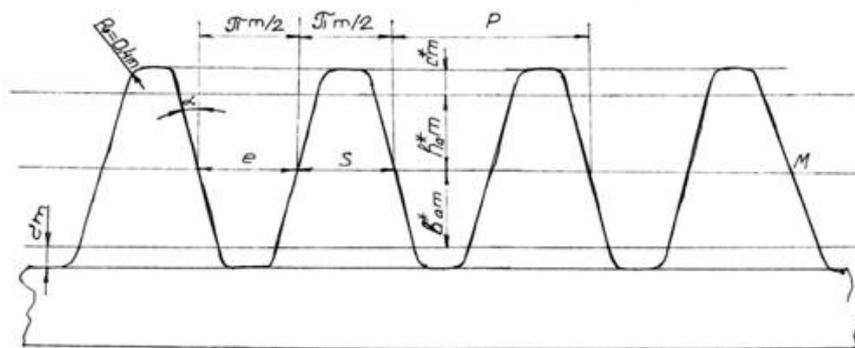


Рис.7.1. Схема инструментальной рейки

Прямую СП, проходящую по середине общей высоты зуба, называют средней прямой.

Профиль зуба рейки состоит из прямолинейных частей СД и дуг АС и ДЕ. Прямолинейные части наклонены относительно оси зуба под углом  $\alpha = 20^\circ$ . Радиус дуг равны  $0,4m$ . Прямые, проходящие через С и Р, параллельные средней линии рейки, называют прямыми граничных точек. Между этими точками прямолинейная часть рейки нарезает эвольвенты. За этими точками дугами АС и СД обрабатывается незвольвентная часть зубьев эвольвентных колес.

Размерами вдоль средней прямой являются: шаг, толщина зуба и ширина впадины. Шаг исходного контура, измеряемый по любой прямой параллельной средней прямой, есть величина постоянная, равная  $P = \pi m$ , где  $m$  - модуль. Толщина зуба по средней прямой равна ширине впадины  $S = l = 0,5 \pi m$ , а вместе они составляют шаг.

При нарезании зубьев методом обкатки заготовки, из которой изготавливают зубчатое колесо, и производящему контуру сообщают на станке такие движения, при которых прямая рейка катится без скольжения по делительной окружности заготовки.

Прямую инструментальной рейки, которая перекатывается без скольжения по делительной окружности колеса, называют станочно-начальной прямой. Точка ее касания с делительной окружностью называется полюсом станочного зацепления. Полюс зацепления  $p$  - это мгновенный центр относительного движения станочно - начальной прямой и делительной окружности, Станочно - начальная прямая всегда касательно к делительной окружности заготовки. В то же время средняя прямая исходного производящего контура может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности заготовки.

1. Срединная прямая рейки касается делительной окружности заготовки (рис. 7.2, а) - нулевая установка инструмента. Смещение инструмента равно нулю, т.е  $\Delta = m \cdot x = 0$  где  $\Delta$  - смещение инструмента,  $x$  -

коэффициент смещения. Нарезается нулевое колесо. Средняя прямая совпадает со станочно - начальной прямой.

2. Средняя прямая СП смещена от центра заготовки (рис.7.2, б) - положительная установка инструмента. Смещение инструментальной рейки равно  $\Delta = m \cdot x$ , где  $\Delta$  - абсолютное смещение,  $x$  - коэффициент смещения. Как коэффициент смещения, так и само смещение рейки больше нуля, т.е. положительны. Нарезается положительное колесо. Средняя прямая рейки не совпадает со станочно-начальной прямой. Первая дальше удалена от центра заготовки, чем вторая. Смещение средней прямой относительно станочно-начальной положительное и равно смещению инструмента  $\Delta = m \cdot x$ .

3. Средняя прямая СП смещена к центру заготовки (рис.7.2, в) - отрицательная установка инструмента. Смещение инструмента  $\Delta = -m \cdot x$  коэффициент смещения меньше нуля. Нарезается отрицательное зубчатое колесо. Средняя прямая пересекает делительную окружность и располагается ближе к оси заготовки, чем станочно-начальная прямая, а расстояние между ними равно смещению  $\Delta = -m \cdot x$ .

Поскольку станочно-начальная прямая рейки перекачивается по делительной окружности заготовки без скольжения, то любой отрезок первой откладывается по второй без искажения его длины. Так что шаг и ширина впадины исходного производящего контура, измеряемые по станочно-начальной прямой, переносятся на шаг и толщину зуба зубчатого колеса, измеряемые по дуге делительной окружности, и равны

$$P = \pi m \quad (7.1)$$

$$S = 0,5\pi m \pm 2xmtg\alpha \quad (7.2)$$

где  $P$ - шаг зубьев колеса, мм;  $m$  - модуль зубчатого колеса, мм;  $S$ - толщина зуба колеса, мм;  $x$ - коэффициент смещения;  $\alpha$  - угол профиля исходного контура.

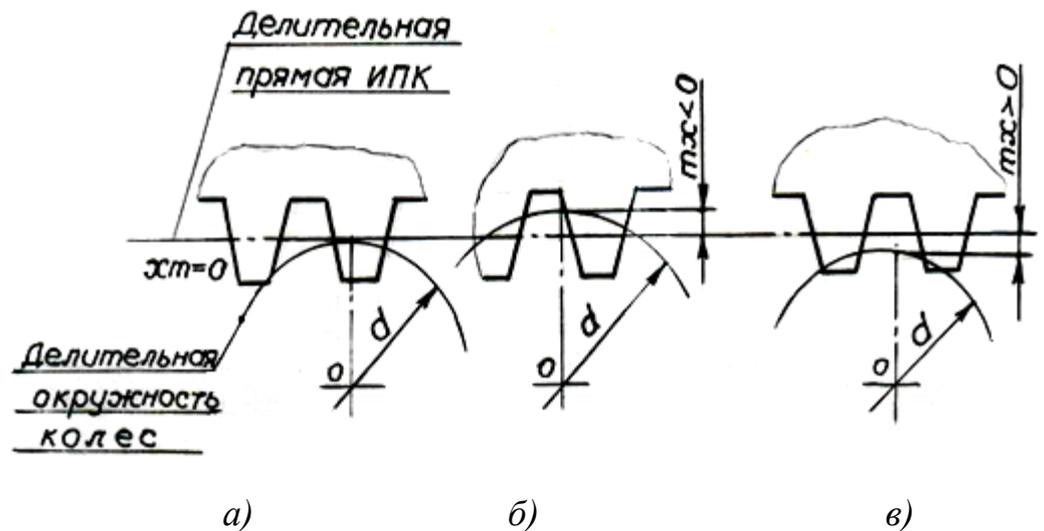


Рис.7.2. Схема смещения инструментальной рейки

В формулу (7.2) значение коэффициента смещения входит со своим знаком. Значения остальных параметров зубчатого колеса определяют по формулам:

$$d = m \cdot z \quad (7.3)$$

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (7.4)$$

$$d_f = m(z + 2x - 2h_a^* - 2c^*) \quad (7.5)$$

$$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x - \Delta_y) \quad (7.6)$$

где  $d$  - диаметр делительной окружности, мм;  $z$  - число зубьев колеса;  $d_b$ -диаметр основной окружности, мм;  $d_f$  - диаметр впадин колеса, мм;  $d_a$  - диаметр вершин колеса, мм;  $\Delta_y$  - коэффициент уравнительного смещения.

Выбор коэффициентов смещения производится по блокирующим контурам или по рекомендациям государственных стандартов. Правильно выбранные значения коэффициентов смещения устраняют дефекты профиля зуба, увеличивают их долговечность. Одним из дефектов профиля зуба является подрезание. Подрезание уменьшает эвольвентную часть профиля зуба и ослабляет зуб в его основании. Оно имеет место, когда число зубьев колеса меньше 17 или неправильно выбраны отрицательные значения коэффициентов смещения.

Минимальные значения положительного коэффициента смещения и самого смещения, при которых устраняется подрезание зубьев, определяют по формуле.

$$x = \frac{17-z}{17} \quad (7.7)$$

$$\Delta = x \cdot m \quad (7.8)$$

где  $x$  - коэффициент смещения;  $z$  - число зубьев колеса;  $\Delta$  - смещение инструментальной рейки, мм;  $m$  - модуль, мм.

### Описание прибора

Для построения эвольвентных профилей зубьев методом огибания служит специальный прибор, который имитирует процесс нарезания зубчатых колес на зубострогальных и зубофрезерных станках.

Схема прибора показана на рис.7.3. На цилиндрической поверхности составного диска 1 на диаметре нарезана канавка. На канавку одета струна 2, которая своими концами крепится к кронштейнам 3, жестко соединенным с рамой 4. Натяжение стальной струны регулируется рычагом 7. Таким образом, прямолинейная часть струны является станочно-начальной прямой, которая перекачивается по делительной окружности без скольжения.

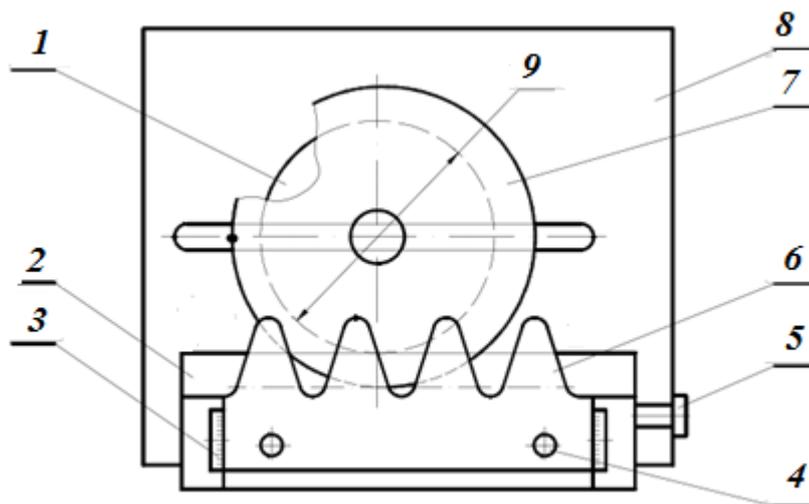


Рис.7.3. Схема нарезания зуба инструментальной рейкой

Инструментальная рейка 6 может занимать относительно струны различные положения, контролируемые шкалой и фиксируемые винтами 6, Для построения профилей зубьев на лицевой стороне диска 1 крепится бумажный круг. Рейка перемещается в крайнее правое положение. Остро заточенным карандашом очерчивается на бумажном круге контур рейки. При нажиме на рычаг 5 рейка перемещается влево на некоторое расстояние. Одновременно поворачивается на соответствующий угол и диск 1 вместе с заготовкой. Снова на бумажном круге очерчивается исходный контур рейки, Так продолжается до тех пор, пока на бумажном круге не будут получены контуры 2 ... 3 зубьев колеса.

#### ***Порядок проведения работы***

1. Разделить бумажный круг на три сектора и установить на диск прибора.
2. Установить рейку на нулевое деление и вычертить два, три зуба нулевого колеса в первом секторе.
3. По указанным на приборе значениям делительного диаметра и модуля определить число зубьев колеса по формуле.

$$z = d/m \quad (7.9)$$

4. По формуле (7.7) и (7.8) вычислить коэффициент смещения  $x$  и смещение инструмента  $\Delta$ .
5. Установить рейку по шкале в положение, соответствующее смещению  $\Delta = + xm = 10$  мм, и снова вычертить два, три зуба для положительного колеса во втором секторе.
6. В третьем секторе круга вычертить два, три зуба отрицательного колеса со смещением рейки на величину  $\Delta = -xm = -10$  мм.
7. Снять круг и начертить делительную и основную окружности.

8. На каждом секторе бумажного круга нанести окружности вершин и впадин. Поскольку нельзя определить значение коэффициента уравнительного смещения из-за отсутствия второго зубчатого колеса, то им в данном случае пренебрегаем и переписываем уравнение (6) в виде.

$$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x) \quad (7.10)$$

Замерить толщины зубьев колеса по делительной окружности и результаты внести в таблицу формы отчета.

9. Красным цветом выделить подрезанные участки профилей зубьев колеса.

10. Заполнить форму отчета.

Форма отчета

### Лабораторная работа № 7

**Вычерчивание эвольвентных профилей зубьев колес методом огибания 1. Основные параметры модели**

Модуль инструмента	$m$		м
Угол профиля зуба рейки	$\alpha$	0	рад.
Диаметр делительной окружности	$d$		м
Коэффициент высоты головки зуба	$h_a^*$	1,0	
Коэффициент радиального зазора	$c^*$	0,25	

### 2. Определение основных параметров зубчатого колеса.

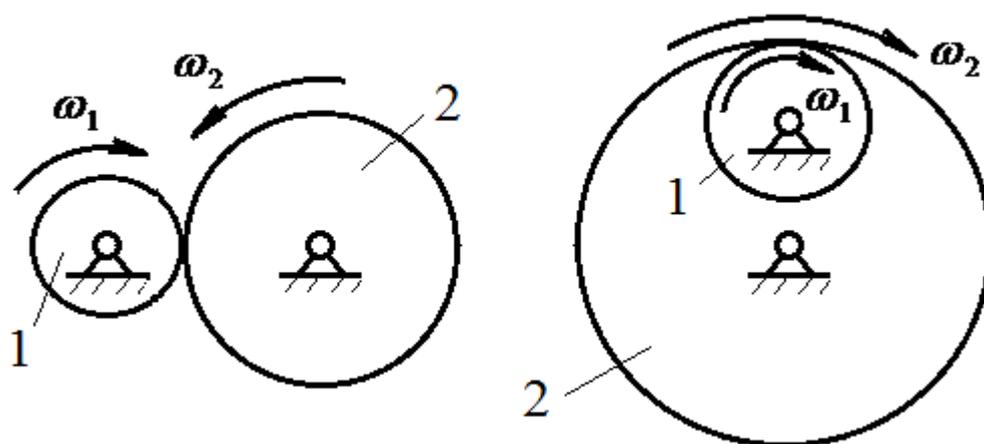
Параметры колес	Формула вычисления	Нулевое положение	Положительное колесо	Отрицательное колесо	Колесо без подреза
Число зубьев	$z = d/m$				
Шаг по делительной окружности, мм	$P = \pi m$				

Диаметр основной окружности, мм	$d_b = m \cdot z \cdot \cos\alpha$				
Шаг по основной окружности	$P_b = P \cos\alpha$				
Коэффициент смещения мм	$x = \Delta/m$				
Величина смещения рейки, мм	$\Delta = \pm x m$				
Диаметр окружности впадин мм	$d_f = m(z + 2x - 2h_a^* - 2c^*)$				
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$S = m\left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg}\alpha\right)$				

Выполнил		Группа	Факульт.
Принял			Каф. ТГТУАФ

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 8

### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ЗУБЧАТЫХ МЕХАНИЗМОВ



## Лабораторная работа № 8

### Кинематический анализ зубчатых механизмов

**Целью** проведения лабораторных работ является закрепление теоретического материала по дисциплине и развитие навыков самостоятельной работы.

**Необходимые оборудования:** Макеты зубчатых механизмов.

#### Теоретическая часть

*Трехзвенные зубчатые механизмы с неподвижными осями колес.* Передаточным отношением пары зубчатых колёс ( $u_{12}$ ) называется отношение угловой скорости ведущего колеса 1 к угловой скорости ведомого колеса 2, причем угловые скорости колес обратно пропорциональны их радиусам или числам зубьев.

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{Z_2}{Z_1} \quad (8.1)$$

Цилиндрические прямозубые механизмы применяются для передачи вращения между параллельными осями колес (рис. 8.1) и (рис. 8.2).

Передаточное отношение плоских зубчатых механизмов может быть положительным, если колеса, находящиеся в зацеплении, вращаются в одном направлении (внутреннее зацепление, рис. 8.2), и отрицательным, если колеса вращаются в противоположном направлении (внешнее зацепление, рис.8.1).

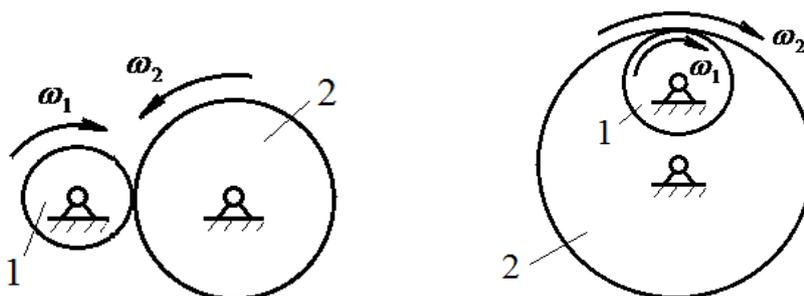


Рис.8.1. Наружняя зацепления      Рис.8.2. Внутренняя зацепления

Конические зубчатые механизмы с неподвижными осями колес применяются для передачи вращения между пересекающимися осями колес (рис. 8.3). Передаточное отношение конических зубчатых механизмов определяется по тем же формулам, как и для цилиндрических зубчатых механизмов, но его знак устанавливается только для колес с параллельными осями.

Винтовые и червячные механизмы применяются в тех случаях, когда необходимо передать вращение между непересекающимися осями (рис. 8.4). Для винтовых и червячных механизмов передаточное отношение определяется по формуле

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{r_1} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (8.2)$$

где  $\alpha$  - угол подъема винтовой линии червяка или зуба винтового колеса;  $Z_1$  - число зубьев ведущего колеса (число заходов червяка);  $Z_2$  - число зубьев ведомого колеса.

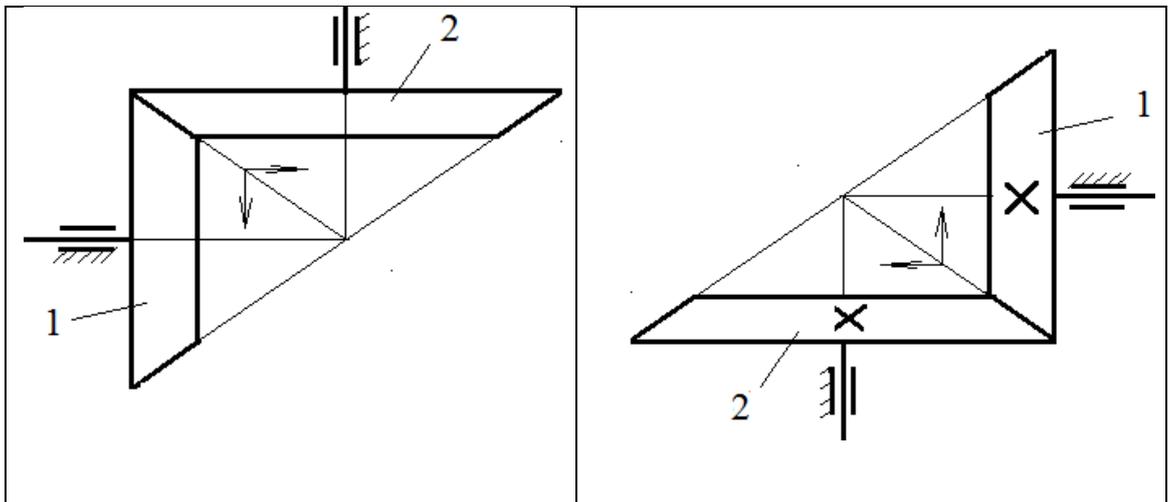


Рис. 8.3. Передачи с пересекающимися осями колес

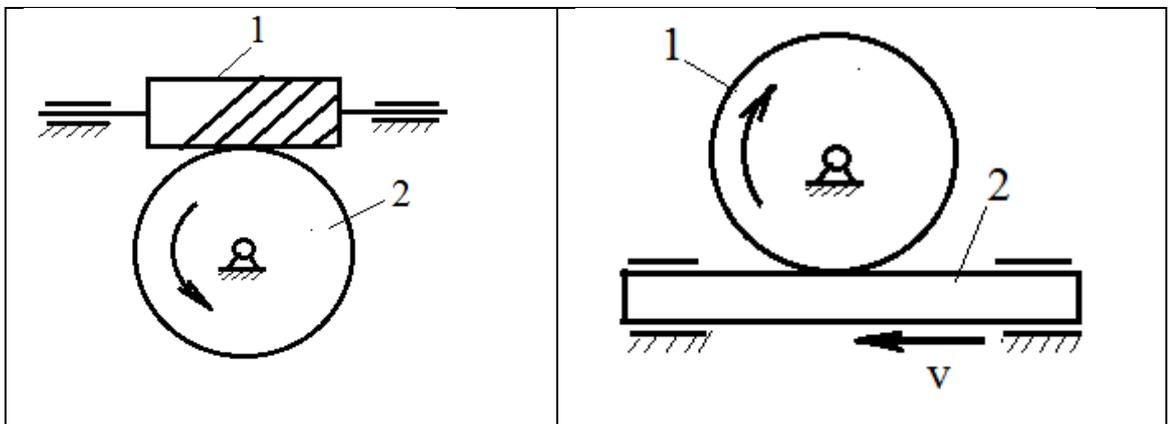


Рис. 8.4. Передачи с непересекающимися осями колес

*Многokратные зубчатые механизмы с неподвижными осями колес.*  
 Общее передаточное отношение рядового зубчатого механизма (рис. 8.5) равно произведению передаточных отношений зацепляющихся пар и имеет знак, определяемый количеством пар, находящиеся во внешнем зацеплении.

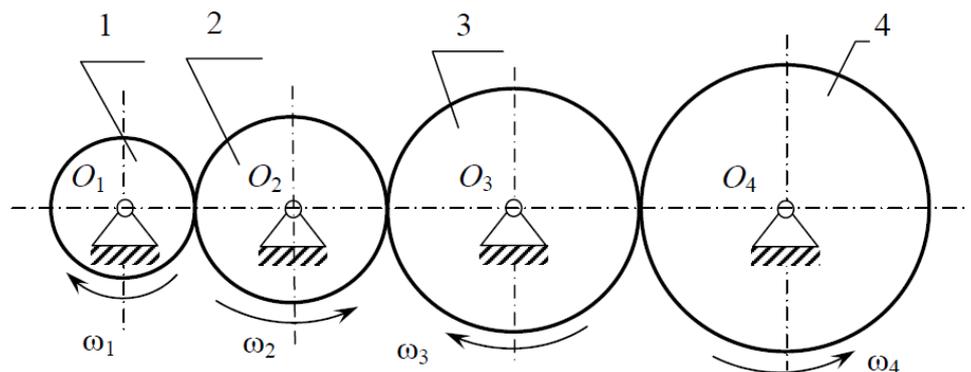


Рис. 8.5. Зубчатый механизм с рядовым расположением

где  $P$  – количество пар, находящихся в зацеплении.

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot (-1)^p = (-1)^p \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2} \cdot \frac{z_4}{z_3} = (-1)^p \cdot \frac{z_4}{z_1}$$

Общее передаточное отношение ступенчатого зубчатого механизма (рис.8.6) равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней.

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{2'3} \cdot u_{34} \cdot (-1)^p = \frac{\omega_1}{\omega_4} (-1)^p = -\frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_3}{z_2'} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot (-1)^p$$

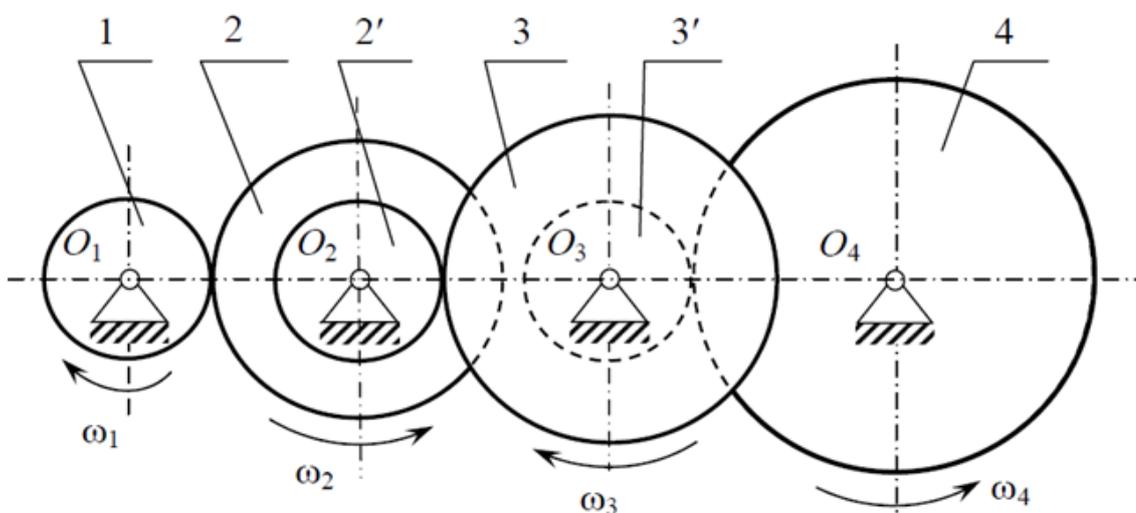


Рис. 8.6. Зубчатые механизмы со ступенчатым расположением колес

Передаточное отношение многократных конических зубчатых механизмов (рис. 8.7) определяется по тем же формулам, что и для рядового цилиндрического зубчатого механизма.

$$u_{13} = u_{12} \cdot u_{23} = -\frac{\omega_1}{\omega_3} = -\frac{z_3}{z_1}$$

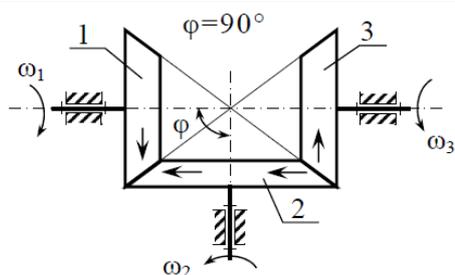


Рис. 8.7. Многократные конические зубчатые механизмы

Сравнивая направления стрелок, указывающих направления вращения колес 1, 3, отмечаем, что они не совпадают, следовательно, величине  $u_{13}$  должен быть приписан знак минус.

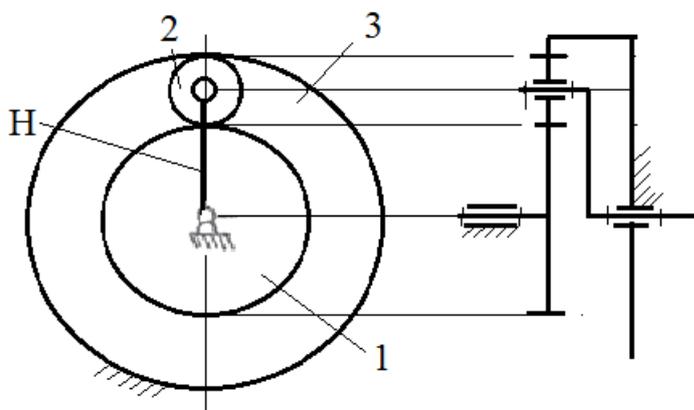


Рис. 8.8. Кинематическая схема планетарного механизма

*Многократные зубчатые механизмы с подвижными осями колес.* В планетарном механизме, используемом в качестве редуктора (мультипликатора), одно из центральных колес является ведущим, а оно неподвижно.

Такой механизм осуществляет редукцию (уменьшение) угловой скорости ведомого звена по сравнению с ведущим, или ее мультипликацию (увеличение). Передаточное отношение планетарного редуктора (мультипликатора) определяется по следующей формуле.

$$u_{1H}^3 = 1 - u_{13}^H = 1 - \left(-\frac{Z_3}{Z_1}\right) = 1 + \frac{Z_3}{Z_1}$$

где  $u_{13}^H$  - передаточное отношение обычного зубчатого механизма с неподвижными осями колес (при остановленном водиле), знак которого определяется общим правилом.

В дифференциальном механизме все колеса подвижны. Такой механизм может работать в режиме сложения угловых скоростей, когда два звена являются ведущими, одно - ведомым, и в режиме дифференцирования угловых скоростей, передаваемой от одного ведущего на два ведомых. Соотношения угловых скоростей звеньев определяется формулой.

$$u_{13}^H = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \frac{\varphi_1 - \varphi_H}{\varphi_3 - \varphi_H} = -\frac{z_3}{z_1}$$

где  $\omega_1, \omega_3$  и  $\omega_H$  угловые скорости звеньев;  $\varphi_1, \varphi_3$  и  $\varphi_H$  углы поворота звеньев.

Зная числа зубьев  $z_1$  и  $z_3$  по заданным  $\varphi_1$  и  $\varphi_3$ , можно найти величину угла поворота ведомого звена  $\varphi_H$ , а следовательно, и передаточные отношения:

$$u_{13} = \frac{\varphi_1}{\varphi_3}; \quad u_{1H} = \frac{\varphi_1}{\varphi_H}; \quad u_{H3} = \frac{\varphi_H}{\varphi_3}$$

### ***Практическая часть***

1. Составить кинематические схемы зубчатых механизмов с неподвижными и подвижными осями колес по заданным моделям механизмов.

2. Определить передаточные отношения зубчатых механизмов с неподвижными осями колес расчетным путем, подсчитав числа зубьев и экспериментально, регистрируя углы поворота отдельных звеньев или числа их оборотов, результаты занести в табл.2.

- а) планетарный редуктор (мультипликатор);
- б) дифференциальный механизм.

3. Определить передаточное отношение планетарного редуктора расчетным путем, подсчитав числа зубьев колес, и экспериментально, измерив углы поворота ведущего  $\varphi_1$ , и ведомого  $\varphi_H$  звеньев  $u_{1H} = \varphi_1 / \varphi_H$  результаты занести в табл. 8.4.

4. В дифференциальном механизме проследить процесс сложения скоростей, передаваемых от двух ведущих звеньев - солнечного 1 и водила Н, к ведомому - коронке 3 следующим образом:

а) закрепить водило, повернуть ведущее звено 1 на угол  $\varphi_1^H = 360^\circ$  и замерить угол поворота звена 3 -  $\varphi_3^H$ , учитывая направление его вращения (по часовой стрелке -, против +).

б) закрепить звено 1, повернуть водило Н на угол  $\varphi_1^H = 360^\circ$  и замерить угол поворота звена 3 -  $\varphi_3^1$ , «учитывая направление его вращения».

в) найти сумму этих углов

$$\varphi_3 = \varphi_3^H + \varphi_3^1$$

г) найти угол поворота ведомого звена 3 расчетным путем по формуле

$$\varphi_3 = \frac{\varphi_1 - \varphi_H (u_{13}^H - 1)}{u_{13}^H}$$

5. Заполнить форму отчета.

Форма отчета

### Лабораторная работа № 8.

#### Кинематический анализ зубчатых механизмов.

Схема 1	Схема 2

Схема 3	Схема 4

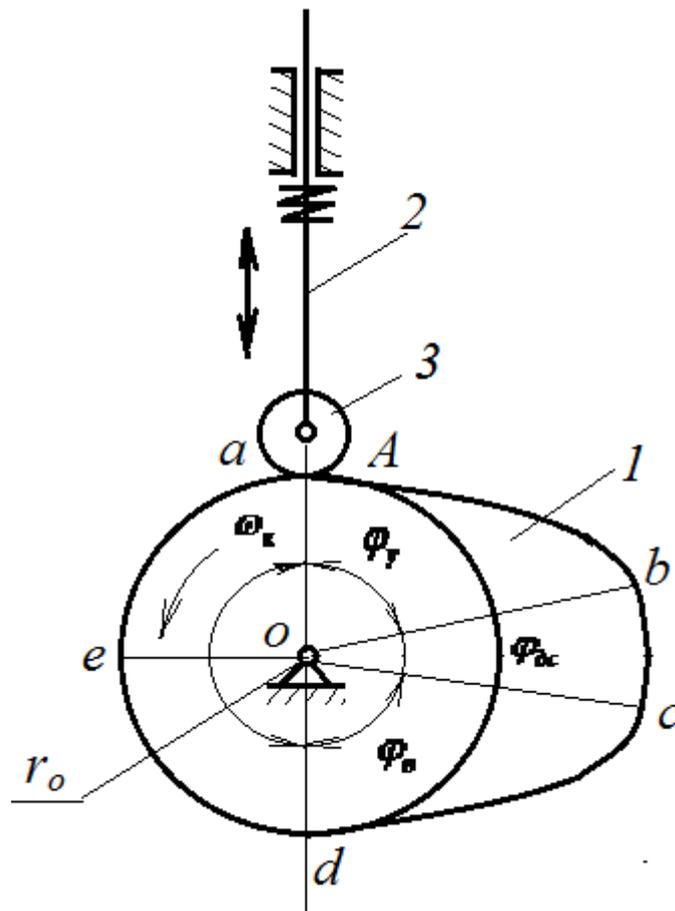
Расчетная таблица для определения передаточных передач.

	Число зубьев колес				Углы поворота		Формула для определения передаточных отношений $u_{1n}$		Величина $u_{1n}$	
							Расчетным путем	Опытным путем	Расчетным путем	Опытным путем

Выполнил				Группа	Фак.
Принял				Каф.	ТГТУАФ

## ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА № 9

### КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ



## 9-лабораторная работа

### Исследование и проектирование кулачковых механизмов

**1. Цель работы.** С помощью виртуального эксперимента ознакомиться с методом проектирования кулачковых механизмов различных типов.

**2. Объект исследования** - компьютерная модель кулачкового механизма, выполненная с использованием автоматизированной системы расчета и проектирования кулачковых механизмов АРМ САМ.

### 3. Назначение и методические основы.

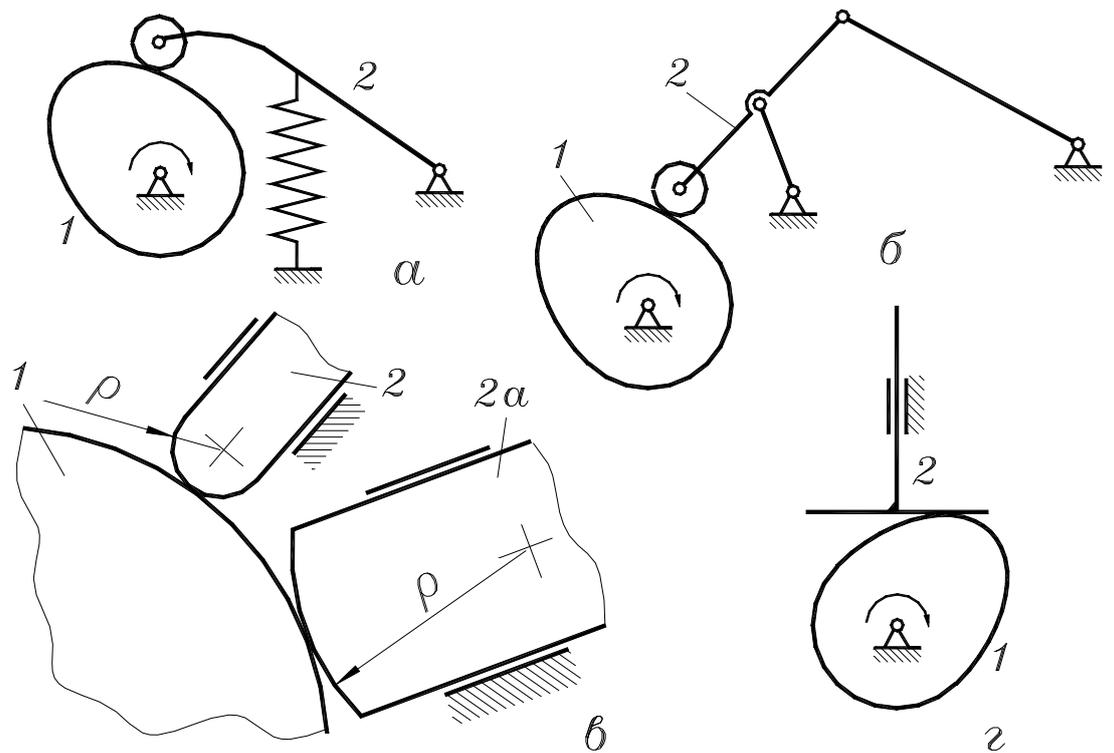
Наиболее распространенные в технике и предлагаемые к проектированию кулачковые механизмы представлены схематично на рисунке 9.1. Рисунок 9.1 – Схемы основных типов кулачковых механизмов. Кулачковые механизмы на рисунке 9.1 состоят из двух главных подвижных звеньев: кулачка (1) и толкателя (2). Схемы *a* и *в* имеют промежуточное (пассивное) звено – ролик (3). Кулачок во многих схемах имеет вращательное движение. Толкатель схем *a* и *б* движется возвратно - поступательно, а по схеме *в* вращательно - колебательное (толкатель в таких случаях чаще называют коромыслом). Принципиальное различие между механизмом *a* и *б* заключается в оформлении нижней части толкателя, соприкасающейся с кулачком: схема *a* – окружность (ролик), схема *б* – прямая (её называют тарелкой). Тарелка со стержнем толкателя образует угол  $\gamma$  (в подавляющем большинстве случаев  $\gamma = 90^\circ$ ). Для удобства последующего изложения механизм схемы *a* будем (условно) называть механизмом первого типа, схемы *б* – 2-го типа, схемы *в* – 3-го типа. Размер  $r_0$  на рисунке 1 выражает, так называемый, минимальный радиус-вектор профиля кулачка (кратчайшее расстояние от оси вращения до рабочей поверхности кулачка). Он является искомой величиной в проектировании и определяется специальным расчетом. Некоторую

особенность в проектировании механизма 1-го типа вносит размер  $e$  – расстояние от центра вращения кулачка до оси толкателя, называемое эксцентриситетом. При  $e = 0$  кулачок называют центральным, в противном случае кулачок внецентренный. Величина  $e$  может задаваться, но может быть связана с проектными целями. Для механизма 2-го типа размер  $e$  тоже имеет место (по определению  $e$ ), но он не отражается в проектных действиях (обычно на схемах центр вращения кулачка совмещают с осью толкателя). Для механизма 3-го типа длиной коромысла ( $l_k$ ) обычно задаются. Непрерывность контакта кулачок - толкатель (он может нарушаться под воздействием инерционных и технологических усилий) обеспечивается или силовым замыканием, когда толкатель постоянно прижимается к кулачку пружиной, или геометрическим замыканием, когда применяют конструкцию с двусторонним контактом кулачок - толкатель (паз под ролик в теле кулачка по очертанию профиля, рамка на тарельчатом толкателе, охватывающая кулачок с двух сторон). Применяют и другие конструкции. Для нормальной работы кулачного механизма необходимо постоянное соприкосновение элементов высшей пары кулачок-толкатель, что достигается применением двух типов замыкания этой пары: а) силовое замыкание, осуществляемое при помощи пружин; б) кинематическое замыкание, осуществляемое за счет геометрической формы элементов соприкасающихся звеньев (пазовый кулачок, рамочный толкатель и др.). При непрерывном вращении кулачка (обычно считающегося равномерным) толкатель в общем случае проходит циклы (соответствующие одному обороту кулачка), состоящие из четырех характерных фаз: фазы удаления  $\varphi_y$ , когда толкатель из самого близкого положения по отношению к центру вращения кулачка перемещается (удаляется) в самую дальнюю позицию; фаза дальнего стояния  $\varphi_d$ , когда толкатель на некоторое время остается неподвижным в своём дальнем положении; фаза возвращения (или приближения  $\varphi_e$ ), когда толкатель перемещается в обратную сторону к своей исходной позиции; фаза

ближнего стояния  $\varphi_b$ , когда толкатель на остающейся части оборота кулачка становится неподвижным в своем ближнем к центру вращения кулачка положении (фазы стояния могут отсутствовать). Углы поворота кулачка, соответствующие этим фазам обычно обозначаются  $\varphi_y$ ,  $\varphi_d$ ,  $\varphi_e$ ,  $\varphi_b$ , в сумме дающие один оборот, т.е.  $\varphi_y + \varphi_d + \varphi_e + \varphi_b = 2\pi$ . Сумму первых трех углов называют рабочим углом и обозначают  $\varphi_p$ . Таким образом  $\varphi_p = \varphi_y + \varphi_d + \varphi_e$ . Значения фазовых углов устанавливаются по согласованию с движением обслуживаемой машины, выполняющей основной производственно-технологический процесс. Рассмотренным фазовым углам соответствуют угловые секторы определенных участков профиля кулачков. Они не всегда совпадают. Как отмечалось ранее, кулачковые механизмы позволяют осуществлять широкое многообразие законов движения выходного звена - толкателя. Движение кулачкового механизма должно быть согласовано с работой основной машины, особенностями выполняемого машиной технологического процесса. Иногда закон движения кулачкового механизма полностью определяется закономерностями исполнения технологического процесса машиной. В других случаях требуется выдержать согласованность только на части рабочего цикла кулачкового механизма, а в остальном выбор движения произволен. Иногда требуется выдержать только значения фазовых углов с произвольным движением внутри рабочих фаз. Возможность произвольного выбора законов движения ограничивается требованиями к качеству этих законов: они должны быть «технологичны», т.е. не создавать больших трудностей в изготовлении кулачка; не вызывать больших инерционных сил в движении, влияющих на прочность и долговечность механизма. Возможны другие ограничения. Закон движения выражает однозначно определенную зависимость кинематических параметров движения (путь, скорость, ускорение) точки тела от времени на своей траектории. Наиболее точны аналитически выраженные законы.

Наличие одной разновидности закона (из трех) позволяет получить остальные аналитическими преобразованиями. В качестве исходного закона в проектировании кулачковых механизмов обычно задаются зависимостью ускорение - время, как лимитирующей в динамическом влиянии (силы инерции). Важны не только абсолютные значения ускорения, но и характер его изменения. Неблагоприятны для работы механизма «скачкообразные» изменения ускорения, чему на графике такой функции соответствует перепад (по ординате) линии графика. Различают перепад до  $\pm \bullet$  («жесткий удар») и перепад на конечную величину («мягкий удар»). Безударные графики – отсутствие перепадов на них. Законы с жесткими ударами почти не применяются (только для тихоходных механизмов). Законы с мягкими ударами имеют более широкое применение, но они нежелательны для быстроходных механизмов. В проектных расчетах в целях удобства и специфичности некоторых действий вместо параметра «ускорение» применяют параметр «аналог ускорения». Разница между ними состоит в том, что ускорение – это вторая производная пути по времени, а аналог ускорения – вторая производная пути по углу поворота кулачка, т.е.  $a = \frac{d^2 S}{dt^2}$ ;  $a_\varphi = \frac{d^2 j}{d\varphi^2}$ , (1) где  $a$  – ускорение;  $a_\varphi$  – аналог ускорения. Аналогично по скоростям:  $v = \frac{dS}{dt}$ ;  $v_\varphi = \frac{dj}{d\varphi}$ , (2) где  $v$  – скорость;  $v_\varphi$  – аналог скорости. Приведенные функции (1) и (2) относятся к поступательному движению звена - толкателя (механизм первого и второго типа). В механизме третьего типа толкатель-коромысло совершает вращательное движение, в связи с чем возможен двойной подход к аналогам скорости и ускорения коромысла. Формулы (1,2) можно полностью относить к коромыслу, понимая под  $S$ ,  $v$  и  $a$  линейные перемещение, скорость, тангенциальное ускорение центра ролика коромысла (что не всегда удобно), поэтому по аналогии с (1) и (2), вводятся понятия об аналогах угловых скорости и ускорения коромысла  $\omega_\varphi = \frac{d\beta}{d\varphi}$ ;  $\varepsilon_\varphi = \frac{d^2 \beta}{d\varphi^2}$ , (3) где  $\beta$  – угол поворота коромысла;  $\omega_\varphi$  – аналог угловой скорости коромысла;  $\varepsilon_\varphi$  – аналог

углового ускорения коромысла. Для обеспечения плавной работы кулачковых механизмов следует выбирать такие законы, у которых ускорение в начале и в конце интервала движения имеет нулевые значения, а внутри интервала монотонно возрастает и убывает (например, синусоидальный). Резкое (скачкообразное) изменение ускорений вызывает большие инерционные нагрузки и поэтому законы движения, у которых имеются скачки на графиках ускорений не рекомендуется применять при проектировании быстроходных кулачковых механизмов. Закон равномерного движения, у которого ускорения изменяются в пределах  $+\infty$ , можно использовать только при синтезе малонагруженных механизмов. В таблице 1 приведены графики законов – аналог ускорения движения толкателя в функции угла поворота кулачка, наиболее простые, часто употребляемые и используемые в проектировании. Для механизма 3-го типа вместо обозначенного аналога линейного ускорения нужно принимать (и соответственно обозначать в исполнении) аналог углового ускорения коромысла (3). Таблица 1 Графики законов движения толкателя в функции угла поворота кулачка Графики таблицы 1 даны только на участке фазового угла 218 удаления ( $\varphi_u$ ); на участке угла возвращения ( $\varphi_v$ ) обычно используется аналогичный закон. На участках  $\varphi_d$  и  $\varphi_b - \alpha$



## Лабораторная работа № 9

### Кинематический анализ кулачковых механизмов

#### *Теоретическая часть*

Кулачковые механизмы имеют широкое применение в технике благодаря своему важному достоинству – при сравнительно простой конструкции они обеспечивают широкий диапазон закономерностей движения выходного звена. Особенно часто они используются в разнообразных машинах-автоматах. Такое название механизм получил от названия своего главного звена – кулачка, имеющего элемент высшей пары в виде поверхности переменной кривизны. Выходное звено, осуществляющее движение по заданному закону, обычно называют толкателем. Толкатель имеет непосредственное (или через промежуточное звено – ролик) взаимодействие с кулачком, форма рабочей

поверхности которого обеспечивает выполнение движения толкателя по заданному закону. Кулачковые механизмы могут быть плоскими и пространственными, с вращающимся и поступательно движущимся кулачком, с вращательным, поступательным и сложным движением толкателя. Различаются кулачковые механизмы также по форме элементов высшей пары в соединении кулачок - толкатель. Наиболее распространены плоские кулачковые механизмы с вращающимся кулачком. Очертание рабочей поверхности кулачка в плоскости, перпендикулярной оси его вращения, называется его профилем. Спроектировать кулачковый механизм означает выявить профиль кулачка, обеспечивающий заданный закон движения толкателя. Исходными данными к проектированию являются тип механизма, закон движения толкателя и некоторые дополнительные размеры схемы механизма.

Наиболее распространенные в технике и предлагаемые к проектированию кулачковые механизмы представлены схематично на рисунке 9.1. Рисунок 9.1 – Схемы основных типов кулачковых механизмов. Кулачковые механизмы на рисунке 9.1 состоят из двух главных подвижных звеньев: кулачка (1) и толкателя (2). Схемы *a* и *б* имеют промежуточное (пассивное) звено – ролик (3). Кулачок во всех схемах имеет вращательное движение. Толкатель схем *a* и *б* движется возвратно - поступательно, а по схеме *в* вращательно - колебательное (толкатель в таких случаях чаще называют коромыслом). Принципиальное различие между механизмом *a* и *б* заключается в оформлении нижней части толкателя, соприкасающейся с кулачком: схема *a* – окружность (ролик), схема *б* – прямая (её называют тарелкой). Тарелка со стержнем толкателя образует угол  $\gamma$  (в подавляющем большинстве случаев  $\gamma = 90^\circ$ ). Для удобства последующего изложения механизм схемы *a* будем (условно) называть механизмом первого типа, схемы *б* – 2-го типа, схемы *в* – 3-го типа. Размер  $r_0$  на рисунке 9.1 выражает, так называемый, минимальный радиус-вектор профиля кулачка (кратчайшее расстояние от оси вращения

до рабочей поверхности кулачка). Он является искомой величиной в проектировании и определяется специальным расчетом. Некоторую особенность в проектировании механизма 1-го типа вносит размер  $e$  – расстояние от центра вращения кулачка до оси толкателя, называемое эксцентриситетом. При  $e = 0$  кулачок называют центральным, в противном случае кулачок внецентренным. Величина  $e$  может задаваться, но может быть связана с проектными целями. Для механизма 2-го типа размер  $e$  тоже имеет место (по определению  $e$ ), но он не отражается в проектных действиях (обычно на схемах центр вращения кулачка совмещают с осью толкателя). Для механизма 3-го типа длиной коромысла ( $l_k$ ) обычно задаются. Непрерывность контакта кулачок - толкатель (он может нарушаться под воздействием инерционных и технологических усилий) обеспечивается или силовым замыканием, когда толкатель постоянно прижимается к кулачку пружиной, или геометрическим замыканием, когда применяют конструкцию с двусторонним контактом кулачок - толкатель (паз под ролик в теле кулачка по очертанию профиля, рамка на тарельчатом толкателе, охватывающая кулачок с двух сторон). Применяют и другие конструкции. Для нормальной работы кулачного механизма необходимо постоянное соприкосновение элементов высшей пары кулачок-толкатель, что достигается применением двух типов замыкания этой пары: а) силовое замыкание, осуществляемое при помощи пружин; б) кинематическое замыкание, осуществляемое за счет геометрической формы элементов соприкасающихся звеньев (пазовый кулачок, рамочный толкатель и др.). При непрерывном вращении кулачка (обычно считающегося равномерным) толкатель в общем случае проходит циклы (соответствующие одному обороту кулачка), состоящие из четырех характерных фаз: фазы удаления  $\varphi_y$ , когда толкатель из самого близкого положения по отношению к центру вращения кулачка перемещается (удаляется) в самую дальнюю позицию; фаза дальнего стояния  $\varphi_{д,в}$ , когда толкатель на некоторое время остается неподвижным в своём дальнем

положении; фаза возвращения (или приближения)  $\varphi_B$ , когда толкатель перемещается в обратную сторону к своей исходной позиции; фаза ближнего стояния  $\varphi_{б.в}$ , когда толкатель на остающейся части оборота кулачка становится неподвижным в своем ближнем к центру вращения кулачка положении (фазы стояния могут отсутствовать). Углы поворота кулачка, соответствующие этим фазам обычно обозначаются  $\varphi_y$ ,  $\varphi_{д.в}$ ,  $\varphi_B$ ,  $\varphi_{б.в}$ , в сумме дающие один оборот, т.е.  $\varphi_y + \varphi_{д.в} + \varphi_B + \varphi_{б.в} = 360^\circ = 2\pi$ . Сумму первых трех углов называют рабочим углом и обозначают  $\varphi_r$ . Таким образом  $\varphi_r = \varphi_y + \varphi_{д.в} + \varphi_B$ . Значения фазовых углов устанавливаются по согласованию с движением обслуживаемой машины, выполняющей основной производственно-технологический процесс. Рассмотренным фазовым углам соответствуют угловые секторы определенных участков профиля кулачков. Они не всегда совпадают. Как отмечалось ранее, кулачковые механизмы позволяют осуществлять широкое многообразие законов движения выходного звена - толкателя. Движение кулачкового механизма должно быть согласовано с работой основной машины, особенностями выполняемого машиной технологического процесса. Иногда закон движения кулачкового механизма полностью определяется закономерностями исполнения технологического процесса машиной. В других случаях требуется выдержать согласованность только на части рабочего цикла кулачкового механизма, а в остальном выбор движения произволен. Иногда требуется выдержать только значения фазовых углов с произвольным движением внутри рабочих фаз. Возможность произвольного выбора законов движения ограничивается требованиями к качеству этих законов: они должны быть «технологичны», т.е. не создавать больших трудностей в изготовлении кулачка; не вызывать больших инерционных сил в движении, влияющих на прочность и долговечность механизма. Возможны другие ограничения. Закон движения выражает однозначно определенную зависимость кинематических параметров движения (путь, скорость,

ускорение) точки тела от времени на своей траектории. Наиболее точны аналитически выраженные законы. Наличие одной разновидности закона (из трех) позволяет получить остальные аналитическими преобразованиями.

Рассмотрим устройство и принцип действия простейшего кулачкового механизма (рис. 9.1, *а*). При вращении кулачка 1 с угловой скоростью  $\omega$  толкатель 2 совершает определенное возвратно-поступательное движение относительно стойки 0. Постоянный контакт толкателя с кулачком обеспечивается пружиной. Этот трехзвенный механизм с двумя низшими (кулачок-стойка, толкатель-стойка) и одной высшей (кулачок-толкатель) кинематическими парами. Его степень, свободы определяется по формуле Чебышева.

$$W = 3n - 2P_5 - P_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1$$

(лишняя связь не учитывается).

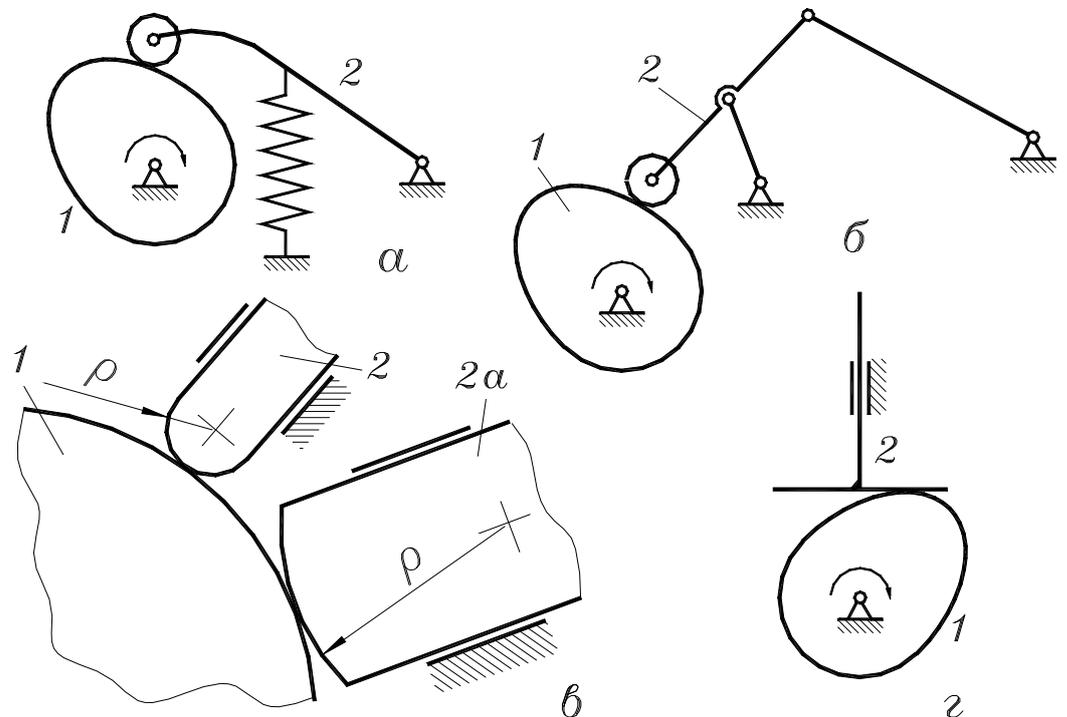


Рис. 9.1. Схемы плоских кулачковых механизмов: *а*) с коромысловым роликовым толкателем, *б*) с рычажным механизмом, *в*) с двойным толкателем, *г*) с тарельчатым толкателем.

Кулачковые механизмы дают возможность легко воспроизводить требуемую функцию  $S = S(\varphi)$  положения ведомого звена, если придать кулачку соответствующий профиль ( $\varphi$  - угол поворота кулачка). Например, толкатель 2 (рис. 9.1, а) может двигаться с периодическими остановками при непрерывном вращении кулачка. Для этого часть профиля «*вс*» выполняют в виде дуги окружности с центром в точке О. Когда ролик соприкасается с дугой «*вс*» толкатель остановится, так как в этом случае радиус-вектор

$$OA = r_{\min} = const.$$

Благодаря подобным качествам, кулачковые механизмы имеют широкое распространение и применяются во всех случаях, когда требуется осуществить определенный закон движения какого-либо звена. Применяются для привода клапанов двигателя, для размыкания контактов во многих приборах, счетно-решающих устройствах, а также для программного управления и практически во всех автоматах.

Кулачковые механизмы делятся на плоские, звенья которых движутся в параллельных плоскостях, и пространственные.

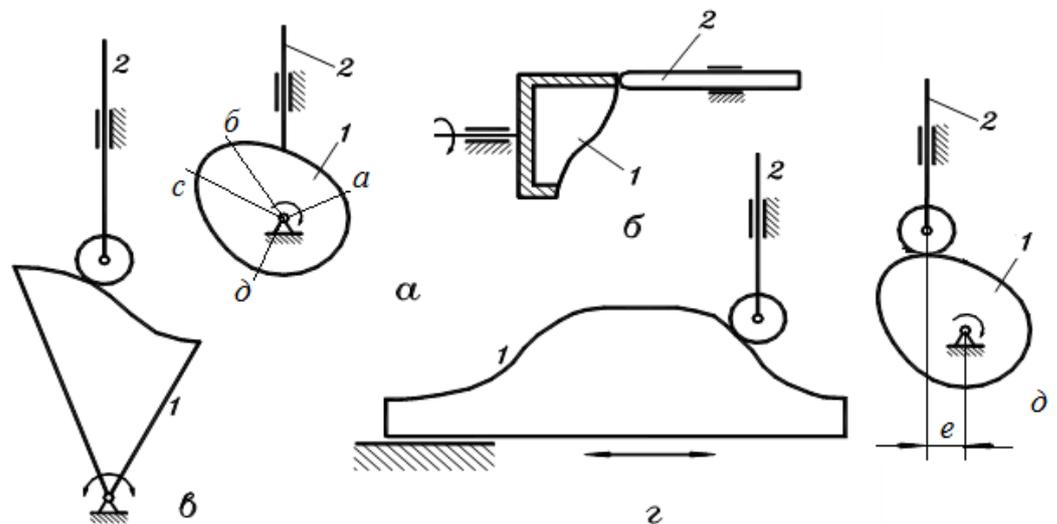


Рис.9.2. Разновидности плоских кулачковых механизмов; а) вертикально-вращающимся кулачком, б) качающимся кулачком, в) горизонтально-вращающимся кулачком, г) поступательно движущимся кулачком, д) дезаксиальный кулачковый механизм.

Плоские кулачковые механизмы, некоторые типы которых показаны на рис. 9.2, получили наибольшее применение. Рассматривая их схемы, нетрудно заметить, что движение ведущего (кулачка) и ведомого (толкателя или коромысла) звеньев может быть возвратно-поступательным, вращательным или сложным (на схемах вид возможного движения звеньев показан стрелками).

Кулачковые механизмы, предназначенные для преобразования вращательного движения кулачка в возвратно-поступательное движение толкателя, бывают центральные (рис. 9.2, а) и смещенные или дезаксиальные (рис. 9.2, д). Смещение «е» принято называть эксцентриситетом. Точки а, в, с, д профиля, отделяющие отдельные участки профиля друг от друга, называют узловыми точками. Углы между радиусом-вектором, проходящие через эти точки, называют профильными углами.

От профильных углов кулачка следует отличать фазовые углы  $\varphi$ , равные соответствующим значениям обобщенной координаты. В центральных механизмах (рис. 9.1,а)  $e = 0$ , фазовые углы совпадают с профильными, т.е  $\alpha = \varphi$ .

## ***Практическая часть***

### ***1. Кинематический анализ кулачковых механизмов с поступательно движущимся толкателем.***

При анализе движения кулачковых механизмов такого типа требуется определить функции перемещения, скорости и ускорения

ведомого звена по заданному закону движения ведущего звена и по профилю кулачка. Решение таких задач может быть выполнено аналитическим и графическим методом, но проще всего их решать графически, путем двойного дифференцирования функции положения толкателя  $S = S(\varphi)$ . Этот метод дает менее точные результаты, но отличается простотой и наглядностью, поэтому получил широкое распространение.

### Порядок проведения работы

1 Построение графика перемещения толкателя  $S = S(\varphi)$ . Перемещение  $S$  толкателя в зависимости от угла поворота  $\varphi$  кулачка можно получить на экспериментальной установке, приведенной на рис. 9.3.

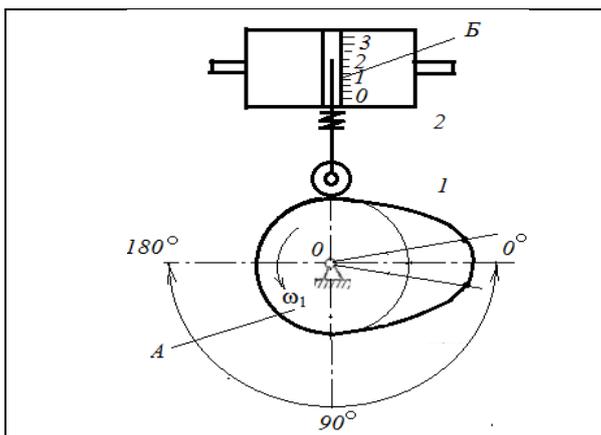


Рис.9.3. Установка определения перемещение толкателя от угла поворота кулачка

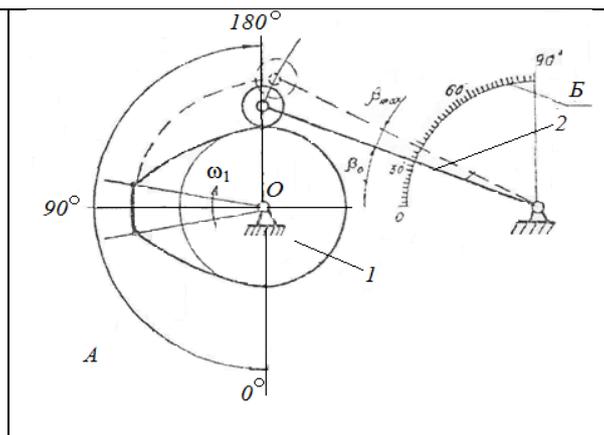


Рис. 9.4.

Установка состоит из кулачка 1, совершающего вращательное движение вокруг точки O, толкателя 2 с роликом, свободно перемещающегося относительно горизонтальной оси, тем самым дающего возможность варьировать значением эксцентриситета «e». Вращая против

часовой стрелки кулачок на определенный угол (фиксация значения угла поворота осуществляется по шкале А в градусах), снимаются перемещения толкателя по шкале Б в миллиметрах. Следовательно, каждому значению  $\varphi_i$  соответствует определенное значение  $S_i$ . На основе полученных значений  $\varphi_i$  и  $S_i$  необходимо построить функциональную зависимость  $S = S(\varphi)$ . График перемещения толкателя  $S = S(\varphi)$  строим следующим образом:

а) откладываем на горизонтальной оси графика (рис. 9.4, а) значение угла  $\varphi_i$  (точки 0, 1, 2, ... 9) в следующем масштабе

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_p \cdot \frac{\pi}{180^\circ}}{l} = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot \frac{(\varphi_y^\circ + \varphi_{дв}^\circ + \varphi_b^\circ)}{0-9}, \quad [\text{рад/мм}]$$

б) на вертикальной оси графика откладываем значения перемещений  $S_i$ , соответствующие каждому значению  $\varphi_i$  (точка 0,  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$ ... $S_9$ ) в масштабе

$$\mu_S = S_{\max} / \bar{S}_{\max}, \quad [м/мм]$$

где  $S_{\max}$ ,  $\bar{S}_{\max}$  - соответственно максимальные значения перемещений толкателя, полученные по шкале Б и на диаграмме  $S = S(\varphi)$ .

в) последовательно соединив точки  $S_0$ ,  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  ...  $S_9$  плавной кривой, получим искомую зависимость. Из полученной диаграммы определяют значения  $\varphi_y$ ,  $\varphi_{дв}$ ,  $\varphi_b$ ,  $\varphi_{бв}$ , ход толкателя –  $h_T$ .

2. Построение графика скорости толкателя  $v = v(\varphi)$ . Скорость толкателя в любой момент движения может быть определена методом графического дифференцирования (рис. 9.4, б) функции перемещения толкателя  $S = S(\varphi)$ , т.е  $v = dS/d\varphi$ .

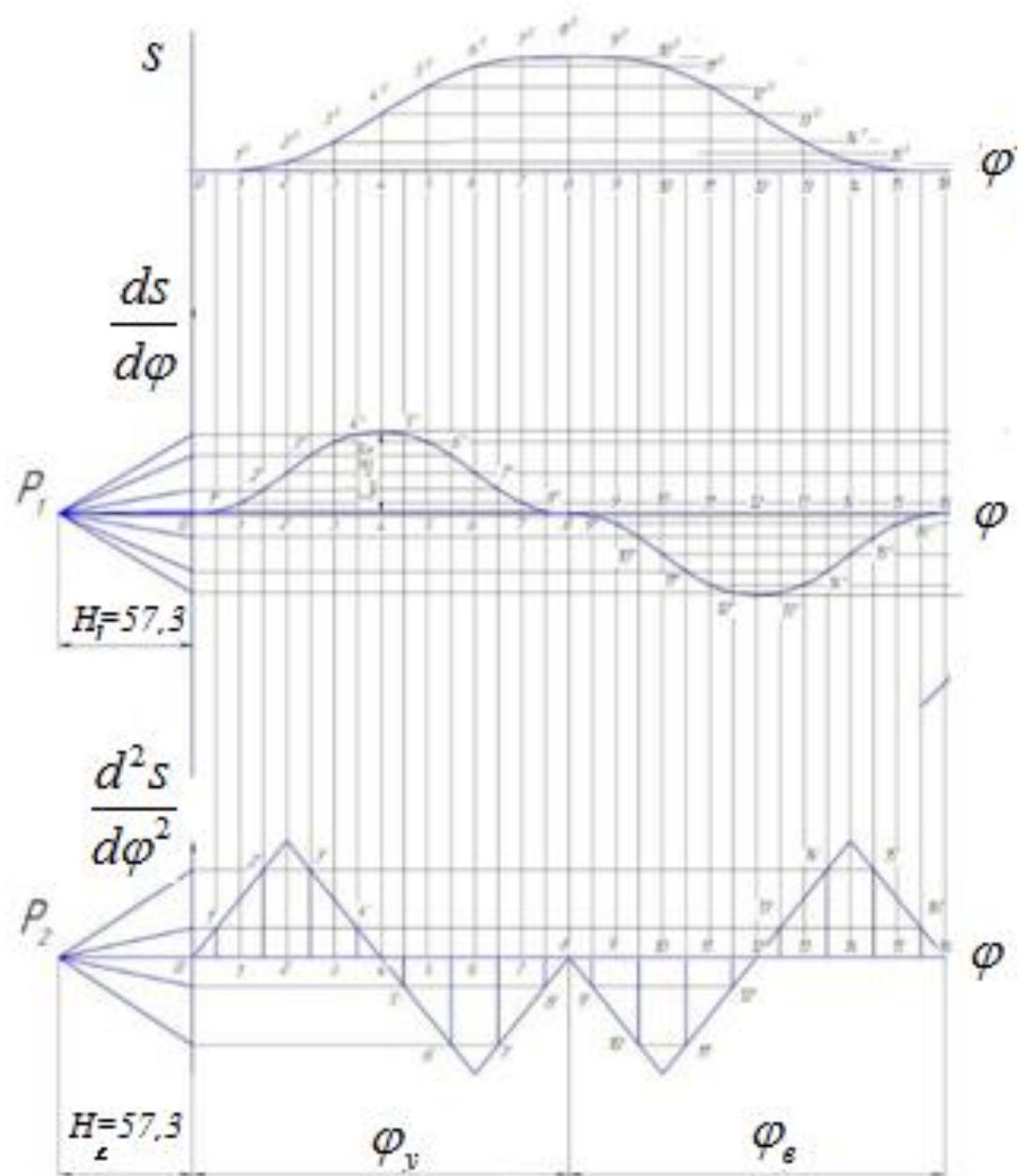


Рис. 9.4. Диаграммы аналогов скоростей, ускорений и хода толкателя

3. График ускорения  $a = a(\varphi)$  строим по аналогии с графиком скорости (рис. 9.4, в), имея в виде, что  $a = dv/d\varphi$ .

## II. Кинематический анализ кулачковых механизмов с коромысловым толкателем

Кулачковые механизмы с коромысловым толкателем предназначены для преобразования вращательного движения кулачка в возвратно- вращательное движение коромысла 2 (рис. 9.1, б).

При кинематическом анализе таких конструкций кулачковых механизмов требуется определить функции угла перемещения  $\beta$ , скорость и ускорение ведомого звена - коромысла по заданному закону движения ведущего звена и по профилю кулачка.

### Порядок проведения работы

1. Построение диаграммы угла перемещения коромысла. Угол перемещения коромысла  $\beta_i$  в зависимости от угла поворота кулачка  $\varphi_i$  может быть получен на экспериментальной установке, приведенной на рис. 9.3. При повороте по часовой стрелке кулачка 1 на определенный угол, величина угла поворота фиксируется по шкале А в градусах, снимается перемещение угла коромысла по шкале Б. На основе полученных значений  $\varphi_i$  и  $\beta_i$  необходимо построить функциональную зависимость  $\beta = \beta(\varphi)$ . Диаграмма угла перемещения  $\beta = \beta(\varphi)$  строится аналогично, как и для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем, с той разницей, что по оси откладывают значения угла перемещения  $\beta$  коромысла. Из полученной зависимости определяют значения  $\varphi_u, \varphi_{дв}, \varphi_v, \varphi_{бв}, \beta_{max}$ .

2. Диаграмму скорости коромысла  $\frac{d\beta}{d\varphi} = \frac{d\beta}{d\varphi}(\varphi)$  получают методом графического дифференцирования диаграммы угла перемещения коромысла  $\beta = \beta(\varphi)$ . Диаграмма строится аналогично, как и для механизма с поступательно движущимся толкателем.

3. Диаграмму ускорения коромысла  $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}(\varphi)$  строится аналогично диаграмме скорости коромысла.

4. Согласно шифра записывают исходные данные в бланк отчета.

5. По заданному закону движения толкателя (табл. 9.1)  $S = S(\varphi)$  и  $\beta = \beta(\varphi)$  с помощью калькулятора или на ЭВМ, используя прикладную программу №1, вычисляют значения текущих перемещения толкателя  $S_i$  и  $\beta_i$  в зависимости от угла поворота кулачка. Полученные значения заносят в таблицу 9.2 бланка отчета.

6. По данным расчетов вычерчивают диаграмму перемещения толкателя  $S_i = S_i(\varphi)$  или (рис. 9.4, а). Если диаграмма плавная, без скачков, следовательно, расчеты проведены правильно и можно приступить к профилированию кулачка.

Форма отчета

### Лабораторная работа № 9А

#### Анализ кулачкового механизма с коромысловым толкателем.

##### 1. Исходные данные: макет механизма

Размах толкателя, град		$\beta_{max}$
Минимальный радиус, мм		$z_{0min}$
Длина коромысла		$l$
Межосевое расстояние, мм		$a$
Угол удаления, град		$\varphi_y$
Угол возвращения, град		$\varphi_B$
Угол дальнего выстоя, град		$\varphi_{дв}$

2. Результаты расчета перемещения толкателя.

$\varphi_i$		0	0	0	0	0	0	0	0	0
$\beta_i$										
$\varphi_i$	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\beta_i$										
$\varphi_i$	00	10	20	30	40	50	60	70	80	90
$\beta_i$										

3. Диаграмма перемещения толкателя.

Выполнил		Группа	Факульт.
Принял			Каф. ТГТУАФ

Форма отчета

**Лабораторная работа № 9Б**

**Анализ кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем**

1. Исходные данные: макет механизма	2. Геометрические элементы кулачка заданного механизма
--	---

	Минимальный радиус - вектор		м
	Максимальный радиус - вектор		рад
	Профильный угол удаления		рад
	Профильный угол дальнего выстоя		рад
	Профильный угол возвращения		рад

2. Результаты расчета перемещения толкателя.

град		0	0	0	0	0	0	0	0	0	00	10
$S_i$	$e = 0$											
	$e = 0$											
	$e = 0$											
град	30	40	50	60	70	80	90	00	10	20	30	40
$S_i$	$e = 0$											
	$e = 0$											
	$e = 0$											

4. Диаграмма перемещения толкателя.

Выполнил		Группа	Факульт.
Принял			Каф. ТГТУАФ

### Список использованной литературы

1. Цветкова Т. В., Кабакова М. Ю. Лабораторные работы по теории механизмов и машин. Методические указания к выполнению лабораторных работ по теории механизмов и машин. Архангельск: Изд-во Арханг. гос. техн. ун-та, 2009.–60 с.

2. Лабораторный практикум по теории механизмов и машин: учебное пособие для студентов вузов, обучающихся по направлению «Агроинженерия» / А.Н. Беляев [и др.], под ред. А.Н. Беляева. – Воронеж: ФГОУ ВПО ВГАУ, 2009. – 257 с.

3. Zaynutdinov N.Z. va b. “Mashina va mexanizmlar nazariyasi” fanidanlaboratoriya ishlarini bajarish bo`yicha uslubiy ko`rsatma, -T.: TDTU,2010y.

4. Методические указания для самостоятельного выполнения лабораторных работ по ТММ под редакцией Зайнутдинова Н.З. Част I, II. 1990 г.

4. Izzatov Z.X. «Mexanizm va mashinalar nazariyasidan laboratoriya ishlari». Toshkent: O`qituvchi. 1982.