

ТАШКЕНТСКИЙ ХИМИКО-ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра: «Машины и аппараты пищевой промышленности – основы механики»

**ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ ПО КУРСУ
«ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»**

Выполнил студент _____

Группа _____

Принял _____

Данное методическое пособие к лабораторным работам по курсу «Теория механизмов и машин» содержит 8-мь лабораторных работ.

Лабораторным занятиям по курсу «Теория механизмов и машин» отводится важная роль. Они способствуют усвоению основ предмета в наглядной и запоминающейся форме, знакомят студентов с внутренним строением и свойствам металлов и других неметаллических материалов. Задачами лабораторного практикума является: изучение химического состава материалов и их внутреннего строения; изучение кристаллических решёток и их разновидностей; общие сведения о металлах и их сплавах, типы кристаллических решёток; физические, химические, механические, технологическме и эксплуатационные свойства материалов; методы исследования свойств материалов; диаграммы состояния двухкомпонентных сплавов; стали, чугуны и их маркировка; теория и технология термической и химико-термической обработки металлов; итзучение свойств цветных металлов и их сплавов; основные понятия о неметаллических и композиционных материалах.

Пособие предназначено для студентов высших технических учебных заведений механических специальностей.

Составители: Тавбаев Ж.С., Нематов Э.

Рецензент: проф. А.А. Мухаммедов

Методическое пособие обсуждено и одобрено на заседание кафедры «Машины и аппараты пищевой промышленности - основы механики»

Протокол № _____ от _____ 2017 г.

Заведующий кафедрой _____ доц. Т.Т.Сафаров

Данное методическое пособие обсуждено и одобрено научно – методическим советом факультета «Технология пищевых продуктов» ТХТИ

Протокол № _____ от _____ 2017 г.

Председатель

научно – методического совета

доц. О.К. Юнусов

Лабораторная работа № 1

Структурный анализ плоских и пространственных механизмов

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.

$$S = 6 - H \quad (1)$$

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

Класс	Число связей	Число подвижностей	Название кинематической пары	Общий вид кинематической пары	Возможные движения одного звена относительно другого	Схема кинематической пары
I	1	5	Шар-плоскость			
II	2	4	Цилиндр-плоскость			
III	3	3	Сферическая			
V	4	2	Цилиндрическая			
V	5	1	Поступательная			
VI	5	1	Вращательная			

Для плоских механизмов по характеру соприкосновения звеньев различают пары высшее и низшее. 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 и 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:

$$W = 3n - 2P_2 - P_4 + q \quad (2)$$

где n - количество подвижных звеньев в механизме; P_5 - число кинематических пар V-класса; E - 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:

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

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 IV 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 (3) следует, что условие, которому должны удовлетворять группы, в состав которых входят пары только пятого класса, можно написать так:

$$W = 3n - 2P_5$$

откуда

$$P_5 = \frac{3}{2}n \quad (4)$$

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.2):

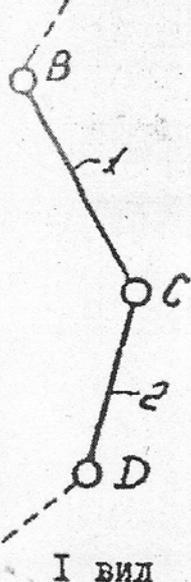
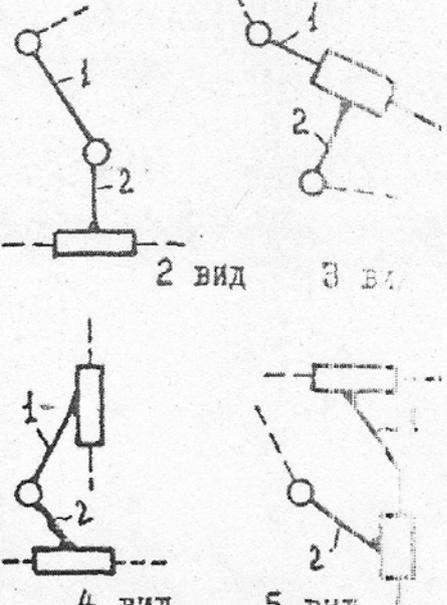
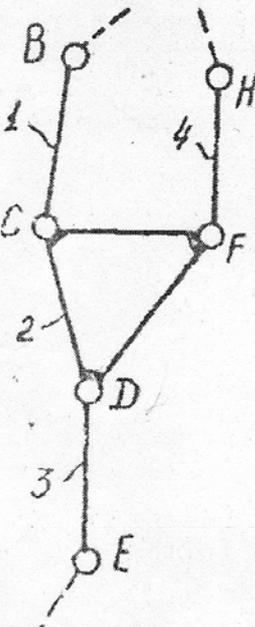
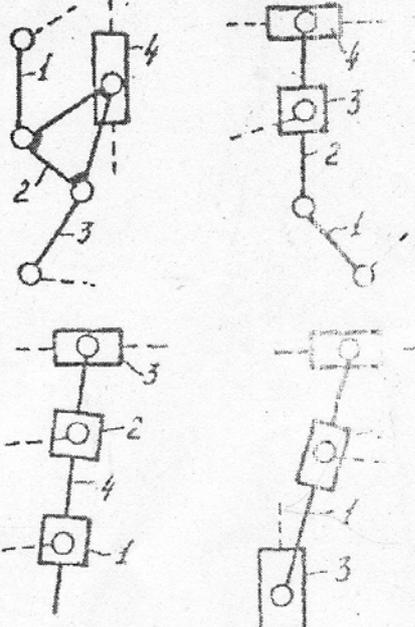
Таблица 2.

№ п/п	1	2	3	4	5
n	2	4	6	8	...
P_5	3	6	9	12	...

Задаваясь различными сочетаниями этих чисел, удовлетворяющим 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 двухповодковой 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. 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 приведены два возможных вида механизма первого класса.

Класс	n	P_5	Схема основной модификации	Схемы других видов групп
2	2	3		
3	4	6		

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.Артоблевскому) равен - наивысшему классу структурных групп, входящих в его кинематическую схему.

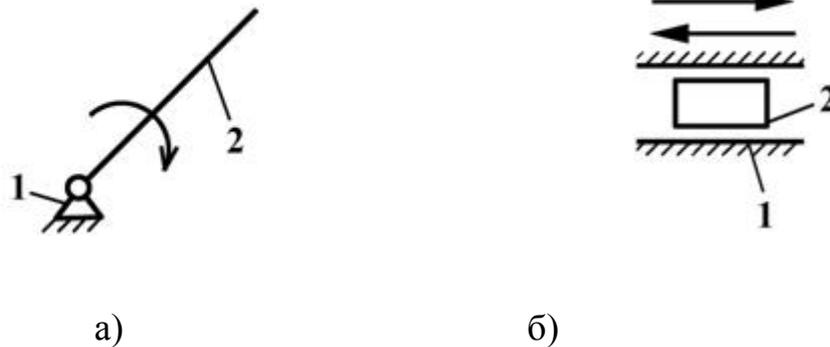


Рис.1.

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

Порядок выполнения работы

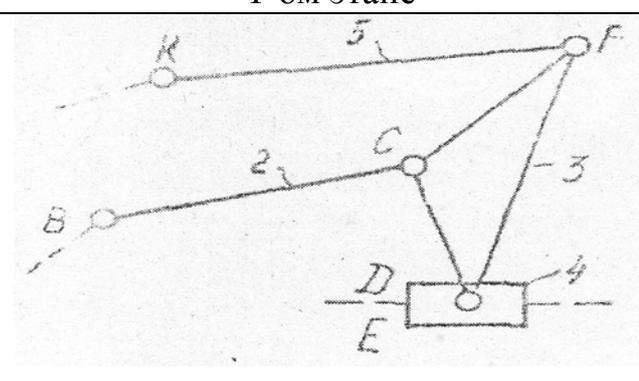
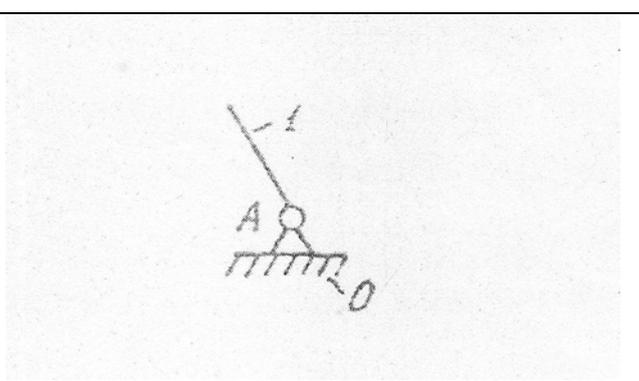
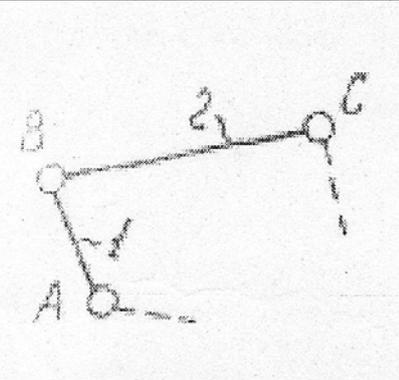
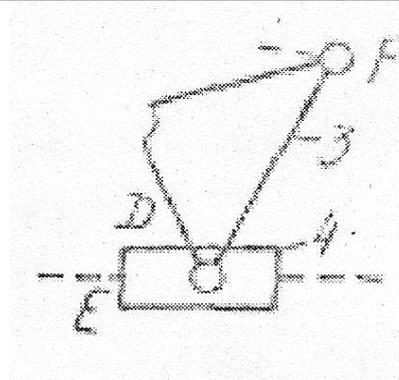
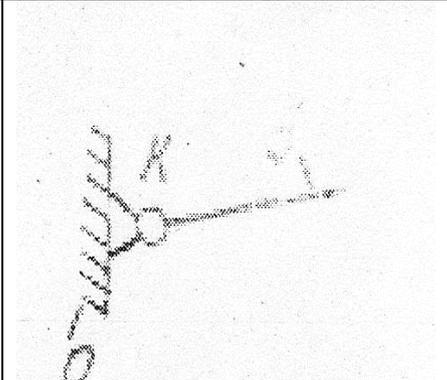
1. Составляется структурная схема механизма.
2. Устанавливается количество подвижных звеньев и их наименование.
3. Определяется количество кинематических пар и ID: наименование.
4. Определяется число степеней свободы механизма, по формуле П.Л.Чебышева.
5. Выполняется выбор начальных звеньев по числу 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 следующую, 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
		1	Вращательная	Кривошип
		2	Плоско-параллельное	Шатун
		3	Плоско-параллельное	Шатун
		4	Поступательное	Ползун
		5	Возвратно- поступательное	Коромысло
		0	Неподвижное	Стойка
Кинематические пары				Число степеней свободы
Обозначение	№ звеньев	Класс	Пары	Число подвижных звеньев $n = 5$
A	0,1	5	Вращательная	Число кинематических пар $P_5 = 7$ $P_4 = 0$ Число степеней свободы $W = 3 \cdot 5 - 2 \cdot 7 - 0 = 1$ Начальное звено 1- кривошипа
B	1,2	5	Вращательная	
C	2,3	5	Вращательная	
D	3,4	5	Вращательная	
E	4,0	5	Поступательная	
F	3,5	5	Вращательная	
K	5,0	5	Вращательная	

Разложение механизма на группы Ассур		
Структурная группа отсоединенная на 1-ом этапе	Механизм 1-го класса	
 <p>Группа Ассур 3 класса</p>		
Формула строения механизма $I_{0,1} \rightarrow II_{2,3,4,5}$	Класс механизма третий	
Начальное звено 5-коромысла		
Структурная группа отсоединенная на 1-ом этапе	Структурная группа отсоединенная на 2-ом этапе	Механизм 1-го класса
 <p>Класс 2, вид 1</p>	 <p>Класс 2, вид 2</p>	
Формула строения механизма $I_{0,5} \rightarrow II_{3,4} \rightarrow II_{1,2}$	Класс механизма Второй	

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.

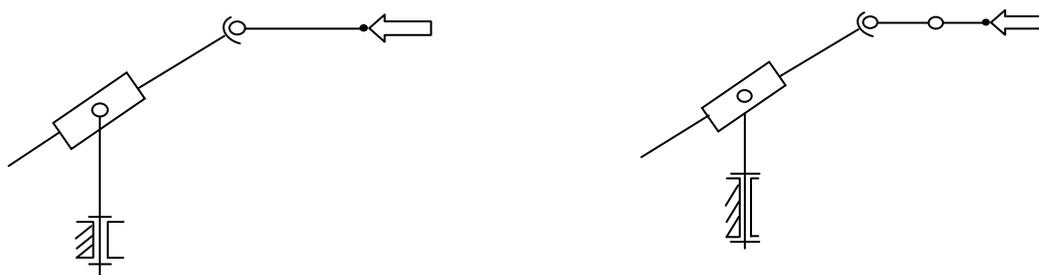
Механизм манипулятора образован из пространственной незамкнутой кинематической цепи.

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.

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 \quad (1)$$

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;

Для примера её использования рассмотрим пространственный пятизвенный механизм манипулятора (рис. 1, а), содержащий одну сферическую, две вращательные и одну поступательную кинематическую пару.



По формуле (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 Е схвата (рис. 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

4. Разбивка плоского механизма на группы Ассур.

Ведущие звено	1–группа Ассур	2–группа Ассур
$W = 3n - 2p_5$	$n = \dots; p_5 = \dots; W = \dots;$	$n = \dots; p_5 = \dots; W = \dots;$
Класс групп		
Класс механизма		
Структурная формула механизма		

5. Структурный анализ пространственного механизма.

6. Определение степени подвижности пространственного механизма.

№ Сх.	Число подвижных звеньев и кинематических пар							Степень подвижности пространственного механизма	
	n	P_5	P_4	P_3	P_2	P_1	q		
								$W = 6n - 5p_5 - 4p_4 - 3p_3 - 2p_2 - p_1 =$	
1.									
Выполнил:								Группа:	Факультет:
Принял:								Кафедра "ТММ" ТГТУ	

Лабораторная работа № 2

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПРОСТРАНСТВЕННЫХ МЕХАНИЗМОВ МАНИПУЛЯТОРОВ

Теоретическая часть

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

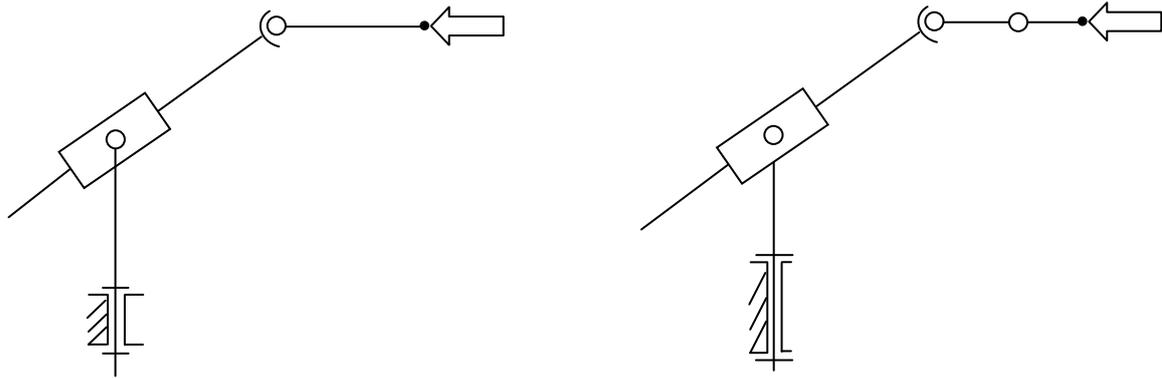
Манипулятор - техническое устройство, предназначенное для воспроизведения рабочих функций руки человека. Манипуляторы с автоматическим управлением называются промышленными роботами.

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.

$$W = 6n - 5P_5 - 4P_4 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 + q \quad (1)$$

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. 1, а), содержащий одну сферическую, две вращательные и одну поступательную кинематическую пару.



По формуле (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. 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 объёме. Рабочий объём - это объём, 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.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) маневренность манипулятора равна двум



Рис.2.

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

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.

Ниже приводится пример.

Пример 2. Пространственный семизвенный механизм манипулятора.

Схема механизма			
Число подвижных звеньев $n=6$ (1,2,3,4,5,6)	Обозначение	№ звеньев	Класс
Число кинематических пар $P_5 = 4; P_4 = 2$	A	0,1	4
	B	1,2	5
Число степеней свободы $W=6n-5P_5 - 4P_4 = 6 \cdot 6 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 8$	C	2,3	5
	D	3,4	5
	E	4,5	4
	F	5,6	5
Маневренность манипулятора			
$m = 6 \cdot 6 - 1 - 5P_5 - 4P_3 = 6 \cdot 5 - 5 \cdot 4 - 4 \cdot 2 = 2$			

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, 1	5	Число подвижных звеньев $n =$ Число кинематических пар $P_5 = \quad P_4 = \quad P_3 =$ Число степеней свободы $W =$
B	1, 2	
....	
....	
....	
Маневренность манипулятора $m = 6 \cdot (n - 1) - 5P_5 - 3P_3 - 2P_2 - P_1 =$			

Выполнил		Группа	Факультет ММФ
Принял			Кафедра "СМ и М" ТашГТУ

Лабораторная работа № 3

ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЗВЕНА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

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

$$J_0 \ddot{\varphi} - Gl_{OS} \sin\varphi = 0 \quad (1)$$

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

Если в уравнении (1) введем обозначение

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

получим дифференциальное уравнение второго порядка

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

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

$$\ddot{\varphi} + k^2 \varphi = 0 \quad (3)$$

Решение уравнения (3) имеет вид

$$\varphi = \varphi_0 \cos kt \quad (4)$$

и представляет собой дифференциальное уравнение гармонического колебательного движения.

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

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

(5)

Если учесть $G = mg$; $\pi^2 = g = 9,81 \frac{\text{м}}{\text{с}^2}$, то из формулы (5) можно определить момент инерции физического маятника

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

(6)

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

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

(7)

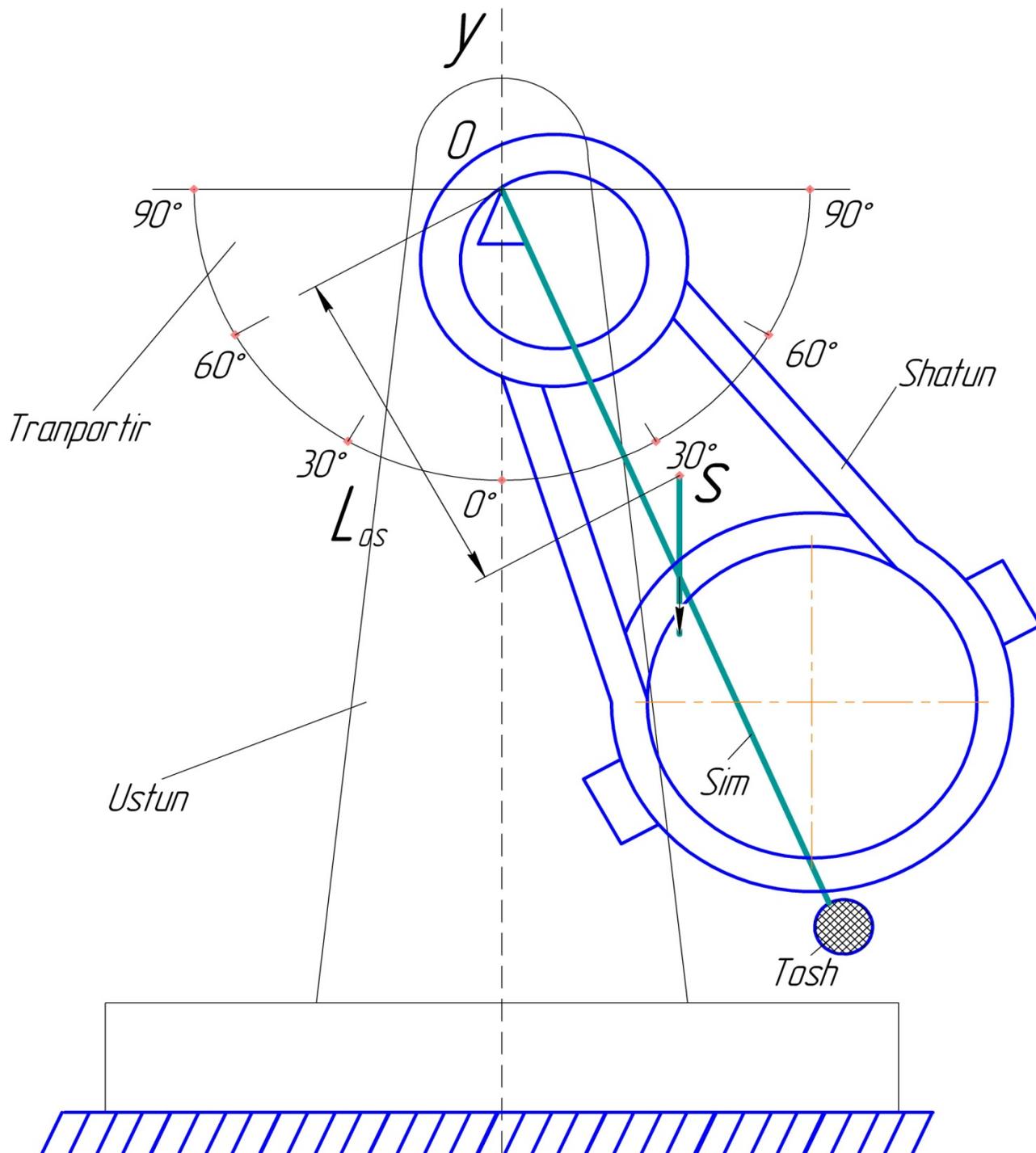
Порядок выполнения работы

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 в призму 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. и подставив в уравнения (6), (7), вычислить моменты инерции звена.



Лабораторная работа №3.

Определение моментов инерции звена методом физического маятника.

1. Схема установки.

Наименование исследуемого звена		
Масса звена, кг	m	
Вес звена, Н	G	
Расстояние от точки подвеса до центра масс, м	l_{0s}	

2. Определение периода колебаний

Число колебаний	Время n колебаний	Период колебаний
n	t , сек	T , сек
10		
20		
30		
Среднее значение		

3. Вычисление моментов инерции звена.

Наименование	Формула вычисления	Значение
Момент инерции звена относительно оси, проходящей через точку подвеса, $кг \cdot м^2$		
Момент инерции звена относительно оси, проходящей через центр масс, $кг \cdot м^2$	$I_s = J_0 - m \cdot l_{0s}^2$	

Выполнил				Группа	Фак. ММФ
Принял				Каф. "СМ, ТММ" ТашГТУ	

Лабораторная работа № 4

СТАТИЧЕСКОЕ И ДИНАМИЧЕСКОЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ РОТОРА С ИЗВЕСТНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ НЕУРАВНОВЕШЕННЫХ МАСС

Теоретическая часть

Уравновешивание 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:

$$F_{ц} = m \cdot a_{ц}^n = m \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1)$$

где m - масса звена; r - величина смещения центра тяжести звена от оси вращения; - 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 уравновешивания 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 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, сопровождающееся 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. 1, а показана схема вала (ротора) с тремя массами

расположенными эксцентрично в плоскостях и перпендикулярных к оси вращения. Положение масс координируется величинами радиуса и соответствующими углами и . Рассмотрим полное уравнивание этого ротора.

Статическое уравнивание

При равномерном вращении ротора неуравновешенные массы вызывают соответственно центробежные инерционные силы F_{u1} , F_{u2} и F_{u3} . Уравнивание этих сил инерции и есть статическая балансировка масс

. Перенесем указанные силы в общую плоскость. - плоскость

приведения (плоскость с перенесенными силами показана отдельно на рис. 1, б). Тогда их можно уравновесить инерционной силой , добавочной ,

размещенной в той же плоскости . Условие статического равновесия будет иметь вид:

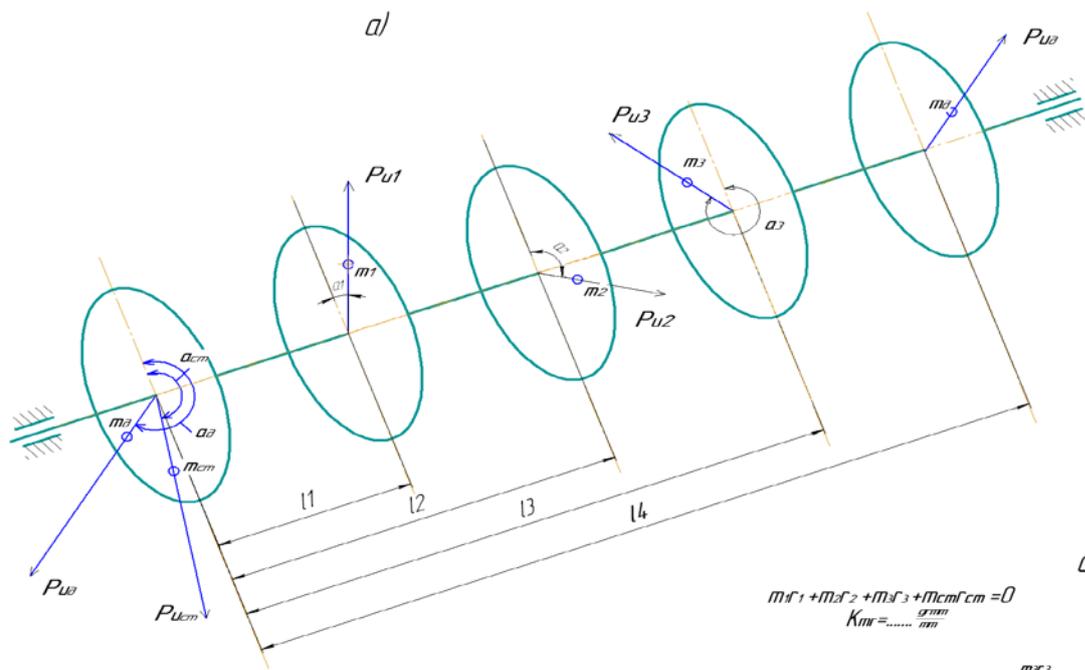
$$\text{[Blank Box]} \quad (2)$$

Заменив в формуле (2) силы инерции их значениями согласно формуле (1), получим:

$$\text{[Blank Box]} \quad (3)$$

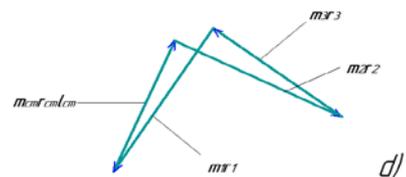
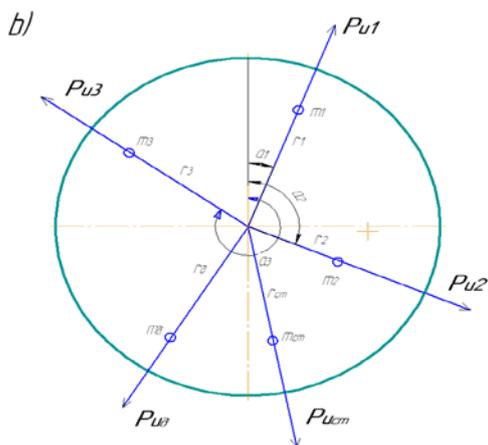
В формуле (3) вместе расчета значений сил инерции можно ограничиться расчетом и построением пропорциональных величин (величина на характеризует статический дисбаланс массы m_1). Тогда формуле (3) можно придать вид:

$$\text{[Blank Box]} \quad (4)$$



$$m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_{cm} r_{cm} = 0$$

$$K_{mr} = \dots \frac{g r_{cm}}{m \omega^2}$$



$$m_1 r_1 + m_2 r_2 + m_3 r_3 + m_{cm} r_{cm} = 0$$

$$K_{mr} = \dots \frac{g r_{cm}}{m \omega^2}$$

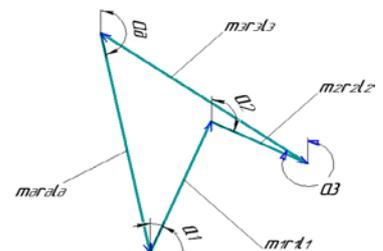


Рис.1.

Для определения величины и положения уравновешивающей массы m_3 строится в соответствии с условием (4) векторный многоугольник статических дисбалансов (рис. 1, в).

При построении многоугольника отсчет углов α для всех векторов должен быть единым. Отсчет α следует вести против часовой стрелки от линии, проведенной горизонтально вправо через начало соответствующего вектора. Замыкающий вектор построенного многоугольника определяет величину последнего члена уравнения (4) – m_3 .

Имея величину m_3 можно при заданном r_3 определить α_3 или, наоборот, можно найти r_3 , если задано α_3 . Кроме того, вектор $m_3 r_3$ определяет направление радиус-вектора r_3 , на котором должна быть закреплена уравновешивающая масса m_3 .

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_3 ,

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 , необходимо по правилам переноса добавлять моменты пары сил, равные произведениям переносимых сил на расстояния переноса. В нашем случае это моменты:

$$\begin{aligned} & \square \\ & \square \\ & \square \end{aligned}$$

(5)

В уравнивании этих моментов и заключается динамическая балансировка вращающихся масс \square . Векторное уравнение при уравнивающем моменте \square имеет вид:

$$\square$$

(6)

Уравнивающий момент \square можно создать одной дополнительной массой \square , размещенной в произвольной плоскости исправления. Однако это приведет к нарушению уже выполненного статического **уравнивания** масс. Поэтому уравнивающий момент \square следует создавать парой центробежных сил инерции двух равных дополнительных масс \square , расположенных в двух произвольных плоскостях исправления. Для удобства одну из плоскостей

исправления совмещают с плоскостью приведения \square . Примем в качестве

плоскостей исправления плоскости \square и \square . Тогда формуле (6) можно придать вид:

$$\square$$

(7)

где \square - радиус-вектор уравнивающей массы \square , размещенной в плоскости

исправления \square ; \square - плечо уравнивающей пары сил (рис. 1, а).

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

$$\square$$

(8)

Величина \square характеризует динамический дисбаланс массы \square .

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 α_i .

На рис. 1, Γ показан многоугольник динамических дисбалансов, построенный на основании уравнения (8), замыкающий вектор этого многоугольника определяет величину последнего члена уравнения (8) ΔM . По имеющему плечу r и заданной массе m определяется величина радиуса R . Далее из многоугольника (рис. 1, г) определяется угол α , который характеризует направление радиус-вектора R , на котором должна закрепляться дополнительная масса M в

плоскости исправления Γ . Вторая дополнительная масса M устанавливается в

плоскости исправления Γ с противоположной стороны от оси вращения (Γ) на том же радиусе R . Таким образом, полное уравновешивание вращающихся масс (статическое и динамическое) достигается установкой трех

дополнительных масс. Однако, две из них, M_1 и M_2 , находятся в одной плоскости

Γ и могут быть заменены одной суммарной массой M , размещенной в той

же плоскости Γ .

Для этого подсчитывается статический дисбаланс массы затем пристраивается вектор этого дисбаланса на имеющемся многоугольнике (рис. 1, в) к вектору дисбаланса массы и определяется векторная сумма: . Задавшись далее массой определяем величину радиуса . Непосредственно из многоугольника определяется и угол (рис. 1, в)

В итоге задача полного уравнивания сводится к постановке двух дополнительных масс и , помещенных соответственно в выбранных

плоскостях и

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. 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 уравниваемости (пазы расположены под углом 180°). Вдоль пазы для крепления масс нанесена шкала, позволяющая установить массу на нужный радиус (пределы , допускаемые пазом мм).

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

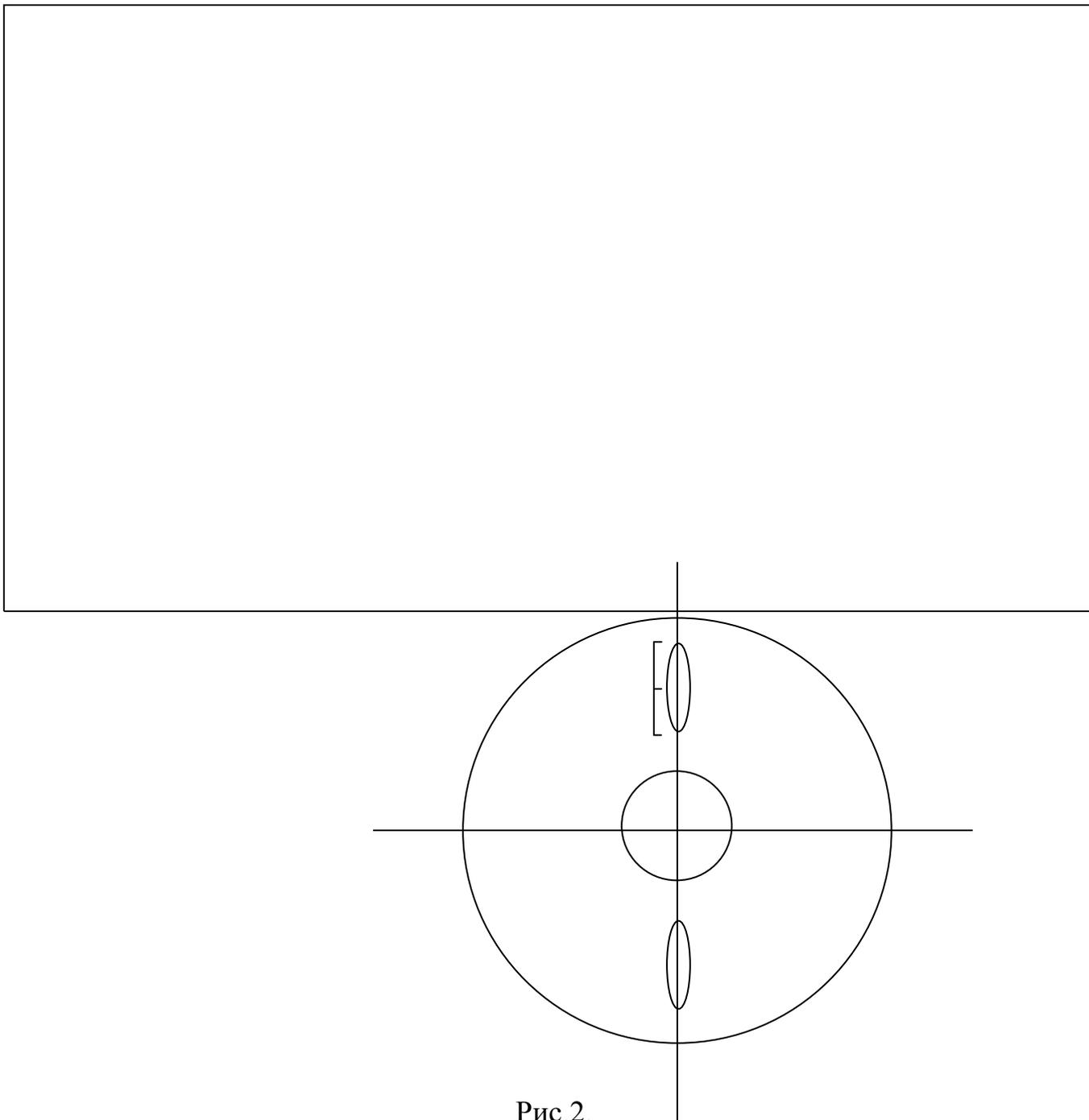


Рис.2.

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.

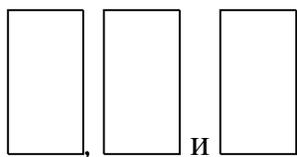
Оборудование и приборы.

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

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 устанавливаются соответственно на дисках



, имеющих 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 заданных неуравновешенных масс и строим в выбранном масштабе , многоугольник будет искомым вектором статического дисбаланса уравнивающей массы.

5. Пользуясь принятым масштабным коэффициентом , определяем действительную величину статического дисбаланса а по ней, задавшись массой t , определяем величину радиуса .

Далее непосредственно из многоугольника, пользуясь принятым отсчетом углов , определяем угол . Устанавливаем массу согласно полученным ее

координатам на диске (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 заданных масс и строим, выбрав масштабный коэффициент многоугольника векторов динамических дисбалансов. При построениях правило отсчета углов остается прежним. Замыкающий вектор многоугольника определяет динамический дисбаланс дополнительной, уравнивающей массы , которая должна быть установлена

в плоскости исправления .

8. Определяем с помощью масштабного коэффициента действительную величину дисбаланса . Поскольку масса устанавливается в плоскости

, то (расстояние между плоскостями и). Задавшись массой , определяем радиус . Далее из многоугольника определяем угол .

9. Устанавливаем уравнивающую массу в плоскости согласно полученным значениям и . Для сохранения уже выполненного статического уравнивания такая же масса на том же радиусе должна быть

установлена во второй плоскости исправления , но с противоположной стороны от оси вращения, то есть на угле . Однако массу можно не устанавливать. Для этого заменяем две уравнивающие массы и ,

расположенные в плоскости , одной массой (см. теоретическую часть).

10. Устанавливаем массу в плоскости согласно полученным значениям и , предварительно сняв массу

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

Лабораторная работа №4

Статическое и динамическое уравнивание ротора с известным расположением неуравновешенных масс.

1. Схема установки и расположения масс.

2. Исходные данные

Неуравновешенные массы		Координаты неуравновешенных масс						
Обозначения	Величина, г	Плоскость расположения	Положение П отно-но П		Радикальные координаты		Угловые координаты	
			Обоз нач ение	Вели чина	Обоз нач ение	Вели чина	Обознач ение	Величина
<input type="text"/>			<input type="text"/> мм		<input type="text"/> мм		<input type="text"/>	
<input type="text"/>			<input type="text"/> мм		<input type="text"/> мм		<input type="text"/>	
<input type="text"/>			<input type="text"/> мм		<input type="text"/> мм		<input type="text"/>	

3. Вычисление статических и динамических дисбалансов

4. Статическое уравнивание

Векторный многоугольник дисбалансов	Обработка результатов
<div style="border: 1px solid black; width: 250px; height: 15px; margin-bottom: 20px;"></div> <div style="border: 1px solid black; width: 150px; height: 30px; margin-left: 100px;"></div>	<p>1. Из многоугольника</p> <div style="border: 1px solid black; width: 300px; height: 15px; margin-bottom: 20px;"></div> <p>2. Принимаем</p> <div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 15px; margin-bottom: 5px;"></div> <div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 15px; margin-bottom: 20px;"></div> <p>3. Из многоугольника</p> <div style="border: 1px solid black; width: 100px; height: 15px;"></div>

5. Динамическое уравнивание

Векторный многоугольник динамических дисбалансов	Обработка результатов
<div style="border: 1px solid black; width: 300px; height: 15px; margin-bottom: 20px;"></div> <div style="border: 1px solid black; width: 150px; height: 30px; margin-left: 10px;"></div>	<p>1. Из многоугольника</p> <div style="border: 1px solid black; width: 350px; height: 15px; margin-bottom: 20px;"></div> <p>2. Задано </p> <p>Принимаем </p> <p>тогда, </p> <p>Из многоугольника , тогда</p> <div style="border: 1px solid black; width: 250px; height: 15px; margin-top: 10px;"></div>

Выполнил		Группа	Факультет ММФ
Принял			Кафедра "СМ и М" ТашГТУ

Лабораторная работа № 5

ОБМЕР ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Теоретическая часть

Обмер зубчатых колес производится с целью контроля изготовленного зубчатого колеса или с целью восстановления размеров проработавшего, изношенного колеса (рис. 1).

В первом случае измеряемые параметры изготавливаемого 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.

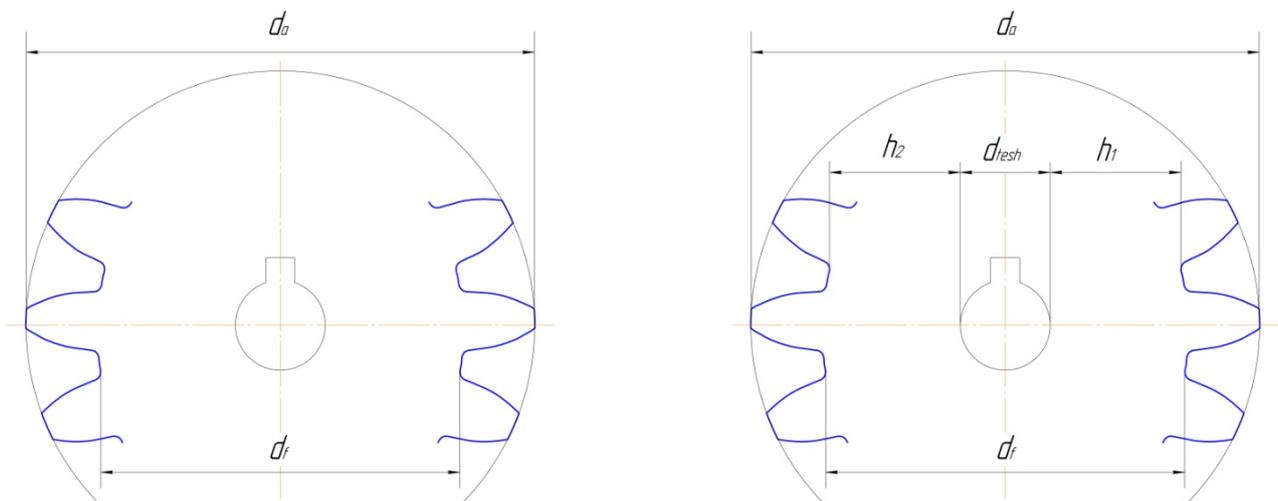


Рис.1

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.

$$l = [\pi(z_n - 0,5) + 2xtg\alpha + zinva]m\cos\alpha \quad (1)$$

где l - длина общей нормали, мм; z_n - число зубьев в длине общей нормали; x -

коэффициент смещения; α - 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, размещающееся в длине общей нормали.

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

$$\alpha + 0,5 = \frac{z}{\sigma} + 0,5$$

(2)

где α - расчетное число зубьев в длине общей нормали; z — число зубьев

зубчатого колеса; σ - 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: n_1 и n_2 .

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

Таблица 1

12-18	19-27	28-36	37-45	46-54	55-63	64-72	73-81
2	3	4	5	6	7	8	9

Охватывая штангенциркулем n_1 зубьев измеряем длину общей нормали l_{n_1} ,

охватывая n_2 - измеряем - l_{n_2} .

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

Поскольку числа n_1 и n_2 отличаются на единицу, то разность длин общих нормалей равна шагу по основной окружности

$$l_{n_1} - l_{n_2} = \pi m \cos \alpha \quad (3)$$

где t - шаг по основной окружности, мм; l_n , l_{n+1} - измеряемые длины

общих нормалей, мм; m - модуль зубчатого колеса, мм.

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

$$\frac{l_{n+1} - l_n}{m} = 0,34(l_{n+1} - l_n) \quad (4)$$

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

Значения стандартных модулей t (ГОСТ 9563-60)

Таблица 2

1,00	1,25	1,50	1,75	1,00	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
1,00	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 (1) измеряемые величины l_n и l_{n+1} , а в правую часть - значения t и m , получим

$$t(z_n - 0,5) + 2xtg\alpha + zinva]m\cos\alpha \quad (5)$$

$$= [\pi(z_{n+1} - 0,5) + 2xtg\alpha + zinva]m\cos\alpha \quad (6)$$

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

$$\frac{l_n}{\cos\alpha} = \frac{\pi(z_n - 0,5) - z \sin\alpha}{2 \tan\alpha} \quad (7)$$

$$\frac{l_{n+1}}{\cos\alpha} = \frac{\pi(z_{n+1} - 0,5) - z \sin\alpha}{2 \tan\alpha} \quad (8)$$

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 $z_n = 8,83$.
3. Округлить расчетное значение до ближайших целых чисел: $z_1 = 2$, $z_2 = 3$.
4. Обхватить штангенциркулем $z_1 = 2$ зубьев и измерить длину

общей нормали: $l_n = 8,85$ мм.

5. Обхватить штангенциркулем $z = 3$ зубьев и измерить длину

общей нормали: $= 62,45$ мм.

6. По формуле (4) вычислить модуль: $7,994$ мм.

7. Значение модуля округлить до стандартной величины

(Табл. 2), 8 мм.

8. По формуле (7) или (8) определить значение коэффициента

смещения: $0,193$.

9. Измерить радиусы окружностей впадин и окружностей вершин зубчатого колеса:

$4,8$ мм, $11,8$ мм.

Результаты замеров и расчетов занести в таблицы прилагаемой формы отчета, на схеме обмера указать размеры.

Значения постоянных параметров

$$\alpha = 20^{\circ}; \quad \cos\alpha = 0,9397;$$

$$0,3640 = 0,014 \cdot$$

Лабораторная работа № 5

ОБМЕР ОСНОВНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

1. Схема обмера

Число зубьев колеса	z	
Охватываемые число зубьев колеса	n	
	$n + 1$	
Длина общей нормали, мм	l_n	
	l_{n+1}	
Радиус окружности вершин нормали	r_1	
Радиус окружности впадин, мм	r_f	

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 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	$S = \frac{\pi \cdot m}{2} + 2 \cdot X \cdot m \cdot \operatorname{tg} \alpha$	

Выполнил		Группа	Факультет ММФ
Принял			Кафедра "СМ и М" ТашГТУ

Лабораторная работа № 6

ВЫЧЕРЧИВАНИЕ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ПРОФИЛЕЙ ЗУБЬЕВ КОЛЕС МЕТОДОМ ОГИБАНИЯ

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. 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 $\gamma = 1$, коэффициент радиального зазора $C^* = 0,25$, радиус галтели $\rho = 0,4m$

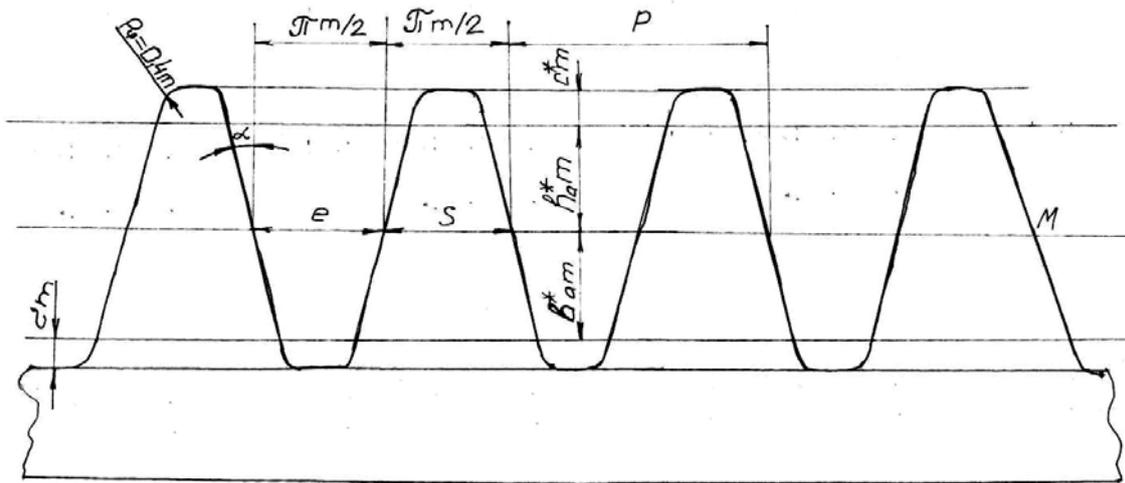


Рис.1.

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 неэвольвентная 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 $P = \rho m$, где m - модуль. Толщина зуба по средней прямой равна ширине впадины $S = l = 0,5 \rho m$, 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 перекачивается без скольжения по делительной окружности колеса, называют станочно-начальной прямой. Точка ее

касания с делительной окружностью называется полюсом станочного зацепления. Полюс зацепления P_c - 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 рейка касается делительной окружности заготовки (рис. 2, а) - нулевая установка инструмента. Смещение инструмента равно нулю, т.е. $\Delta = m \cdot x = 0$ где Δ - смещение инструмента, x - коэффициент смещения. Нарезается нулевое колесо. Средняя прямая совпадает со станочно- начальной прямой.
2. Средняя прямая СП смещена от центра заготовки (рис. 2, б) - положительная установка инструмента. Смещение инструментальной рейки равно $\Delta = m \cdot x$, где Δ - 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. 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 $\Delta = -m \cdot x$.

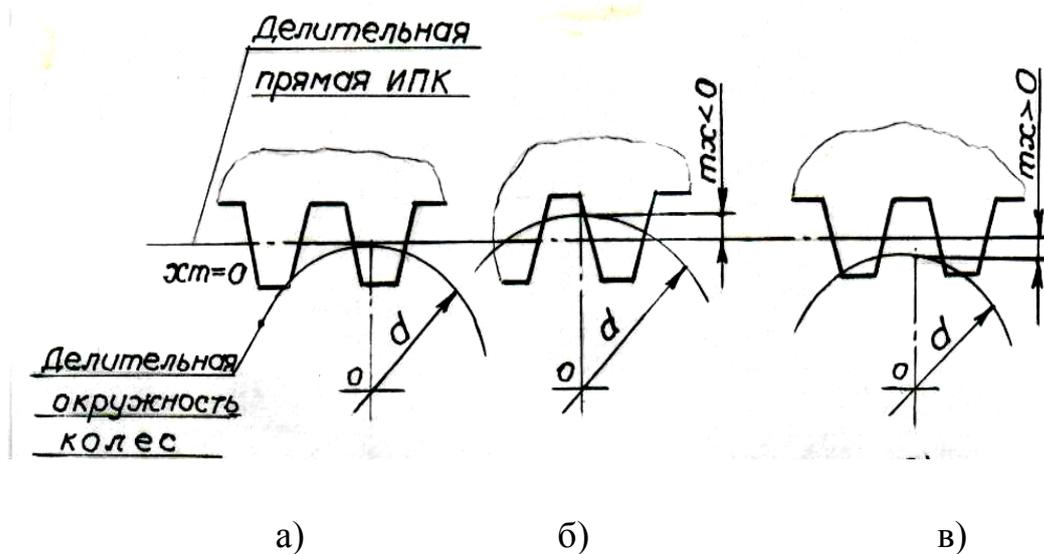
Поскольку станочно-начальная прямая рейки перекачивается по делительной окружности заготовки без скольжения, то любой отрезок первой откладывается по второй без искажения его длины. Так что шаг и ширина впадины исходного производящего контура, измеряемые по станочно-начальной прямой, переносятся на

шаг и толщину зуба зубчатого колеса, измеряемые по дуге делительной окружности, и равны

$$P = \pi m \quad (1)$$

$$S = 0,5\pi m \pm 2xmt \operatorname{tg} \alpha \quad (2)$$

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



В формулу (2) значение коэффициента смещения входит со своим знаком.

Значения остальных параметров зубчатого колеса определяют по формулам:

$$d = m \cdot z \quad (3)$$

$$d_b = m \cdot z \cdot \cos \alpha \quad (4)$$

$$d_f = m(z + 2x - 2h_a^* - 2c^*) \quad (5)$$

$$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x - \Delta_y) \quad (6)$$

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; Δ_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.

$$x = \frac{17-z}{17} \quad (7)$$

$$\Delta = x \cdot m \quad (8)$$

где x - коэффициент смещения; z -число зубьев колеса; Δ -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.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.



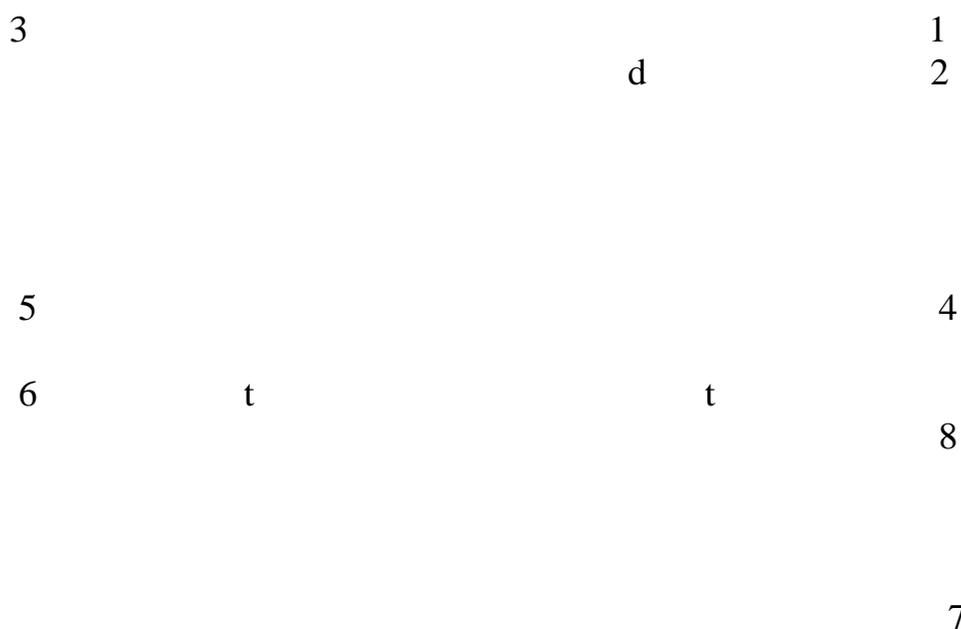


Рис.3.

Инструментальная рейка 5 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 8 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.

$$z = d/m \quad (9)$$

4. По формуле (7) и (8) вычислить коэффициент смещения x и смещение инструмента Δ .

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 уравнивающего смещения из-за отсутствия второго зубчатого колеса, то им в данном случае пренебрегаем и переписываем уравнение (6) в виде.

$$d_a = m(z + 2h_a^* + 2x) \quad (10)$$

9. Замерить толщины зубьев колеса по делительной окружности и результаты внести в таблицу формы отчета.
10. Красным цветом выделить подрезанные участки профилей зубьев колеса.
11. Заполнить форму отчета.

Лабораторная работа №6

Вычерчивание эвольвентных профилей зубьев колес методом огибания.

1. Основные параметры модели

Модуль инструмента	m		мм
Угол профиля зуба рейки	α	20	град.
Диаметр делительной окружности	d		мм
Коэффициент высоты головки зуба	h_a^*	1	
Коэффициент радиального зазора	c^*	0,25	

2. Определение основных параметров зубчатого колеса.

Параметры колес	Формула вычисления	Нулевое положение	Положительное колесо	Отриц. 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	$d_f = m(z + 2x - 2h_{\alpha}^* - 2c^*)$				
Толщина зуба по делительной окружности, мм	$S = m\left(\frac{\pi}{2} + 2 \cdot x \cdot \operatorname{tg} \alpha\right)$				

Выполнил		Группа	Факультет ММФ
Принял			Кафедра "СМ и М" ТашГТУ

Лабораторная работа № 7

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ 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.

$$u_{12} = \pm \frac{\omega_1}{\omega_2} = \pm \frac{z_2}{z_1}. \quad (1)$$

Цилиндрические прямозубые механизмы применяются для передачи вращения между параллельными осями колес (рис. 1) и (рис. 2).

Передаточное отношение плоских зубчатых механизмов может быть положительным, если колеса, находящиеся в зацеплении, вращаются в одном направлении (внутреннее зацепление, рис. 2), и отрицательным, если колеса вращаются в противоположном направлении (внешнее зацепление, рис.1)

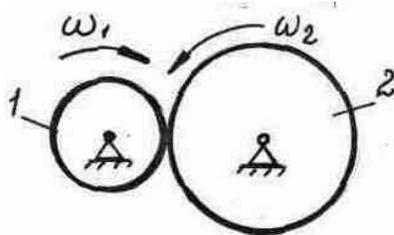


Рис.1.

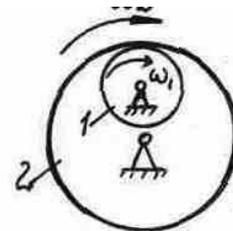


Рис.2.

Конические зубчатые механизмы с неподвижными осями колес применяются для передачи вращения между пересекающимися осями колес (рис. 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. 4). Для

винтовых и червячных механизмов передаточное отношение определяется по формуле

$$u_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2 \operatorname{tg} \alpha}{r_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (2)$$

где α - угол подъема винтовой линии червяка или зуба винтового колеса; z_1 - число зубьев ведущего колеса (число заходов червяка); z_2 - число зубьев ведомого колеса.

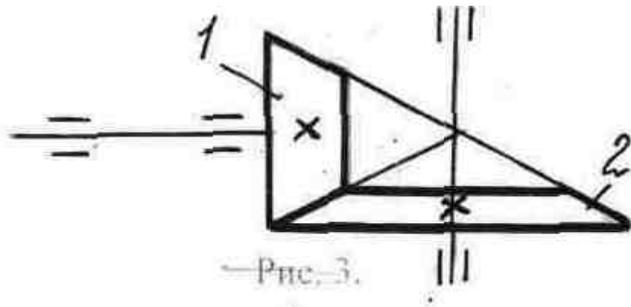


Рис.3.

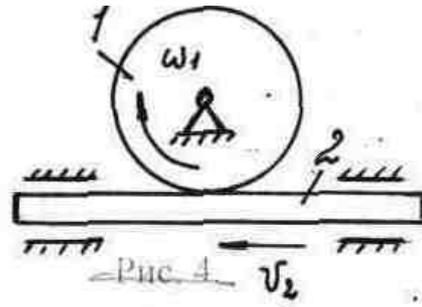


Рис.4.

Многочастные зубчатые механизмы с неподвижными осями колес. Общее передаточное отношение рядового зубчатого механизма (рис. 5) равно произведению передаточных отношений зацепляющихся пар и имеет знак, определяемый количеством пар, находящихся во внешнем зацеплении.

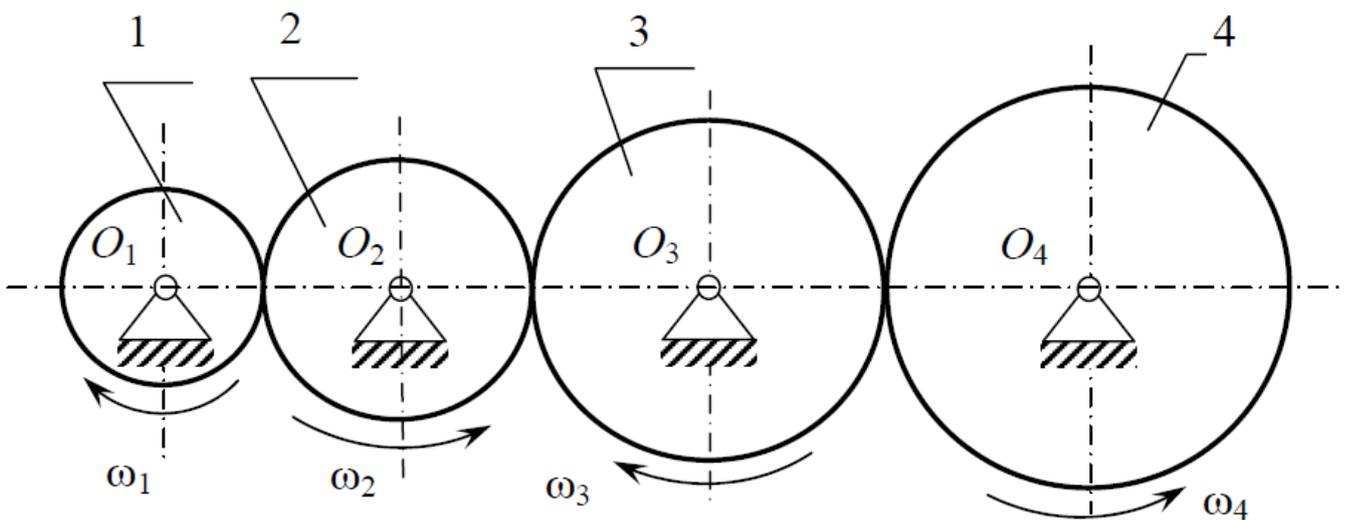


Рис.5.

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. 6) равно произведению передаточных отношений отдельных ступеней.

$$u_{14} = u_{12} \cdot u_{23} \cdot u_{34} \cdot (-1)^p = \frac{\omega_1}{\omega_4} \cdot (-1)^p = -\frac{z_4 \cdot z_3 \cdot z_2}{z_1 \cdot z_2 \cdot z_3} \cdot (-1)^p$$

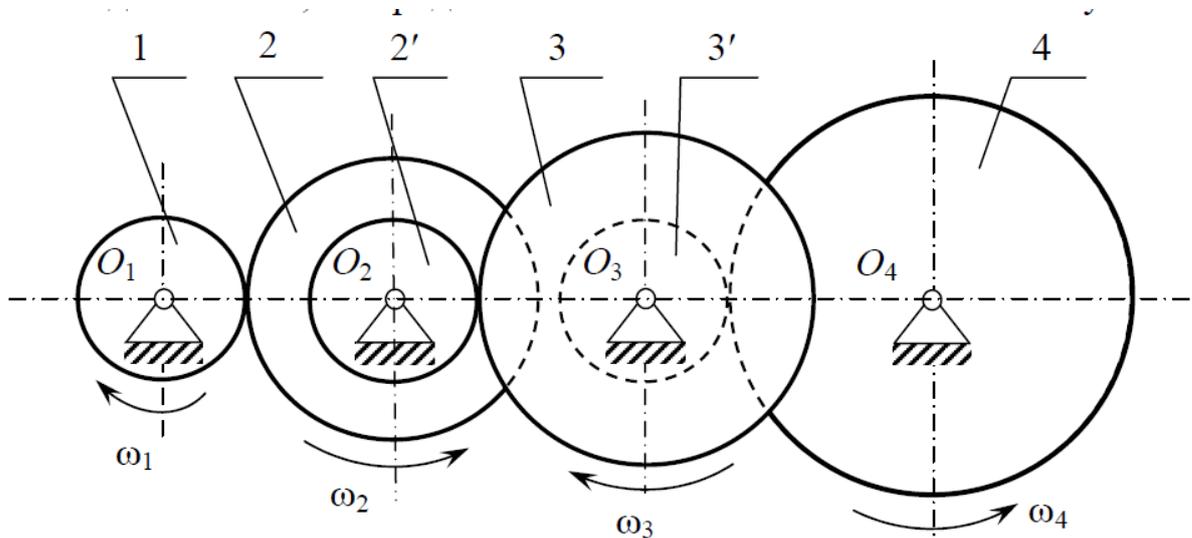


Рис.6.

Передаточное отношение многократных конических зубчатых механизмов (рис. 7) определяется по тем же формулам, что и для рядового цилиндрического зубчатого механизма.

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

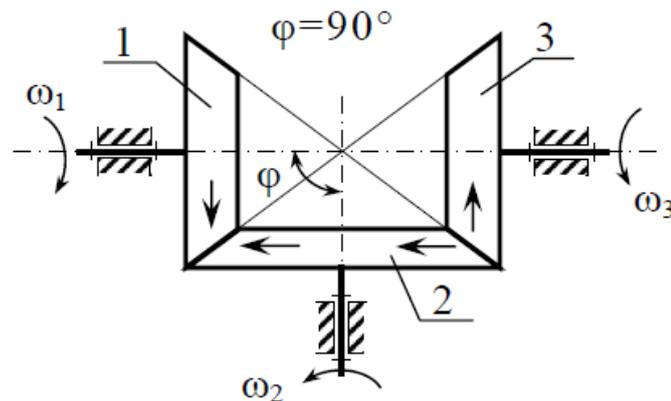


Рис.7.

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

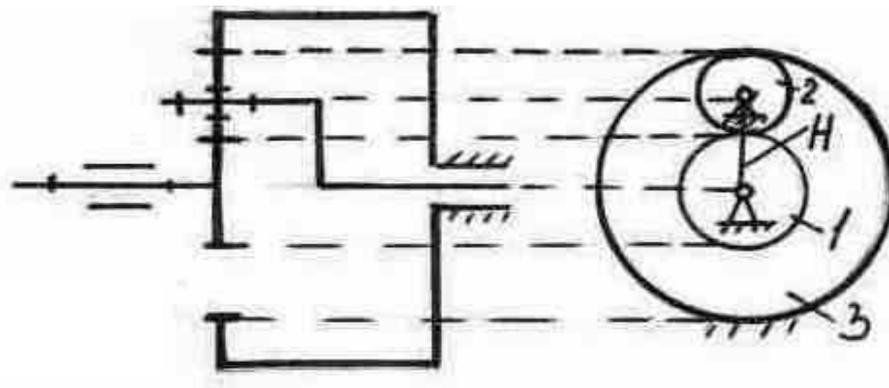


Рис.8.

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

Зная числа зубьев z_1 и z_3 по заданным φ_1 и φ_3 , можно найти величину угла поворота ведомого звена φ_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 φ_1 , и ведомого φ_H звеньев $u_{1H} = \varphi_1 / \varphi_H$ результаты занести в табл. 4.

4. В дифференциальном механизме проследить процесс сложения скоростей, передаваемых от двух ведущих звеньев - солнечного 1 и водила H, 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 - φ_3^H , учитывая направление его вращения (по часовой стрелке-, против +).

б) закрепить звено 1, повернуть водило H на угол $\varphi_1^H = 360^\circ$ и замерить угол поворота звена 3 - φ_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.

Лабораторная работа №7.
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		Величина u_{1n}	
	z_1	z_2	z_3	z_4	φ_5	φ_6	Расчетным путем	Опытным путем	Расчетным путем	Опытным путем
1.										
2.										
3.										
4.										

Выполнил				Группа	Фак. ММФ
Принял				Каф. "СМ, ТММ" ТашГТУ	

Лабораторная работа № 8

КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Теоретическая часть

Кулачковые механизмы предназначены для преобразования движения ведущего звена, обычно вращающегося кулачка, в заданный вид движения ведомого звена (толкателя или коромысла).

Рассмотрим устройство и принцип действия простейшего кулачкового механизма (рис. 1, а). При вращении кулачка 1 с угловой скоростью ω толкатель 2 совершает определенное возвратно-поступательное движение относительно стойки О. 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).

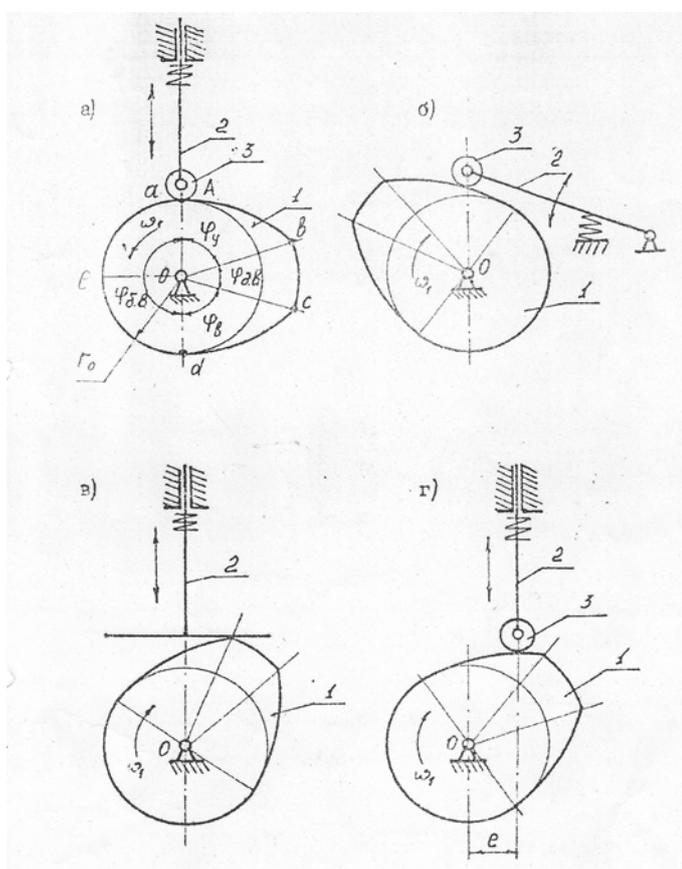


Рис.1.

Кулачковые механизмы дают возможность легко воспроизводить требуемую функцию $S = S(\varphi)$ положения ведомого звена, если придать кулачку соответствующий профиль (φ - угол поворота кулачка). Например, толкатель 2 (рис. 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

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

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.

Плоские кулачковые механизмы, некоторые типы которых показаны на рис. 1, 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. 1, а) и смещенные или дезаксиальные (рис. 1, г). Смещение «е» принято называть эксцентриситетом. Точки а, в, с, д профиля, отделяющие отдельные участки профиля друг от друга, называют узловыми точками. Углы между радиусами-векторами, проходящими через эти точки, называют профильными углами. При непрерывно вращающемся кулачке

$$\alpha_y + \alpha_{дв} + \alpha_b + \alpha_{обв} = 2\pi$$

От профильных углов кулачка следует отличать фазовые углы φ , равные соответствующим значениям обобщенной координаты. В центральных механизмах (рис. 1,а) $e = 0$, фазовые углы совпадают с профильными, т.е. $\alpha = \varphi$. Сумма фазовых углов $\alpha_y + \alpha_{дв} + \alpha_b + \alpha_{обв} = \varphi_p$ определяет рабочий профильный угол на кулачке, равный центральному углу $\varphi_p = \alpha_p$ при $e = 0$; $\varphi_p \neq \alpha$ при $e \neq 0$.

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 φ кулачка можно получить на экспериментальной установке, приведенной на рис.2.

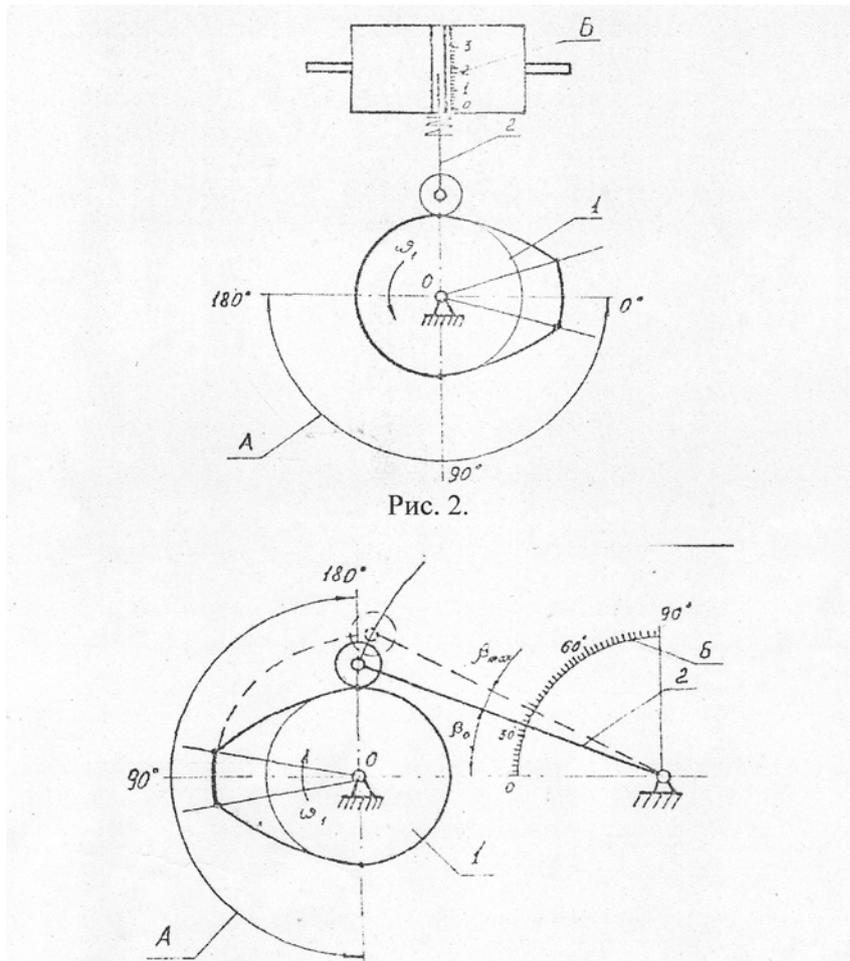


Рис. 2.

Рис. 3.

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 A в градусах), снимаются перемещения толкателя по шкале Б в миллиметрах. Следовательно, каждому значению φ_i соответствует определённое значение S_i . На основе полученных значений φ_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. 4, а) значение угла φ_i (точки 0, 1, 2, ... 9) в следующем масштабе

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

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

$$\varphi_S = S_{max} / \bar{S}_{max} \quad [M/MM]$$

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. 4, б) функции перемещения толкателя $S = S(\varphi)$, т.е. $v = dS/d\varphi$.

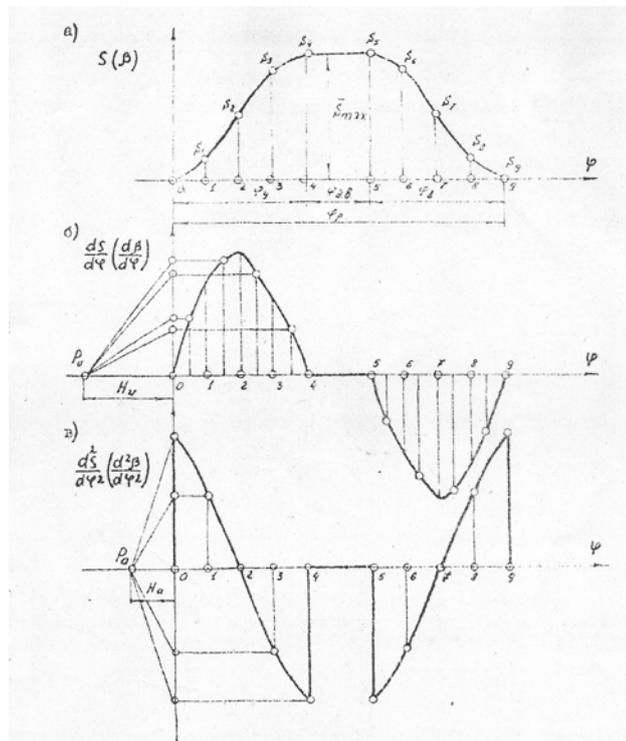


Рис.4.

3. График ускорения $\mathbf{a} = \mathbf{a}(\varphi)$ строим по аналогии с графиком скорости (рис. 4, в), имея в виде, что $\mathbf{a} = dv/d\varphi$.

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. 1, б).

При кинематическом анализе таких конструкций кулачковых механизмов требуется определить функции угла перемещения β , 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 р коромысла в зависимости от угла поворота кулачка может быть получен на экспериментальной установке, приведенной на рис. 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 φ_i и β_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 β коромысла. Из полученной зависимости определяют значения $\varphi_u, \varphi_{дв}, \varphi_{в}, \varphi_{обв}, \beta_{max}$.

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 $\frac{d^2\beta}{d\varphi^2} = \frac{d^2\beta}{d\varphi^2}$ строится аналогично диаграмме скорости коромысла.

Порядок выполнения работы

12. Согласно шифра записывают исходные данные в бланк отчета.

13. По заданному закону движения толкателя (табл. 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 β_i в зависимости от угла поворота кулачка. Полученные значения заносят в таблицу 2 бланка отчета.

14. По данным расчетов вычерчивают диаграмму перемещения толкателя $S_i = S_i(\varphi)$ или (рис. 4, а). Если диаграмма плавная, без скачков, следовательно, расчеты проведены правильно и можно приступать к профилированию кулачка.

Лабораторная работа №8
Анализ кулачкового механизма с коромысловым толкателем.

1. Исходные данные: макет механизма

Размах толкателя, град		β_{max}
Минимальный радиус, мм		z_{0min}
Длина коромысла		l
Межосевое расстояние, мм		a
Угол удаления, град		φ_y
Угол возвращения, град		φ_b
Угол дальнего выстоя, град		φ_{ab}

3. Результаты расчета перемещения толкателя.

φ_i	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
β_i										
φ_i	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190
β_i										
φ_i	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
β_i										

4. Диаграмма перемещения толкателя.

Выполнил		Группа	Факультет ММФ
Принял			Кафедра "СМ и М" ТашГТУ