ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ СБОРНИК ЛАБОРАТОРНЫХ РАБОТ

Учебное пособие для студентов машиностроительных Специальностей

В сборнике приведено описание лабораторных установок, изложена методика проведения лабораторных работ, предусмотренных учебным планом. Каждая лабораторная работа направлена на закрепление знаний студентов по соответствующему разделу дисциплины «Теория механизмов и машин».

Содержание

Введение	4
 Лабораторная работа №1. Изготовление зубчатых колес способом огибания 	5
2 Лабораторная работа №2. Синтез кулачковых механизмов	18
3 Лабораторная работа №3. Структурный анализ плоских шарнирных	
механизмов	28
4 Лабораторная работа №4. Кинематический анализ механизмов по	
моделям	35
5 Лабораторная работа №5. Определение моментов инерции звеньев	
механизма методом физического маятника	42
6 Лабораторная работа №6. Механизм управления с кулачковым	
распределительным валом	45
Список литературы	50

ВВЕДЕНИЕ

Учебным планом по теории механизмов кроме лекций и практических занятий предусмотрен лабораторный практикум. Лабораторный практикум знакомит студентов с моделями различных механизмов, лабораторными установками для получения профиля зубьев зубчатых колес и для вычерчивания профиля кулачка, для определения моментов инерции звеньев механизма.

Пособие по лабораторным работам предназначено для студентов очной и очно-заочной форм обучения машиностроительных специальностей.

1 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №1 ИЗГОТОВЛЕНИЕ ЗБЧАТЫХ КОЛЕС СПОСОБОМ ОГИБАНИЯ

1.1 Цель работы — изучение построения эвольвентных зубьев способом огибания (обкатки) и изучение влияния смещения инструмента реечного типа на форму профиля зуба.

1.2 Теоретические сведения

Зубчатые колеса с эвольвентным профилем зубьев нарезают на специальных зуборезных станках двумя методами; методом копирования и методом обкатки (огибания).

Метод копирования состоит в том, что по чертежам тщательно построенных профилей зубьев изготавливается дисковая или пальцевая фреза. Режущая кромка модульной фрезы (дисковой или пальцевой) имеет очертание впадины между зубьями будущего зубчатого колеса.

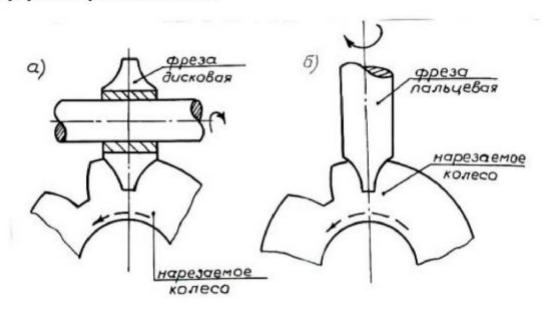


Рисунок 1.1 – Нарезание зубьев методом копирования:

- а) нарезание дисковой фрезой;
- б) нарезание пальцевой фрезой.

Метод обкатки (огибания заключается в том, что режущему инструменту и заготовке сообщают то относительное движение, которое имели бы два зубчатых колеса, находящихся в зацеплении. В таком случае режущий инструмент должен представлять собой также зубчатое колесо, т.е. колесо — инструмент, которое носит название долбяка.

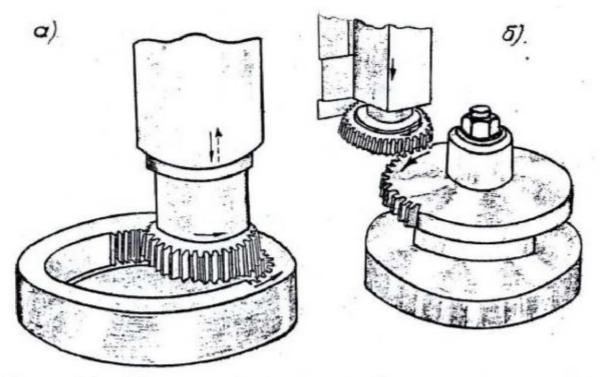


Рисунок 1.2 - Нарезание зубьев методом огибания:

- а) нарезание долбяком колеса с внутренними зубьями;
- б) нарезание долбяком колеса с внешними зубьями.

Практически процесс долбления происходит не непрерывно, а имеет ряд последовательных операций, состоящих в движении долбяка вверх и вниз, поворота нарезаемого колеса и т.д. Но все эти движения строго согласованы с кинематическими соотношениями, определяющими долбяк и колесо как два колеса, находящихся в зацеплении. Тогда профиль нарезаемого зуба получается как огибающая всех положений режущей кромки долбяка, т.е. инструмент как бы обкатывает нарезаемое колесо. Этот процесс представлен на рисунке 1.3. m

Так как для любого зубчатого колеса может быть спроектирована сопряженная с колесом рейка, то вместо колеса – инструмента, может быть в качестве инструмента использована также и рейка, которая называется инструментальной рейкой. Рейка (гребенка) совершает в вертикальном направлении возвратно-поступательное движение, параллельное оси нарезаемого колеса, как показано на рисунке 1.4. Так как чаще всего количество зубьев нарезаемого колеса больше числа зубьев гребенки (рейки), то процесс обкатки (огибания) получается прерывистым. После того, как заготовка колеса перекатится по всей длине гребенки, нарезание зубьев прерывается, заготовку возвращают в исходное положение и продолжают обкатку.

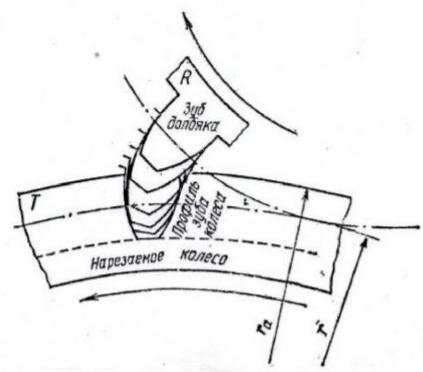


Рисунок 1.3 — Последовательные относительные положения зуба долбяка при нарезании зуба колеса

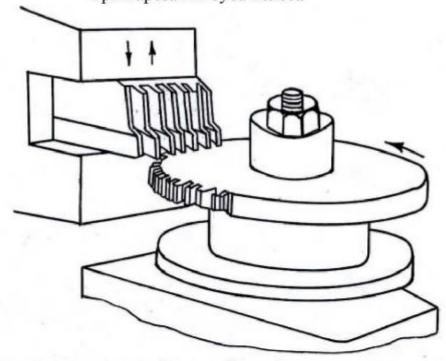


Рисунок 1.4 — Нарезание зубьев методом обкатки (огибания) зубчатой гребенкой (рейкой)

Чтобы сделать процесс нарезания зубьев непрерывным, применяют вместо гребенки (рейки) червячные фрезы, профиль которых может быть получен путем перемещения рейки по винтовой линии с некоторым постоянным углом подъема.

Нарезание колес выполняется на зубострогальных, зубодолбежных или зубофрезерных станках.

Способ огибания является высокопроизводительным, он позволяет теоретически точно изготовлять одним инструментом колеса с разными числами зубьев.

Процесс изготовления зубчатого колеса способом огибания можно рассматривать как зацепление исходного производящего контура (ИПК) инструмента с заготовкой. Для гребенки (инструментальной рейки) и червячной фрезы ИПК имеет форму зубчатой рейки. Зацепление инструментальной рейки (гребенки) и нарезаемого колеса называют станочным. Станочное зацепление показано на рисунке 1.5.

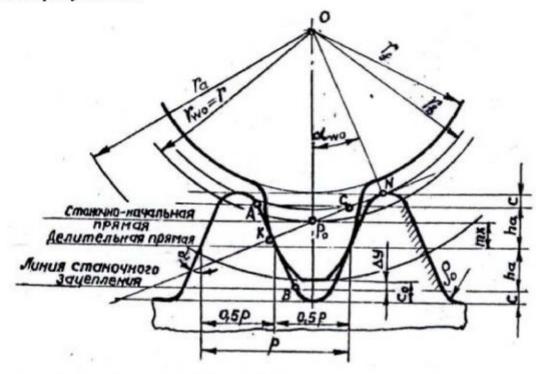


Рисунок 1.5 - Станочное зацепление

Исходный производящий контур (ИПК) реечного инструмента согласно ГОСТ 13755 имеет стандартные размеры:

угол профиля $\alpha=20^\circ;$ коэффициенты высоты головки зуба $h_a*=1,0;$ коэффициент радиального зазора c*=0,25.

Модуль зацепления m регламентируется стандартом. Высота головки зуба h_a и высота ножки зуба h_f стандартной рейки (ИПК) равны, т.е. h_a = h_f = h_a *m.

К высоте h_a добавляется величина, равная $c^*m=c$. Это необходимо для того, чтобы получить соответствующую глубину впадины нарезаемого колеса.

При нарезании стандартного зацепления делительная прямая должна без скольжения перекатываться по делительной окружности нарезаемого колеса, в этом случае толщина зуба и ширина впадины нарезаемого колеса так же, как и у рейки, равны между собой.

Значит, размеры инструментальной рейки, обеспечивающие беззазорное зацепление, стандартизированы. На рисунке 1.5 показан производящий контур инструментальной рейки. Прямая, для которой толщина зуба s равна ширине впадины e, называется делительной прямой, т.е.

$$s = e = p/2 = \pi m/2$$

где p — делительный шаг окружности; p= π m, причем, шаг p=s+e; m — модуль зацепления в мм.

Модуль зацепления представляет собой длину делительной окружности (диаметр d), приходящуюся на один зуб колеса; численно модуль равен отношению диаметра делительной окружности к числу зубьев z, т.е.

$$m = d/z$$

Часть инструментальной рейки, ограниченная на рисунке 1.5 штриховой линией на высоте головки ha, называется исходным контуром рейки. Эвольвентную часть зуба нарезаемого колеса нарезает только исходный контур.

Итак, нарезание зубчатых колес по методу обкатки производится перекатыванием рабочего инструмента (рейки) по центроиде заготовки нарезаемого колеса. Если зубья рейки пересечь прямыми, параллельными делительной прямой, то все расстояния ab, a'b', a"b", ... будут равны шагу зацепления, т.е.

$$ab = a'b' = a''b'' = p = \pi m.$$

Одна из этих прямых и может быть выбрана за начальную прямую зуборезного инструмента рейки, которая в процессе обкатки катится без скольжения по делительной окружности колеса. При этом ширина впадины и толщина зуба будут различны в зависимости от того, какая прямая ab, a'b', a''b'', выбрана за начальную прямую. Выбор начальной прямой показан на рисунке 1.6.

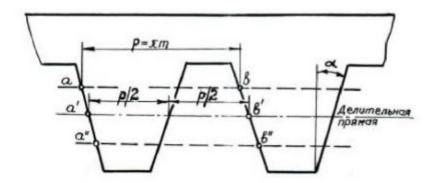


Рисунок 1.6 – Выбор начальной прямой рейки при нарезании зубьев зубчатого колеса

Очевидно, что ширина впадины и толщина зуба будут равны в том случае, когда за начальную прямую выбрана делительная прямая, делящая высоту зуба пополам. В этом случае зубья колеса будут нарезаны без смещения инструмента (нулевая установка инструмента).

Величина абсолютного смещения производящей рейки, нарезающей колесо, называется смещением, которое равно xm,

где х – коэффициент смещения исходного контура;

m – модуль нарезаемого колеса.

На станке инструмент при нарезании колес можно расположить по–разному относительно нарезаемого колеса. Поэтому в станочном зацеплении делительная прямая ИПК может располагаться различным образом по отношению к делительной окружности колеса. Установка инструмента по отношению к заготовке показана на рисунке 1.7.

Делительная прямая ИПК касается делительной окружности зубчатого колеса, т.е. смещение нулевое, mx=0, x=0.

Такая установка инструмента относительно заготовки называется нулевой, а колеса носят название нулевых колес.

Если смещение рейки направлено в сторону оси нарезаемого колеса, т.е. делительная прямая ИПК пересекает делительную окружность заготовки колеса, это колесо называется отрицательным колесом, а установка инструмента относительно заготовки — отрицательной установкой. При этом смещение отрицательное, т.е.

Если смещение производится в сторону от оси нарезаемого колеса, т.е. делительная прямая ИПК отодвинута от делительной окружности колеса (не пересекает делительную окружность),то колесо называется положительным, а установка инструмента — положительной установкой. При этом смещение положительное, т.е.

При положительном смещении возможность подрезания зуба колеса уменьшается, при этом зуб получает большие размеры, измеряемые по начальной окружности. Окружность, по которой при обработке колеса перекатывается соответствующая выбранная прямая рейки, носит название делительной окружности колеса.

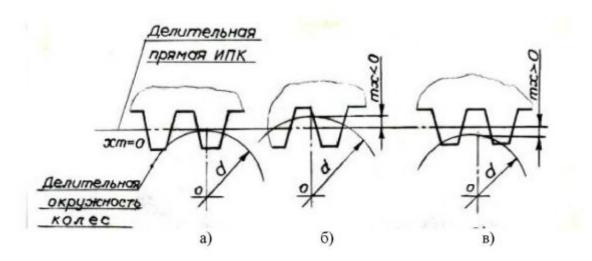


Рисунок 1.7 — Установка инструмента относительно зубчатого колеса:

- а) без смещения инструмента;
- б) с отрицательным смещением;
- в) с положительным смещением.

При нарезании колес возможны два дефекта — подрез и заострения. При подрезе инструментом срезается часть эвольвентной поверхности у ножки зуба нарезаемого колеса, уменьшается толщина у основания зуба.

При больших значениях положительного смещения возможно заострение вершины зуба.

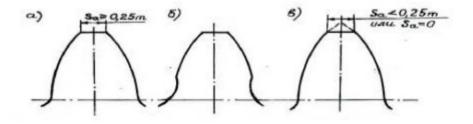


Рисунок 1.8 - Формы зуба: а) зуб нормальной формы;

- б) зуб с подрезом;
- в) зуб с заострением.

Чтобы получить зуб без подреза и без заострения коэффициент смещения исходного контура должен удовлетворять значениям

$$x_{\min} \le x \le x_{\max},$$

$$x_{\min} = h_a^* \frac{Z_{\min} - Z}{Z_{\min}},$$

где x_{min} – минимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия подрезания;

$$Z_{\min} = \frac{2h_a^*}{\sin^2 \alpha}$$

 $z_{min} = 17$ – наименьшее число зубьев, которое может быть получено без смещения инструмента при ha*=1, α =20°;

 x_{max} — максимальный коэффициент смещения, определенный из условия отсутствия заострения, т.е.

$$s_a \ge 0.25 m$$

где s_a – толщина зуба по окружности вершин.

Если увеличить коэффициент смещения, то толщина зуба s_a у вершины будет уменьшаться. При некотором коэффициенте смещения, называемом максимальным x_{max} , наступает заострение зуба, т.е.

$$s_a = 0$$
.

Значит, на станке режущий инструмент можно расположить с разным смещением mx относительно заготовки в зависимости от числа зубьев нарезаемого колеса. Зависимость вида смещения инструмента от числа зубьев нарезаемого колеса представлена в виде следующей таблицы:

Число зубьев нарезаемого колеса	Вид смещения инструмента
$z = z_{min} = 17$	$\mathbf{m}\mathbf{x}=0;\mathbf{m}\mathbf{x}>0$
$z < z_{min} = 17$	mx > 0
$z > z_{\min} = 17$	mx = 0; mx > 0; mx < 0

1.3 Лабораторная установка ТММ-42

Процесс изготовления зубчатого колеса позволяет моделировать лабораторная установка типа ТММ–42, показанная на рисунке 1.9, на этой установке диск 1 имитирует заготовку, рейка 2 – исходный производящий контур ИПК режущего инструмента. В процессе движения рейка 2 огибает диск 1, как ИПК заготовку. При перемещении рейки на величину Δy диск 1 поворачивается на угол $\Delta \phi$, причем

$$\Delta y = \frac{d}{2} \cdot \Delta \varphi = \frac{mz}{2} \Delta \varphi,$$

где т - модуль нарезаемого колеса в мм;

число зубьев нарезаемого колеса;

d – диаметр делительной окружности в мм;

Ду – перемещение рейки в мм;

 $\Delta \phi$ — угол поворота диска в радианах.

При последовательном обведении зубьев рейки карандашом можно получить на диске профили зубьев, показанные на рисунке 1.10, которые моделируют в масштабе 1:1 зубья нарезаемого колеса. Рейку 2 можно смещать относительно диска 1 в радиальном направлении для получения соответствующего смещения тх. Положение рейки фиксируется с помощью линейной шкалы. Профили зубьев, полученные при разных смещениях тх, дают возможность оценить влияние смещения на форму зуба.

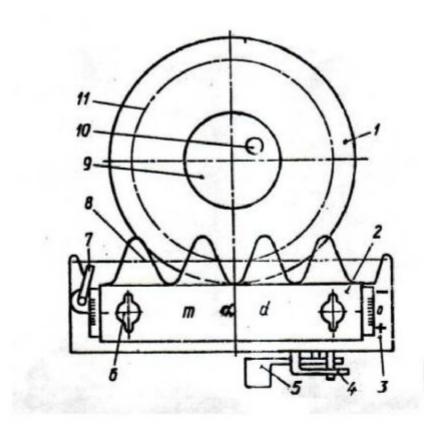


Рисунок 1.9 – Лабораторная установка ТММ-42

При проведении лабораторной работы используются 15 приборов ТММ–42, отличающихся модулем m исходного контура инструмента и числом зубьев Z получаемых на приборах колес.

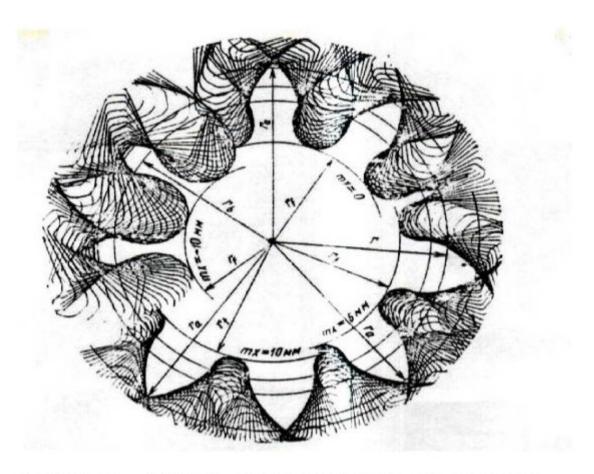


Рисунок 1.10 – Профили зубьев, полученных при различных значениях коэффициента смещения

1.4 Порядок выполнения работы

Номер варианта соответствует номеру прибора ТММ-42, на рейке прибора указаны модуль m, диаметр делительной окружности d нарезаемого колеса, угол

профиля рейки а. Исходные данные также приведены в виде таблицы:

Вариант		Диаметр		-	ИПК		
	Модуль т, мм	делительной окружности d, мм	Число зубьев $Z = d/m$	α	h _a *	c*	
1		117	9				
2 3	13	130	10	20°	٠,	0.25	
3	15	143	11	20	1	0,25	
4		156	12				
5		126	9	20°	1	0,25	
6	14	140	10				
7	14	154	11				
8		168	12				
9		135	9	16			
10	1.5	150	10	200	,	0.25	
11	15	165	11	20°	1	0,25	
12		180	12		6		
13	16	144	9	20°	1	0,25	

14	160	10		
15	176	11		

- ±1.4.1 Выбрать величину смещения:
- а) нулевое смещения $mx_1 = 0$;
- б) положительное смещение $mx_2 = (8...10)$ мм;
- в) отрицательное смещение $mx_3 = -(8...10)$ мм;
- Γ) положительное смещение $mx_4 = mx_{min}$,

_{где}
$$x_{\min} = h_a^* \frac{Z_{\min} - Z}{Z_{\min}},$$

где $z_{min} = 17$; $h_a * = 1$; z - число зубьев наружного колеса.

- 1.4.2 Выбрать бумажный круг-заготовку в соответствии с диаметром Д, указанном на диске 1 установки ТММ-42.
- 1.4.3 Разделить бумажный круг на четыре квадранта и провести делительную окружность, диаметр которой d указан на рейке 2 прибора.
 - 1.4.4 Установить бумажный круг на диск 1 и закрепить крышкой 9.
- 1.4.5 Ослабить винты 6 и установить рейку 2 в нулевое положение $mx_1=0$, при этом риска на рейке должна совпасть с нулевой отметкой на шкале, а делительная прямая рейки коснется делительной окружности.
- 1.4.6 Повернуть рычажок 4 в сторону клавиши 5 и перевести рейку вправо до упора.
 - 1.4.7 Вернуть рычажок 4 в исходное положение.
- 1.4.8 Поворотом рукоятки 7 ослабить натяжение тросика 8 и повернуть диск 1 вручную в положение, удобное для вычерчивания профилей зубьев в одном из квадрантов.
- 1.4.9 Рукоятку 7 вернуть в исходное положение, при этом тросик 8 (делительная прямая рейки) окажется в натянутом состоянии.
- 1.4.10 Нажимая на клавишу 5 и обводя карандашом профили зубьев рейки, получить два-три профиля зубьев колеса, как показано на рисунке 1.10. в соответствующем квадранте записать величину смещения, т.е. $mx_1=0$.
- 1.4.11 Установить рейку с положительным смещением $mx_2=8...10$ мм и вычертить профили зубьев. Для этого необходимо переместить рейку 2, ослабив винты 6, в радиальном направлении от центра диска. Перевести рейку 2 в крайнее правое положение, а диск 1 повернуть вручную на соответствующий угол, чтобы выбрать следующий квадрант, предварительно ослабив тросик 8 поворотом рукоятки 7. В квадранте бумажного круга записать $mx_2=(8...10)$ мм.
- 1.4.12 Установить рейку с отрицательным смещением mx_3 —(8...10) мм и вычертить профили зубьев. Для этого рейку 2, ослабив винты 6, переместить в радиальном направлении к центру диска на величину отрицательного смещения. На соответствующем квадранте записать mx_3 —(8...10) мм.
- 1.4.13 Установить рейку с положительным смещением $mx_4 = mx_{min}$ и вычертить профили зубьев. Для этого необходимо переместить рейку 2, ослабив винты 6, в радиальном направлении от центра диска. В квадранте круга записать $mx_4 = mx_{min} = \dots$ мм.

1.4.14 Выполнить расчет геометрических размеров нарезаемых колес на ЭВМ по программе ТММ1A, составленной в соответствии с алгоритмом расчета, приведенном в виде следующей таблицы:

Параметр	Формула для расчета
Минимальное число зубьев zmin	$z_{min}=2h_a*/sin^2\alpha$, где $\alpha=20$ °; $h_a*=1$
Минимальный коэффициент смещения x _{min} = x ₄	$\mathbf{x}_{\min} = \mathbf{x}_4 = \mathbf{h}_a * (\mathbf{z}_{\min} - \mathbf{z}) / \mathbf{z}_{\min}$, где $\mathbf{z} = \mathbf{d} / \mathbf{m}$
Коэффициент смещения	а) при нулевом смещении x_1 =0; б) при положительном смещении x_2 =(810)/m в) при отрицательном смещении x_3 = -(810)/m г) при положительном смещении, соответствующем x_{min} , x_4 =(z_{min} - z)/ z_{min}
Величины смещения, мм	mx_i , где $x_i(x_1, x_2, x_3, x_4)$
Диаметр делительной окружности d, мм	d=mz
Диаметр основной окружности d _в , мм	$d_{\rm B}=d\cdot\cos\alpha=$ mz·cos α , где $\alpha=20^{\circ}$
Шаг зубчатого колеса по делительной окружности р, мм	$p = \pi m$
Диаметр вершин зубьев при заданных коэффициентах смещения $x_i(x_1, x_2, x_3, x_4 = x_{min}), d_a$, мм	$egin{aligned} d_{ai} = d + 2m(h_a* + x_i) = mz + 2m(h_a* + x_i), \ \text{где } h_a* = 1 \end{aligned}$
Диаметр впадин зубьев по коэффициентам смещения x _i , d _f , мм	$d_{\mathrm{fi}} = d-2m(h_a*+c*-x_i) = mz-2m(h_a*+c*-x_i),$ где $h_a*=1$; $c*=0,25$
Толщина зуба по делительной окружности по коэффициентам смещения x _i , s, мм	$\mathbf{s}_{i} = (\pi/2 + 2\mathbf{x}_{i} \operatorname{tg} \alpha) \mathbf{m}$
Толщина зуба по окружности вершин по условию отсутствия заострения, S_a , мм	$s_a = 0.25 m$

- 1.4.15 Снять бумажный круг-заготовку с полученными профилями.
- 1.4.16 Нанести на бумажный диск окружности: основную, впадин и вершин для различных профилей зубьев, полученных при смещениях рейки, а также значение модуля и число зубьев.
- 1.4.17 Измерить делительную толщину зубьев и сравнить полученные значения с расчетными.
- 1.4.18 Измерить толщину зубьев по окружности вершин и сравнить с Sa=0,25m.
 - 1.4.19 Оценить влияние смещения рейки на форму зуба.
- 1.4.20 Установить вид смещения для нарезания зубчатого колеса с заданным числом зубьев z, используя таблицу, изображенную на странице 11.
- 1.4.21 Установить величину смещения в мм для получения заданного числа зубьев без подреза и без заострения.
 - 1.5 Основные правила техники безопасности
- 1.5.1 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, т.к. возможен обрыв тросика 8 при установке диска 1 в исходное положение при вычерчивании профилей зубьев.

- 1.5.2 Избегать резкого перемещения рейки 2 вправо, т.к. возможен выход из строя прибора ТММ-42.
 - 1.6 Содержание отчета
 - 1.6.1 Цель работы.
 - 1.6.2 Тип и номер лабораторной установки.
 - 1.6.3 Исходные данные (m, z, d, $h_a*c*, mx_1, mx_2, mx_3, mx_4=mx_{min}$).
- 1.6.4 Распечатка расчетов геометрических параметров колес и величин смещений по программе TMM1A.
- 1.6.5 Схема установки режущего инструмента (рейки) относительно зубчатого колеса в зависимости от вида смещения.
- 1.6.6 Схема различных форм зуба (с подрезом, без подреза, с заострением, без заострения).
- 1.6.7 Опытные значения параметров зубьев, полученных при замере их, и сравнение с расчетными данными.
 - 1.6.8 Анализ влияния смещения рейки на форму зуба.
- 1.6.9 Определение оптимального значения величины смещения из условий отсутствия подреза и заострения зубьев.
- 1.6.10 Зависимость вида смещения инструмента от числа зубьев нарезаемого колеса (таблица на странице 12).
 - 1.7 Контрольные вопросы
 - 1.7.1 Как вычисляется величина смещения?
 - 1.7.2 Как вычислить коэффициент смещения?
- 1.7.3 Как расположена делительная прямая рейки относительно делительной окружности колеса при различных видах смещения?
- 1.7.4 Какое смещение называется нулевым, положительным, отрицательным?
- 1.7.5 На какие геометрические параметры зубчатого колеса влияют коэффициенты смещения?
- 1.7.6. Каким ограничениям должен удовлетворять коэффициент смещения, чтобы получить профиль зуба без подреза и без заострения?
 - 1.7.7 Что такое модуль т?
 - 1.7.8 Как вычислить диаметр делительной окружности?
- 1.7.9 Какая прямая называется делительной прямой исходного производящего контура (ИПК)?
 - 1.7.10 Как вычислить шаг зубчатого колеса по делительной окружности?
- 1.7.11 Как измениться делительная толщина зуба и толщина зуба по окружности вершин при увеличении коэффициента смещения?
- 1.7.12 Какой должна быть толщина зуба по окружности вершин у зуба без заострения?

2 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №2 СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

- 2.1 Цель работы вычерчивание профилей дисковых кулачков с качающимся и поступательно движущимся толкателем по заданному движению толкателя:
 - а) $\gamma = \gamma(\phi)$ для кулачкового механизма с качающимся толкателем (коромыслом);
- б) $S=S(\phi)$ для кулачкового механизма с поступательно движущимся толкателем.

2.2 Теоретические сведения

Простейший кулачковый механизм представляет собой трехзвенный механизм с одной высшей и двумя низшими кинематическими парами. Ведущее звено кулачок имеет сложную криволинейную форму. Ведомое звено толкатель или коромысло обычно имеет форму стержня, опирающегося на кулачок. Неподвижным звеном является стойка.

Основное достоинство кулачковых механизмов заключается в том, что они позволяют легко получить требуемый закон движения толкателя за счет соответствующего подбора профиля кулачка.

Для уменьшения трения между элементами высшей пары в кулачковых механизмах часто вводят дополнительное звено – ролик, свободно вращающийся на оси, закрепленной на толкателе.

Весь цикл работы механизма происходит за один оборот кулачка. На диаграмме перемещения ведомого звена (толкателя, или коромысла), показанной на рисунке 2.1, различают участки, соответствующие удалению толкателя, фазе дальнего стояния толкателя, фазе возвращения и фазе ближнего стояния толкателя. Углы поворота кулачка, соответствующие каждой фазе перемещения толкателя, называются фазовыми и обозначаются ϕ_y — фазовый угол удаления, $\phi_{\text{д.с.}}$ — угол дальнего стояния, $\phi_{\text{в.с.}}$ — ближнего стояния.

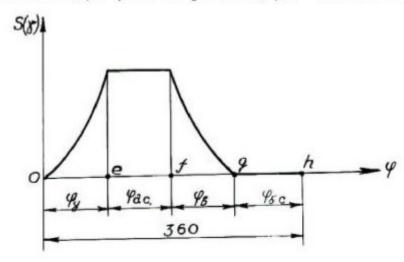


Рисунок 2.1 — График зависимости перемещения ведомого звена от угла поворота ведущего звена

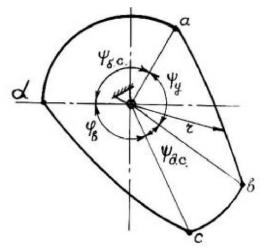


Рисунок 2.2 – Профиль кулачка с указанием профильных углов

На профиле кулачка различают точки a,b,c,d и профильные углы Ψ_y , $\Psi_{д.c.}$, Ψ_B , $\Psi_{6.c.}$ между соответствующими радиусами–векторами, проведенными в эти точки. На участке ab радиус–вектор непрерывно увеличивается (фаза удаления толкателя); на участке bc – постоянный (фаза дальнего стояния); на участке cd – уменьшается (фаза возвращения толкателя); на участке da радиус–вектор постоянный (фаза ближнего стояния толкателя). Профиль кулачка с указанием профильных углов показан на рисунке 2.2.

Наиболее часто задача синтеза кулачкового механизма состоит в построении профиля кулачка по заданным законам движения кулачка и толкателя (коромысла). При этом считаются известными:

- а) закон движения кулачка; для вращающегося кулачка угловая скорость постоянная, т.е., ω =const и угол поворота кулачка равен ϕ = ω t, где t время работы кулачкового механизма;
 - б) закон движения толкателя $S=S(\phi)$ или закон движения коромысла $\gamma=\gamma(\phi)$;
 - в) некоторые линейные размеры, позволяющие решить задачу.

Вычертить профиль кулачка можно двумя способами:

- 1) По углам поворота кулачка ϕ_i и соответствующим им перемещениям толкателя S_i или коромысла γ_i . Этот способ используется в данной лабораторной работе.
- 2) По рассчитанным углам профиля кулачка Ψ_i и соответствующим им радиусам—векторам профиля кулачка r_i . Этот способ используется при курсовом проектировании с использованием ЭВМ (Программа САМ).

2.3 Лабораторная установка ТММ-21

Прибор ТММ–21 предназначен для вычерчивания профилей дисковых кулачков с качающимися и поступательно движущимися толкателями по заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла).

Прибор ТММ–21, представленный на рисунке 2.3, состоит из диска 1, на который закрепляется бумажный круг диаметром 200 мм (заготовка для кулачка) с помощью съемного прижима. Угол поворота диска 1 с бумажным кругом для вычерчивания профиля кулачка изменяется от 0° до 360°. Вращение диска вокруг

оси O_1 осуществляется вручную с помощью рукоятки 13, отсчет угла поворота ϕ_i осуществляется по индексу 16. ведомое звено (толкатель или коромысло) представлено в виде направляющей 3, которая установлена на оси $9(O_2)$ корпуса 6. В пазу ведомого звена 3 свободно установлено циркульное устройство 14, которое может быть закреплено гайкой 15, на ведомом звене 3 имеются две шкалы, по которым устанавливается угол поворота коромысла γ_i или величина перемещения толкателя S_i . Расстояние между осью вращения диска (кулачка) и осью вращения коромысла, т.е. межцентровые расстояния $A=O_1O_2=50...120$ мм. Длина коромысла $L=NO_2=35...\pm120$ мм. Угол поворота коромысла $\gamma=0^\circ...\pm59^\circ$ Радиус ролика 10 мм. Расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства (ход толкателя) $S=O_1N=0...90$ мм. Эксцентриситет – расстояние от оси диска (кулачка) до осевой линии циркульного устройства с роликом $e=0...\pm45$ мм.

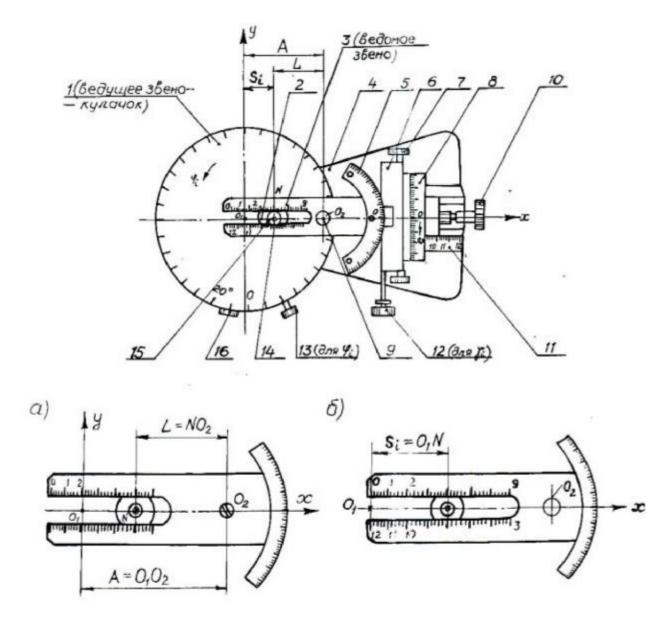
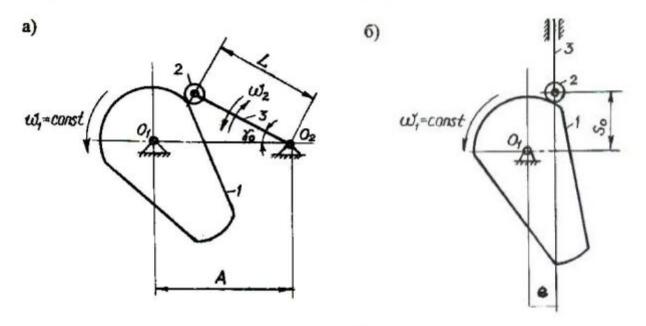


Рисунок 2.3 – Прибор ТММ-21

2.4 Исходные данные

На рисунке 2.4 представлены кулачковые механизмы:

а) кулачковый механизм с коромыслом; б) кулачковый механизм с толкателем.



- γ₀ начальный угол возвышения коромысла;
- S_0 начальное возвышение толкателя; е — эксцентриситет.

- L длина коромысла;
- А межцентровое расстояние.

Рисунок 2.4 – Кулачковый механизм

Исходные данные приведены в таблице. Причем,

- γ наибольшее угловое перемещение коромысла;
- S наибольшее линейное перемещение толкателя.

	Основные параметры механизма							
Ропионт	Me	ханизм с	коромысл	том	Вариант	Механизм с толкателем		
Вариант	А, мм	L, мм	γ₀, грд	ү, грд		е, мм	S ₀ , мм	Ѕ, мм
1	90	60	23	35	6	25	20	35
2	75	60	25	30	7	15	30	50
3	95	55	20	35	8	15	30	50
4	85	50	15	40	9	10	30	40
5	80	45	20	35	10	20	40	45

	Циклограмма работы механизма								
Вари-	ϕ_{y}	Фд.с.	$\phi_{\scriptscriptstyle \mathrm{B}}$	Фб.с.	Вари-	ϕ_{y}	Фд.с.	$\phi_{\scriptscriptstyle \mathrm{B}}$	Фб.с.
ант	•				ант	Градусы			
1	100	60	100	100	6	120	30	120	90
2	120	30	120	90	7	120	40	120	80
3	100	20	100	140	8	100	40	100	120
4	120	40	120	80	9	110	50	110	90
5	100	80	100	80	10	130	20	130	80

Закон перемещения коромысла на фазе удаления						
Вари- ант	Диаграмма аналога ускорения $a = f\left(\phi\right)$	Закон перемещения коромысла				
1	$Q,5\psi_{y}$ ψ_{y}	$\gamma_i = \gamma_0 + \gamma \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0.16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$				
2	0,544	$\gamma_i = \gamma_0 + \frac{\gamma}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$				
3	Q.59y . qy	$\gamma_{i} = \gamma_{0} + \gamma \left[3 \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}} \right)^{2} - 2 \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}} \right)^{3} \right]$				
4	ο	$\gamma_{i} = \gamma_{0} + 2\gamma \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{2} \text{при } 0 \leq \varphi_{i} \leq \frac{\varphi_{y}}{2}$ $\gamma_{i} = \gamma_{0} + \gamma - 2\gamma \left(\frac{\varphi_{y} - \varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{2}$ $\text{при } \varphi_{y}/2 \leq \varphi_{i} \leq \varphi_{y}$				
5	Q,5 \(\varphi_y\)	$\gamma_{i} = \gamma_{0} + 4\gamma \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{3} \text{при } 0 \leq \varphi_{i} \leq \frac{\varphi_{y}}{2}$ $\gamma_{i} = \gamma_{0} + \gamma - 4\gamma \left(\frac{\varphi_{y} - \varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{3}$ $\text{при } \varphi_{y} \neq 0 \leq \varphi_{i} \leq \varphi_{y}$				

Закон перемещения толкателя на фазе удаления						
Вари-	Диаграмма аналога ускорения $a = f(\phi)$	Закон перемещения толкателя				
6	0,5 qy qy	$S_i = S_0 + S \left[\frac{\varphi_i}{\varphi_y} - 0.16 \sin \left(360 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$				
7	Q54y 4y	$S_i = S_0 + \frac{S}{2} \left[1 - \cos \left(180 \frac{\varphi_i}{\varphi_y} \right) \right]$				
8	0,594	$S_{i} = S_{0} + S \left[3 \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}} \right)^{2} - 2 \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}} \right)^{3} \right]$				
9	α λ - φ - 0,5%, γ,	$S_i = S_0 + 2S \left(\frac{\varphi_i}{\varphi_y}\right)^2 \text{при } 0 \le \varphi_i \le \frac{\varphi_y}{2}$ $S_i = S_0 + \gamma - 2S \left(\frac{\varphi_y - \varphi_i}{\varphi_y}\right)^2$ $\text{при } \frac{\varphi_y}{2} \le \varphi_i \le \varphi_y$				
10	Q.5 \(\$\text{\$\qsell \qsell \q	$S_{i} = S_{0} + 4S \left(\frac{\varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{3} \text{при } 0 \leq \varphi_{i} \leq \frac{\varphi_{y}}{2}$ $S_{i} = S_{0} + S - 4S \left(\frac{\varphi_{y} - \varphi_{i}}{\varphi_{y}}\right)^{3}$ $\text{при } \frac{\varphi_{y}}{2} \leq \varphi_{i} \leq \varphi_{y}$				

- 2.5 Порядок выполнения работы
- 2.5.1 Записать исходные данные для заданного варианта:
- а) основные параметры механизма;
- б) циклограмму работы механизма;
- в) закон перемещения ведомого звена и диаграмму аналога ускорения ведомого звена в зависимости от угла поворота кулачка. Перемещения толкателя и коромысла для фазы возвращения считаются симметричными.
- 2.5.2 По заданному закону движения ведомого звена (толкателя или коромысла) рассчитать таблицу значений $S_i = f(\phi_i)$ или $\gamma_i = f_1(\phi_i)$ только для участка удаления ведомого звена через каждые 10° угла поворота кулачка, т.к. перемещения (линейные и угловые) для фазы возвращения ведомого звена считаются симметричными. На фазе дальнего стояния и на фазе ближнего стояния профиль кулачкового механизма очерчивается постоянными радиусамивекторами соответственно.

Расчет выполнить на ЭВМ по программе SOPRKM.

Исходные данные для использования программы SOPRKM записать в следующем виде:

Номер варианта (1...10)

Фазовый угол удаления	ϕ_{y}	(Fy)
Фазовый угол дальнего стояния	Фд.с.	(Fdc)
Начальный угол возвращения коромысла	γ_0	(Y0)
Начальное возвращение толкателя	S_0	(S0)
Угол поворота кулачка	ϕ_{l}	(Fi)
Наибольшее угловое перемещение коромысла	γ	(Y)
Наибольшее линейное перемещение толкателя	S	(S)

- 2.5.3 Закрепить бумажный круг диаметром 200 мм (заготовку для вычерчивания профиля кулачка) на диск 1 с помощью съемного прижима.
- 2.5.4 Установить диск 1 с бумажным кругом в нулевое положение вручную с помощью рукоятки 13, используя индекс 16.
 - 2.5.5 Построить по расчетным данным (см. п.2.5.2) профиль кулачка.

Построение профиля кулачка для коромыслового кулачкового механизма

- 1) Установить в нулевое положение корпус 6 по шкале 8 с помощью рукоятки 7.
- 2) Установить размер А $⊕ _1 O_2$ по шкале 11 ручкой 10.
- 3) Установить размер $L=O_2N$ перестановкой ползуна 2 в направляющих 3 по нижней шкале отсчета. Ползун 2 закрепить в установленном положении гайкой 15.
- 4) Направляющую 3, моделирующую коромысло, повернуть по шкале 5 в любую сторону вокруг центра O_2 на начальный угол возвышения коромысла γ_0 ручкой 12.
- 5) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.
- 6) Обвести циркулем 14 на заготовке кулачка исходное положение ролика коромысла (радиус ролика 10 мм). Провести линию начального радиус—вектора кулачка, соединив центр вращения ролика с центром вращения кулачка (точка O₁).

- 7) Повернуть диск 1 в направлении вращения кулачка на 10^0 по шкале диска.
- 8) Установить по шкале 5 ручкой 12 угол γ_i , соответствующий углу поворота диска $\phi_i = 10^\circ$.
- 9) Обвести циркулем 14 на заготовке диска положение ролика, соответствующее ϕ_i , γ_i .
- 10) Повторить пп.7, 8, 9 для углов φ_i на фазе удаления, т.е. $\varphi_i = 0 \dots \varphi_v$.
- 11) На фазе дальнего стояния $(\phi_{\pi,c.})$ при повороте диска 1 на угол $\phi_{\pi,c.}$ обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ_i , соответствующем $\phi_i = \phi_v$.
- 12) На фазе возвращения (ϕ_B) угловые перемещения коромысла γ_i являются симметричными, поэтому для угла поворота кулачка $\phi_i = \phi_B + 10^\circ$ угол поворота коромысла γ_i взять для угла $\phi_i = \phi_V 10^\circ$ и т.д.
- 13) На фазе ближнего стояния ($\phi_{6,c.}$) обвести циркулем на заготовке диска положение ролика при постоянном γ_i , соответствующем $\phi_i = \phi_v + \phi_{\pi,c.} + \phi_B$.
- 14) Провести теоретический (центровой) профиль кулачка кривую, соединяющую центры, отмеченные иглой циркуля.
- 15) Провести действительный профиль кулачка внутреннюю огибающую к окружности ролика.
- 16) На кулачке указать минимальный радиус кулачка r_0 и фазовые углы кулачка.
- 17) На бумажном диске написать закон перемещения коромысла $\gamma_i = f_1(\phi_i)$ и построить график аналога ускорения коромысла на фазе удаления и на фазе возвращения.

Построение профиля кулачка для механизма с толкателем

- 1) Установить в нулевое положение шкалу 5 ручкой 12.
- 2) Установить величину эксцентриситета по шкале 8 ручкой 7, для этого смещение произвести по шкале 8 вниз как показано на рисунке 2.3.
- 3) Переместить вправо корпус 6 ручкой 10 на отсчет «12» по шкале. При этом отсчет «12» по нижней шкале 3 будет точно находиться над центром 0_1 вращения диска 1, а отсчет «0» по верхней шкале 3 будет совпадать с центром 0_1 вращения диска 1.
- 4) Установить диск 1 в нулевое положение по индексу 16 ручкой 13.
- 5) Установить величину начального возвышения толкателя S_0 . Для этого необходимо переместить ползун 2 на величину $S_0 = 0_1 N$, как это указано на рисунке 2.36, при этом центр вращения кулачка 1 (точка 0_1) совпадает с отсчетом «0» по верхней шкале 3.
- 6) Провести циркулем 14 окружность ролика на бумажном круге, соответствующую начальному положению толкателя. Нанести на бумажном круге линию, соединяющую центр ролика с центром вращения кулачка 0_1 (линию начального радиуса вектора кулачка).
- 7) Повернуть диск 1 в направлении ϕ_i , как это показано на рисунке 2.3, на угол 10° по шкале диска.
- 8) Установить по верхней шкале 3 ползун 2 с циркульным устройством 14 на величину $S_{i,}$ соответствующую установленному углу поворота кулачка ϕ_{i} . Закрепить ползун гайкой 15 в данном положении.

- 9) Нанести циркулем 14 на бумажном круге окружность ролика.
- 10) Повторить п.п. 7.8.9 для углов ϕ_i и соответствующим S_i на фазе удаления $(0 \le \phi_i \le \phi_y)$
- 11) На фазе дальнего стояния поворачивая диск на угол $\phi_{\text{Д.С.}}$ при постоянном S_i , соответствующем $\phi_i = \phi_v$, обвести циркулем окружность ролика.
- 12) На фазе возвращения линейные перемещения толкателя являются симметричными, поэтому для $\phi_i = \phi_y + 10^\circ$ угла поворота кулачка величина перемещения толкателя S_i берется для угла поворота кулачка $\phi_v = \phi_v 10^\circ$ и т.д.
- 13) На фазе ближнего стояния поворачивая кулачок на угол $\phi_{\delta.c.}$ при постоянном Si, соответствующем $\phi_i = \phi_v + \phi_{дc} + \phi_B$, обвести циркулем окружности ролика.
- 14) Провести теоретический профиль кулачка, соединив плавной кривой центры ролика.
- 15) Провести действительный профиль кулачка, соединив плавной кривой внутренний контур окружностей ролика.
- 16) На кулачке показать минимальный радиус теоретического профиля r_0 и фазовые углы кулачка.
- 17) На бумажном диске написать закон перемещения толкателя $S_i = f(\phi_i)$ и построить график аналога ускорения толкателя на фазе удаления и на фазе возвращения.
 - 2.6 Основные правила техники безопасности
- 2.6.1 Выполнять лабораторную работу после ознакомления с устройством работы прибора TMM-21.
 - 2.7 Содержание отчета
 - 2.7.1 Цель работы.
 - 2.7.2 Тип и номер лабораторной установки.
- 2.7.3 Исходные данные (эскиз кулачкового механизма, основные параметры механизма, циклограмма работы механизма, диаграмма аналога ускорения толкателя и закон перемещения ведомого звена).
 - 2.7.4 Таблица значений $S_i = f(\phi_i)$ или $\gamma_i = f_1(\phi_i)$.
- 2.7.5 Диаграмма перемещений ведомого звена за один оборот кулачка с указанием фазовых углов поворота кулачка и максимального хода (линейного или углового перемещения) ведомого звена.
- 2.7.6 Полученный теоретический (центровой) и действительный (рабочий) профиль кулачка с указанием минимального радиуса центрового профиля и фазовых углов кулачка.
 - 2.8 Контрольные вопросы
 - 2.8.1 Какой механизм называется кулачковым?
 - 2.8.2 Какие движения совершают звенья кулачкового механизма?
- 2.8.3 Какие фазы различают при работе кулачкового механизма? Что такое циклограмма?
 - 2.8.4 Что такое теоретический (центровой) профиль кулачка?
 - 2.8.5 Что такое действительный (рабочий) профиль кулачка?
- 2.8.6 Какой профиль кулачка получается при построении на приборе TMM-21?

3 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №3 СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ ПЛОСКИХ ШАРНИРНЫХ МЕХАНИЗМОВ

3.1 Цель работы – составление кинематических схем по моделям механизмов и выполнение структурного анализа.

3.2 Теоретические сведения

Под структурой механизма понимают число звеньев, число и классы кинематических пар. Структурный анализ механизмов проводится для облегчения кинематического, силового и динамического анализа механизма.

Основной принцип образования механизмов был сформулирован русским ученым Л.В. Ассуром. Структурный анализ плоского механизма состоит в расчленении механизма на группы Ассура.

Группа Ассура – это кинематическая цепь с нулевой степенью подвижности относительно тех звеньев, с которыми входят в кинематические пары свободные элементы ее звеньев, и не распадающаяся на более простые цепи, обладающие также нулевой степенью подвижности.

В плоских механизмах с вращательными и поступательными парами имеется пять видов групп Ассура II класса в зависимости от сочетания вращательных и поступательных пар. Группы II класса могут быть только группами второго порядка (двухповодковыми), т.е. число элементов, которыми каждая группа присоединена к ведущему звену и стойке, не может быть меньше двух. На рисунке 3.1 представлены группы второго класса (пять видов).

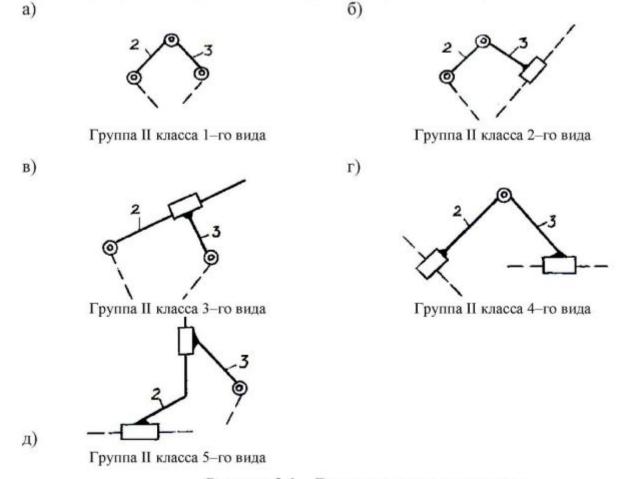


Рисунок 3.1 – Виды групп второго класса

Для групп Ассура II класса имеем: n = 2; $p_5 = 3$, где n -число звеньев группы; $p_5 -$ число пар V класса.

Это простейшее сочетание чисел звеньев и пар в группе, удовлетворяющее условию p₅=3 n /2. Значит, группа, имеющая два звена и три пары V класса, называется группой II класса второго порядка.

Группа Ассура III класса третьего порядка — это группа, имеющая четыре звена и шесть пар V класса, т.е. n = 4; $p_5 = 6$.

Отличительной особенностью групп III класса является наличие базисного звена. Группа Ассура третьего класса показана на рисунке 3.2.

Такое же число звеньев и пар (n = 4; p_5 = 6) содержит группа Ассура IV класса, но ее отличительной особенностью является наличие двух базисных звеньев (2, 4) и четырехстороннего замкнутого подвижного контура (ACED). Группа IV класса показана на рисунке 3.3.

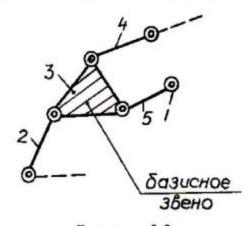


Рисунок 3.2 – Группа III класса третьего порядка

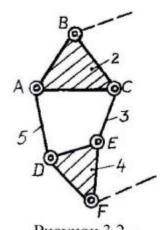


Рисунок 3.2 — Группа IV класса второго порядка

При расчленении механизма на группы Ассура нужно придерживаться следующей последовательности:

 Определить степень подвижности механизма или по числу ведущих звеньев или по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$
 или $W = 3n - 2p_5$

где п - число подвижных звеньев;

р₄ – число пар IV класса;

р₅- число пар V класса

- 2) Отсоединить от механизма группы II класса, наиболее удаленные от ведущего звена. При этом необходимо каждый раз после отсоединения группы проверить обладает ли оставшаяся кинематическая цепь той же степенью подвижности, что и первоначальный механизм, и чтобы не оставалось вообще элементов звеньев, не входящих в кинематические пары.
- 3) Если попытки отсоединить группы II класса не дадут решения, то надо переходить к попыткам отсоединить группы III класса и т.д.
- 4) После выделения всех групп должны остаться стойка и ведущее звено (ведущие звенья), т.е. механизм I класса (механизмы I класса).

Для вычерчивания кинематической схемы механизма по заданной модели

необходимо выявить отдельные звенья: кривошипы, ползуны, шатуны, коромысла.

Условные изображения этих звеньев, входящих в кинематические пары, показаны на рисунке 3.4.

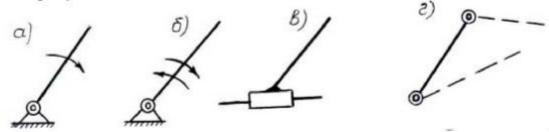


Рисунок 3.4. – Виды звеньев механизма: а) кривошип; б) коромысло; в) ползун; г) шатун.

Если модели механизмов приводятся в движение эксцентриковым устройством, то кинематическую схему механизма можно изобразить как указано на рисунке 3.5.

Если у моделей механизмов имеются звенья, внутри которых, как в направляющих, могут перемещаться ползуны по специальным направляющим, то такие устройства в виде кинематической схемы можно изобразить как указано на рисунке 3.6.

Для расчленения вычерченной схемы на группы Ассура нужно из схемы выделить смежные звенья с кинематическими парами, начиная с наиболее удаленных от ведущих звеньев, таким образом, чтобы каждой паре соединенных между собой звеньев принадлежало бы 3 кинематические пары (это группы Ассура II класса). При выделении групп Ассура II класса кинематическую пару можно использовать только один раз. Выделить группу Ассура II класса должны таким образом, чтобы в оставшейся схеме не было бы одиноких ("болтающихся") звеньев.

При выделении из кинематической схемы звеньев попарно может встретиться случай невозможности разбиения механизма только на группы Ассура II класса (остаются при любых попытках выделения группы одинокие или "болтающиеся" звенья).

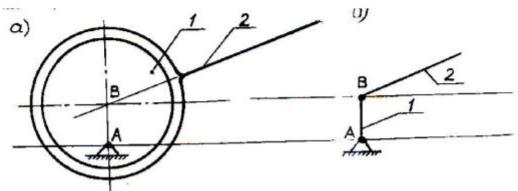


Рисунок 3.5 – Эксцентриковое устройство:

- а) изображение эксцентрикового устройства, более близкое к конструкции;
- б) условное изображение, применяемое на кинематических схемах.

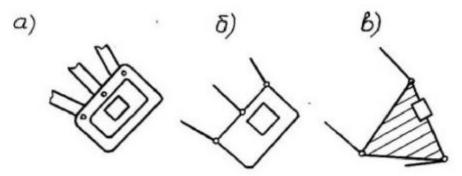


Рисунок 3.6 – Направляющие для ползуна:

- а) изображение ползунного устройства, более близкое к конструкции;
- б), в)условное изображение, применяемое на кинематических схемах.

В этом случае нужно попытаться выделить из схемы группу или группы Ассура Ш класса, характеризующиеся наличием базисного звена. При этом число выделенных звеньев должно быть четыре, а количество кинематических пар равно шести. В состав группы Ассура Ш класса могут входить как вращательные, так и поступательные пары, как показано на рисунке 3.7.

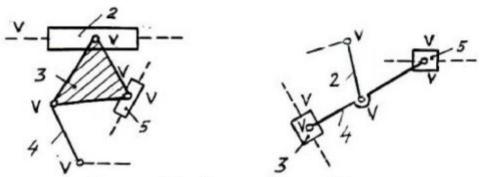


Рисунок 3.7 – Группы Ассура III класса

Пример на определение класса механизма и написания формулы строения механизма.

Рассмотрим кинематическую схему механизма на рисунке 3.8.

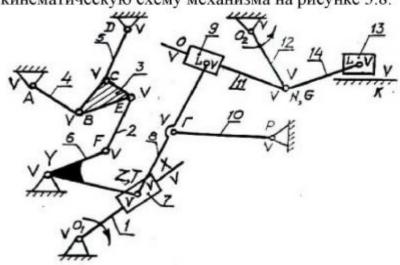


Рисунок 3.8 - Кинематическая схема механизма

Проведем структурный анализ механизма. Пронумеруем все подвижные звенья и классы кинематических пар, как это показано на рисунке 3.8. Подсчитываем степень подвижности механизма по формуле Чебышева:

$$W = 3n - 2p_5$$

где n = 14; $p_5 = 20$, значит, W = 3*14 - 2*20 = 2

Значит, механизм имеет два ведущих звена, которым должны быть заданы два независимых движения. Выбираем за ведущие звенья 1 и 12.

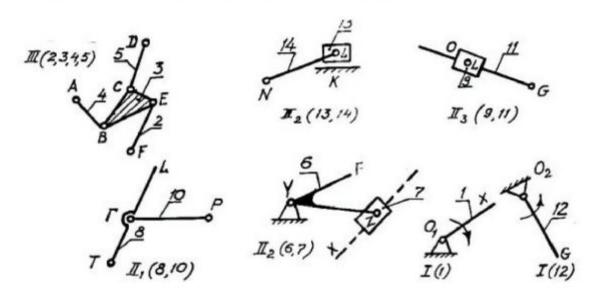


Рисунок 3.9 – Последовательность структурного анализа

Расчленяем схему механизма на группы Ассура. Каждую группу Ассура изображаем отдельно, как показано на рисунке 3.9. Наиболее удаленными от начальных звеньев 1 и 12 являются звенья 2, 3, 4, 5 с кинематическими парами A, B, C, Д, E, F, это группа Ассура Ш класса.

Если бы мы попытались отделить звенья 4 и 3, то после их отделения в оставшейся схеме остается одинокое, "болтающееся" звено 5. А при попытке отделить звенья 3, 5 – остается свободным звено 4, чего не должно быть.

Степень подвижности групп III (2,3,4,5):

$$W_{\rm rp} = 3n - 2p_5 = 3*4 - 2*6 = 0.$$

Далее рассмотрим звенья 13 и 14 с кинематическими парами K, L, N. Они составят группу Ассура II класса второго вида, т.е. II₂ (13, 14). В дальнейшем от кинематической цепи можно отделить группу Ассура II класса 3 вида из звеньев 11 и 9 с кинематическими парами G, L, O.

Далее отделяем звенья 10, 8 с парами Р, Г,Т. Это группа Ассура II класса 1-го вида.

Далее отсоединяем звенья 6, 7 с парами X, Y, Z. Это группа Ассура II класса 2 вида.

Оставшиеся после расчленения механизма звенья 1 и 12 с кинематическими парами O_1 и O_2 являются механизмами I класса.

Запишем формулу строения механизма.

Состав и последовательность присоединения групп Ассура в механизме называется формулой строения механизма, ее вид будет:

$$I(1) \longrightarrow II2 (6,7) \longrightarrow III (2,3,4,5)$$

$$I(12) \longrightarrow II3 (9,11) \longrightarrow II1(8,10)$$

$$II2 (13,14)$$

Обозначения, применяемые в формуле строения механизма, читаются так: I (1) – механизм I класса, включает в себя звено 1; цепь II (6,7) – группа Ассура II класса 2 вида состоит из звеньев 6 и 7; цепь III (2,3,4,5) – является группой Ассура Ш класса, включает в себя звенья 2,3,4,5 и т.д.

Стрелки, стоящие между ними в формуле строения, указывают порядок присоединения групп. Основной принцип образования механизмов заключается в последовательном присоединении к начальным (ведущим) звеньям и стойке групп Ассура, структурная формула которых удовлетворяет условию:

$$W_{rp} = 3n - 2p_5 - p_4 = 0,$$

где $W_{\rm rp}$ – степень подвижности структурной группы Ассура.

- 3.3 Порядок выполнения работы
- 3.3.1 Указать номер и тип модели, обозначенные на самой модели.
- 3.3.2 Указать название модели по техническому паспорту. Описать работу механизма.
 - 3.3.3 Составить кинематическую схему механизма в выбранном масштабе.
- 3.3.4 Пронумеровать подвижные звенья и обозначить прописными буквами кинематические пары и их класс.
 - 3.3.5 Подсчитать степень подвижности механизма по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5 - p_4$$

- 3.3.6 Заменить высшую пару IV класса на низшую пару V класса и изобразить заменяющий (эквивалентный) механизм.
 - 3.3.7 Выявить «лишние» звенья и «лишние» степени свободы.
- 3.3.8 Отбросив «лишние» звенья и «лишние» связи, изобразить кинематическую схему механизма и подсчитать степень ее подвижности по формуле Чебышева

$$W = 3n - 2p_5$$

- 3.3.9 Выбрать ведущее (ведущие) звено и задать направление его движения.
- 3.3.10 Провести структурный анализ механизма. Каждую группу изобразить отдельно с указанием класса и вида. Изобразить механизм (механизмы) І класса и подсчитать степень подвижности групп и механизма І класса.
 - 3.3.11 Записать формулу строения механизма.
 - 3.4 Основные правила техники безопасности

- 3.4.1 Приступить к выполнению работы после изучения модели механизма по техническому паспорту.
- 3.4.2 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, чтобы не вывести из строя модели.
 - 3.5 Содержание отчета
 - 3.5.1 Цель работы.
 - 3.5.2 Тип, номер и наименование модели.
 - 3.5.3 Кинематическая схема механизма в выбранном масштабе.
 - 3.5.4 Определение степени подвижности механизма.
- 3.5.5 Структурный анализ с изображением групп Ассура и ведущего звена со стойкой.
 - 3.5.6 Формула строения механизма.
 - 3.6 Контрольные вопросы
- 3.6.1 Какие кинематические схемы называются группами Ассура (структурными группами)?
 - 3.6.2 Чему равна степень подвижности механизма?
 - 3.6.3 Чему равна степень подвижности групп Ассура?
- 3.6.4 Чему равна степень подвижности механизма I класса (ведущего звена со стойкой)?
- 3.6.5 Какие группы являются группами второго, третьего, четвертого класса?
 - 3.6.6 Какие и сколько видов имеет группа Ассура второго класса?
 - 3.6.7 Последовательность структурного анализа механизма.
 - 3.6.8 Формула строения механизма.
 - 3.6.9 Основной принцип образования механизма.

4 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №4 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПО МОДЕЛЯМ

4.1 Цель работы – определение кинематических характеристик механизмов методом построения планов скоростей и ускорений.

4.2 Теоретические сведения

Задачей кинематического анализа является определение линейных скоростей и ускорений точек звеньев и угловых скоростей и ускорении всех звеньев графо-аналитическим методом, т.е. методом построения планов скоростей и ускорений.

Планы скоростей и ускорений имеют следующие свойства:

- 1) В полюсе плана скоростей (ускорений) линейные скорости (ускорения) равны нулю.
- 2) Лучи, проведенные из полюса плана скоростей (ускорений) до соответствующих точек, обозначают абсолютные линейные скорости (ускорения) аналогичных точек звеньев механизмов в выбранном масштабе.
- 3) Отрезки, соединяющие концы лучей, соответствуют относительным скоростям (ускорениям) соответствующих точек звеньев в принятом масштабе.
- 4) Отрезки прямых, соединяющих точки на схеме механизма, и отрезки прямых, соединяющих концы векторов скоростей (ускорений) этих точек, образуют подобные сходственно расположенные фигуры.
- 5) Направление угловых скоростей (ускорений) определяются направлением возможности поворота звена на схеме механизма вектором относительной скорости (ускорения) плана скоростей (ускорений), приложенным к соответствующей точке звена механизма.
- 6) Концы векторов абсолютных скоростей (ускорений) на планах скоростей (ускорений) обозначаются теми же буквами латинского алфавита (но строчными), что и соответствующие точки на плане механизма. Например, для механизма, изображенного на рисунке 4.1 на плане скоростей вектор ав соответствует звену плана механизма АВ и обозначает относительную скорость точки В относительно точки А звена АВ.

Рассмотрим пример построения планов скоростей и ускорений для механизма, представленного на рисунке 4.1. План механизма построен в масштабе, причем масштабный коэффициент длины равен

$$\mu_l = \frac{l_{AB}}{(AB)},$$

где 1_{AB} – истинная длина звена AB, м;

(АВ) – длина отрезка АВ в мм, взятая из плана механизма;

 μ_{l} – масштабный коэффициент, м .мм $^{-1}$.

Угловая скорость ведущего звена постоянная, т.е. $\omega_1 = \text{const.}$

Последовательность кинематического анализа определяется формулой строения механизма, полученной в результате структурного анализа. Формула строения рассматриваемого механизма

$$I(O, 1) \longrightarrow II_1(2, 3)$$

Кинематический анализ необходимо начинать с ведущего звена со стойкой (механизма I класса), затем переходить к кинематическому анализу групп Ассура второго класса первого вида II_1 (2, 3), состоящей из 2 и 3 звеньев.

Для построения плана скоростей (ускорений) необходимо графически решить векторные уравнения:

1) Рассмотрим механизм первого класса I (O, 1), запишем векторное уравнение для определения скорости точки В звена 1, т.е.

$$\overline{V}_{B1} = \ \overline{V}_A + \ \overline{V}_{B1A},$$

где \overline{V}_A — вектор скорости точки A, скорость точки A равна 0; \overline{V}_{B1A} — вектор относительной скорости точки B1 относительно точки

 $V_{\rm B1A}-\;\;$ вектор относительной скорости точки B1 относительно точки A, причем $V_{\rm B1A}=\omega_1\cdot l_{\rm AB},\;$ направлена по перпендикуляру к (AB) в сторону $\omega_1.\;$ Все это удобно записать так:

 $\overline{V}_{B1} = \overline{V}_A + \underline{\overline{V}_{B1A}} = \overline{V}_{B2},$ $0 \overline{\bot AB}; \omega_1 \cdot I_{AB}$

так как скорость точки B_1 и точки B_2 , входящих во вращательную пару B, равны.

2) Выбираем полюс плана скоростей (точка p_V), решаем векторное уравнение графически. Так как скорость точки A, принадлежащей стойке O, равна нулю, то точка A звена 1 будет находиться в полюсе плана скоростей и будет обозначена буквой (а). Из полюса (p_V) откладываем вектор $(p_Vb_1)=\overline{a}b_1$, изображающий на плане скоростей вектор скорости \overline{V}_{B1A} , он перпендикулярен звену AB и направлен в сторону вращения ω_1 . Выбрав длину отрезка (p_Vb_1) , определяем масштабный коэффициент плана скоростей:

$$\mu_V = \frac{V_{B1A}}{ab_1} = \frac{V_{B1A}}{(p_V b_1)} = \frac{\omega_1 \cdot l_{AB}}{(p_V b_1)}, \text{ M} \cdot \text{c}^{-1} \text{MM}^{-1}.$$

3) Рассмотрим группу Ассура Π_1 (2,3). Определим скорость точки C, принадлежащая звену 2 и звену 3, которые образуют кинематическую вращательную пару C, а поэтому

$$\overline{V}_{C2} \! = \, \overline{V}_{C3}.$$

Запишем два векторных уравнения и решим их графически:

$$\overline{V}_{C2} = \underbrace{\overline{V}_{B2}}_{} + \underbrace{\overline{V}_{C2B2};}_{} \underbrace{1CB; \omega_2 \cdot l_{CB}}_{}$$

$$\overline{V}_{C3} = \underbrace{\overline{V}_{\mathcal{H}}}_{} + \underbrace{\overline{V}_{C3\mathcal{H}}.}_{}$$

$$\underline{C\mathcal{H}; \omega_3 \cdot l_{C\mathcal{H}}}$$

На плане скоростей из конца вектора (ab_2) проводим направление вектора скорости \overline{V}_{C2B2} перпендикулярно звену 2.

Из полюса, где находится точка Д звена 3, так как $\overline{V}_{\text{Д}}$ равна нуля, проводим направление вектора скорости $\overline{V}_{\text{С3Д}}$ перпендикулярно звену СД. Пересечения векторов $\overline{V}_{\text{С2B2}}$ и $\overline{V}_{\text{С3Д}}$ даст на плане скоростей точку $\mathbf{c}_{2,3}$, принадлежащую точке С механизма. План скоростей представлен на рисунке 4.1.

4) Определим величину угловых ускорений звеньев 2 и 3. Из векторных уравнений имеем:

$$\omega_{2} = \frac{V_{O2B2}}{l_{CB}} = \frac{(b_{2}c_{2}) \cdot \mu_{V}}{(CB) \cdot \mu_{l}}, c^{-1};$$

$$\omega_{3} = \frac{V_{C3\mathcal{I}}}{l_{C\mathcal{I}}} = \frac{(dc_{3}) \cdot \mu_{V}}{(C\mathcal{I}) \cdot \mu_{l}}, c^{-1};$$

так как из плана скоростей $V_{C2B2}=(b_2c_2)\cdot\mu_V, V_{C3Д}=(dc_3)\cdot\mu_V;$ а из плана механизма $l_{CB}=(CB)\cdot\mu_I;$ $l_{CZ}=(CZ)\cdot\mu_I.$

5) Определим направление угловых скоростей звеньев 2 и 3. Направление угловых скоростей определяется по направлению векторов относительных скоростей соответствующих точек звена. Например, направление ω_2 определяется направлением вектора (b_2c_2) , вектор (b_2c_2) из плана скоростей условно переносим в точку С звена СВ, если вектор (b_2c_2) поворачивает звено СВ вокруг точки В против часовой стрелки, то и направление угловой скорости ω_2 – против часовой стрелки как это показано на рисунке 4.2.

Рассмотрим построение плана ускорений.

Записываем и решаем векторные уравнения в той же последовательности, что и при построении плана скоростей, т.е.

так как точки В1 и В2 образуют вращательную пару В,

где а_A – ускорение точки A равно нулю, т.к. точка A принадлежит стойке;

аⁿ_{В1Л} – нормальное (центростремительное) ускорение, направленное к «центру», т.е. к точке A, параллельно AB;

 a_{BIA}^{τ} — тангенциальное (касательное) ускорение равно нулю, т.к. по условию задачи ω_1 =const, значит, равно нулю и угловое ускорение ε_1 ведущего звена.

Выбираем полюс плана ускорений (точка p_a). Ускорение точки A равно нулю, значит, точка A будет в полюсе плана ускорений (точка a). Из полюса (p_a) откладываем отрезок $(ab_{1,2})=(p_ab_{1,2})$, изображающий на плане ускорений вектор ускорения \overline{a}^n_{B1A} , он параллелен звену BA и направлен к центру вращения (точке A). Масштабный коэффициент равен $\mu_a=a_B/(p_ab)=a^n_{B1A}/(ab_1)$, м·с⁻²мм⁻¹.

6) Рассмотрим группу Ассура, запишем векторные уравнения:

$$\begin{split} \overline{a}_{C2} = & \overline{a}_{B2} + \underline{\overline{a}^n}_{C2B2} + \underline{\overline{a}^\tau}_{C2B2} = \overline{a}_{C3}, \\ & \|CB; \quad \bot CB; \\ & \omega^2_2 \cdot l_{CB} \quad \epsilon_2 \cdot l_{CB} \\ \overline{a}_{C3} = & \overline{a}_{C3} + \underline{\overline{a}^n}_{C3} + \underline{\overline{a}^\tau}_{C3} + \underline{\overline{a}^\tau}_{C3}, \\ & 0 & \|C\mathcal{J}; \quad \bot C\mathcal{J}; \\ & \omega^2_3 \cdot l_{C\mathcal{J}} \quad \epsilon_3 \cdot l_{C\mathcal{J}} \end{split}$$

Из конца вектора $(ab_{1,2})$ плана ускорений проводим вектор (b_2n_2) , соответствующий в масштабе μ_a вектору нормального ускорения a^n_{C2B2} параллельно звену СВ в направлении к центру вращения (точка В), из конца перпендикулярно $(b_2 n_2)$ вектора (b_2n_2) проводим направление тангенциального ускорения а сава, величина которого пока неизвестна. Из полюса проводим параллельно звену СД в направлении к центру вращения (точка Д) вектор центростремительного ускорения a^{n}_{C3H} , величина которого известна, в конца вектора (an₃) проводим перпендикуляр, масштабе μ_a : затем ИЗ касательному ускорению $a^{\tau}_{C3Л}$. соответствующий Линии соответствующих тангенциальным ускорениям a_{C2B2}^{τ} и a_{C3J}^{τ} пересекутся, на их пересечении будет находится точка с2,3, соответствующая точке С на плане механизма. Соединяем точку $c_{2,3}$ с полюсом (p_a) плана ускорений.

7) Из уравнений ускорений определяем величину угловых ускорений звеньев 2 и 3, т.е. ε_2 и ε_3 ;

$$\varepsilon_2 = \frac{a_{C2B2}^{\tau}}{l_{CB}} = \frac{(n_2 c_2) \mu_a}{l_{CB}};$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_{C3H}^{\tau}}{l_{CH}} = \frac{(n_3 c_3) \mu_a}{l_{CH}}.$$

Определение направлений угловых ускорений ϵ_2 и ϵ_3 показано на рисунке 4.2.

По плану скоростей можно найти скорость любой точки механизма, например, $V_B = (p_V b) \cdot \mu_V$.

Из плана ускорений можно найти величину полного, тангенциального или центростремительного ускорения любой точки механизма, например, $a_C = (p_a c) \cdot \mu_a$.

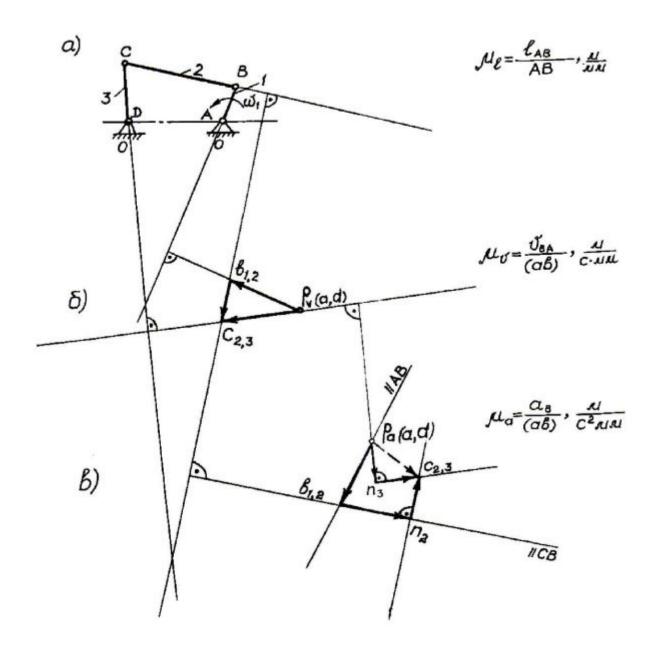


Рисунок 4.1 – План скоростей и ускорений а) кинематическая схема механизма; б) план скоростей; в) план ускорений

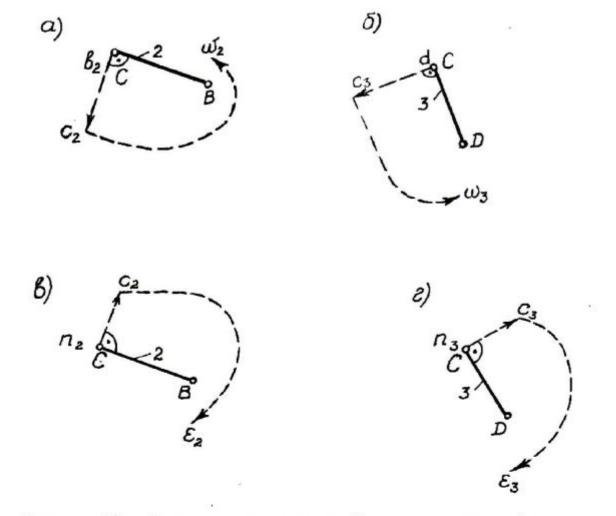


Рисунок 4.2 – Определение направлений угловых скоростей ω и угловых ускорений ε

- 4.3 Порядок выполнения работы
- 4.3.1 Построить кинематическую схему механизма (план механизма в масштабе µ₁) по модели, структурный анализ которого выполнен в лабораторной работе №3. Написать формулу строения механизма.
 - 4.3.2 Построить план скоростей в масштабе µу.
- 4.3.3 Определить по величине из плана скоростей скорости всех точек механизма.
- 4.3.4 Определить величину и направление угловых скоростей звеньев механизма.
 - 4.3.5 Построить план ускорений в масштабе µа.
- 4.3.6 Определить полные ускорения всех точек механизма из плана ускорений.
- 4.3.7 Определить величину и направление угловых ускорений звеньев механизма.

- 4.4 Основные правила техники безопасности
- 4.4.1 Соблюдать осторожность при проведении лабораторной работы, чтобы не вывести из строя модели механизмов.
 - 4.5 Содержание отчета
 - **4.5.1** Цель работы.
 - 4.5.2 Тип, номер и наименование модели.
 - 4.5.3 План механизма в масштабе.
 - 4.5.4 План скоростей и план ускорений, построенные в масштабе.
- 4.5.5 Определение величин скоростей точек механизма по построенному плану скоростей.
- 4.5.6 Определение величин ускорений точек механизма по плану ускорений.
- 4.5.7 Определение величин и направлений угловых скоростей и ускорений звеньев механизма (с указанием направлений на звеньях механизма).
 - 4.6 Контрольные вопросы
 - 4.6.1 Что называется планом скоростей (ускорений)?
- 4.6.2 Чем определяется последовательность кинематического анализа механизма?
- 4.6.3 Какими буквами латинского алфавита принято обозначать точки на плане механизма, на планах скоростей и ускорений?
- 4.6.4 Как вычисляется масштабный коэффициент длины (скорости, ускорения)?
- 4.6.5 Как по планам скоростей и ускорений найти величину скоростей и ускорений точек механизма?
- 4.6.6 Как по плану скоростей (ускорений) найти направление угловых скоростей (угловых ускорений) звеньев механизма?

5 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №5 ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОМЕНТОВ ИНЕРЦИИ ЗВЕНЬЕВ МЕХАНИЗМА МЕТОДОМ ФИЗИЧЕСКОГО МАЯТНИКА

5.1 Цель работы – определение моментов инерции масс звеньев механизма методом физического маятника.

5.2 Теоретические сведения

Моментом инерции J_S звена относительно оси, проходящей через центр масс и перпендикулярной к плоскости движения звена, называется сумма произведений элементарных масс dm на квадраты их расстояний до этой оси, т.е.

$$J_S = \int_{m} dm \cdot \rho^2, \, \kappa \Gamma. \, \mathrm{M}^2,$$

где dm - элементарная масса, кг;

р – расстояние элементарной массы до оси, м

5.3 Лабораторная установка ТММ–25МА

Для определения моментов инерции масс звеньев механизма используется прибор ТММ–25МА. На приборе можно определять моменты инерции звеньев весом до 3000Н. Прибор используется для определения моментов инерции звеньев, центр тяжести которых лежит на оси подвеса, так и для звеньев, центр тяжести которых не лежит на оси подвеса (рычаги, тяги, шатуны и т.д.).

При выполнении работы для определения периода полных колебаний звена используется секундомер.

Прибор представляет собой опорную призму 1, запрессованную во втулку кронштейна 2 и закрепленную в ней штифтом. Призма выполнена из стали У7, закалена. Кронштейн прибора укреплен на вертикальной стене болтами 3. Прибор показан на рисунке 5.1.

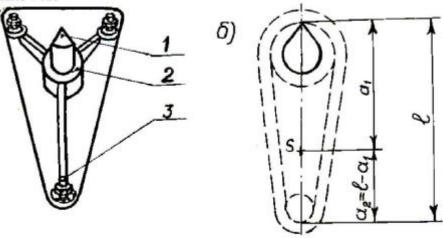


Рисунок 5.1 – Прибор ТММ-25МА

Испытуемые детали имеют проушину для их подвешивания на призме. Моменты инерции деталей определяются методом физического маятника. Физическим маятником называется твердое тело, подвешенное на неподвижной оси, не проходящей через центр массы этого тела. Между периодом Т малых собственных колебаний физического маятника и его моментом инерции J_8

относительно оси, проходящей через центр S массы маятника (т.е. испытуемой детали), существует следующая зависимость:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{J_{s} + ma^{2}}{mga}},$$

где T – период собственных колебаний физического маятника (испытуемого звена), с;

m – масса испытуемой детали, кг;

g – ускорение силы тяжести, $g = 9.81 \text{ м} \cdot \text{c}^{-2}$;

а – расстояние между центром масс звена S и точкой подвеса звена, м;

 J_S — момент инерции массы звена относительно оси, проходящей через центр масс S этой детали, кг·м²;

Из вышеприведенной формулы получаем:

$$J_S = T^2 \frac{mga}{4\pi^2} - ma^2.$$

Схема установки звена на призме прибора показана на рисунке 5.1.

При определении J_s звено должно быть отклонено от положения устойчивого равновесия для сообщения ему свободных колебаний на незначительный угол (не более $5^{\circ}...7^{\circ}$). При таком угле отклонения ($5^{\circ}...7^{\circ}$) ошибка определения периода Т свободных колебаний по приведенной формуле не превышает 0,1%. Если угол отклонения до 20° , то ошибка составляет 1%.

- 5.4 Порядок выполнения работы
- 5.4.1 Записать массу звена в кг. Масса звена определяется взвешиванием и указана на звене в кг.
- 5.4.2 Подвесить звено за один конец на призму прибора ТММ–25МА. Установить звено в положение устойчивого равновесия.
- 5.4 3 Замерить расстояние a₁ в метрах, как это показано на рисунке 5.1, с помощью металлической линейки.
 - 5.4.4 Замерить расстояние 1 в метрах.
- 5.4.5 Отклонить звено в любую сторону на угол не более 5 или 7 градусов, используя шкалу углов прибора ТММ–25МА.
- 5.4.6 Определить периоды $20T_{1i}$ двадцати полных колебаний в секундах с помощью секундомера.
 - 5.4.7 Вычислить период одного колебания T_{li} = $20T_{li}$ /20, с.
 - 5.4.8 Повторить опыт 5 раз.
 - 5.4.9 Вычислить среднее значение периода одного колебания $T_1 = (\sum T_{1i})/5$, с.
- 5.4.10 Подвесить звено за второй конец на призму прибора, установить звено в положение устойчивого равновесия.
 - 5.4.11 Вычислить размер $a_2=1-a_1$ в метрах, как это показано на рисунке 5.1.
 - 5.4.12 Отклонить звено на 5 ... 7 градусов
- 5.4.13 Определить с помощью секундомера периоды полных колебаний звена $20T_{2i}$ в секундах.
 - 5.4.14 Вычислить период одного колебания T_{2i} =20 T_{2i} /20, с.

- 5.4.15 Повторить опыт 5 раз.
- 5.4.16 Вычислить среднее значение периода одного колебания $T_2=(\sum T_{2i})/5$, в секундах.
 - 5.4.17 Снять звено с призмы прибора.
- 5.4.18 Определить значение момента инерции звена, подвешенного за один конец $J_{S1} = T_1^2 \frac{mga_1}{4\pi^2} ma_1^2$, кг·м².
- 5.4.19 Определить значение момента инерции звена, подвешенного за другой конец $J_{S2}=T_2^2\frac{mga_2}{4\pi^2}-ma_2^{-2}$, кг·м².
- 5.4.20 Вычислить окончательное значение момента инерции массы данного звена $J_S = \frac{J_{S1} + J_{S2}}{2}, \ \kappa \Gamma \cdot \text{M}^2.$
 - 5.5 Основные правила техники безопасности
- 5.5.1 Соблюдать осторожность при подвешивании звеньев на призму прибора и при проведении опыта.
 - 5.6 Содержание отчета
 - 5.6.1 Цель работы.
 - 5.6.2 Тип и наименование лабораторной установки.
- 5.6.3 Схема установки звена на призме прибора с указанием размеров (a_1 , a_2 , 1) и положения центра тяжести.
- 5.6.4 Эскиз испытуемого звена с исходными данными для расчета момента инерции:
 - а) масса звена т, кг;
 - б) размеры $a_1, a_2, 1$ в метрах.
 - 5.6.5 Результаты опыта.
 - 5.7 Контрольные вопросы
 - 5.7.1 Что такое момент инерции массы звена?
 - 5.7.2 В каких единицах измеряется момент инерции массы звена?
- 5.7.3 Как определить момент инерции массы звена методом физического маятника?

6 ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА №6 МЕХАНИЗМ УПРАВЛЕНИЯ С КУЛАЧКОВЫМ РАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫМ ВАЛОМ

6.1 Цель работы – изучение работы механизма управления с кулачковым распределительным валом.

6.2 Теоретические сведения

Кулачковый распределительный вал используют в машинах – автоматах для согласованного перемещения исполнительных устройств в зависимости от времени или угла поворота вала. Исполнительное устройство жестко связано с выходным звеном механизма. Программа их движения задается в виде циклограммы.

На рисунках 6.1 и 6.2 приведены линейные циклограммы перемещения трех исполнительных устройств автомата для сверления отверстий в детали. Циклограммы показывают последовательность движения, они изображаются на фазе перемещения в виде наклонной прямой, а на фазе выстоя – горизонтальной прямой.

Механизм сверлильной головки М1 выполняет основную технологическую операцию — сверление отверстия. Механизм М2 осуществляет крепление обрабатываемой детали, а механизм М3 подает новую заготовку и удаляет готовую деталь. Циклограмма характеризует один цикл работы машины-автомата.

Под циклом понимается промежуток времени $T_{\rm II}$, по окончании которого последовательность перемещения исполнительных устройств повторяется. На циклограмме показывают угол поворота ϕ кулачкового вала и время, а также отмечают операции, выполняемые исполнительными устройствами машины-автомата.

Для циклограммы на рисунке 6.1 время цикла T_{μ} равно времени T одного оборота кулачкового вала.

Чтобы обеспечить согласованное перемещение всех выходных звеньев в соответствии с циклограммой, необходимо для каждого кулачка определить угол установки δ относительно кулачка, принимаемого за базовый. Угол установки заключен между радиусами–векторами точек B_1 и B_2 , которые соответствуют началу подъема выходного звена. Применив метод обращения движения, повернем стойку AC_2 на угол ϕ , при этом точка B_2 перейдет в положение B_2^{-1} . Как следует из схемы на рисунке 6.3, угол установки данного кулачка относительно базового кулачка определяется по формуле

$$\delta = \varphi_i + \beta_1 - \beta_2,$$

где

$$\beta_1 = \arccos \frac{L^2 + r_{01}^2 - l^2}{2Lr_{01}};$$

$$\beta_2 = \arccos \frac{L^2 + r_{02}^2 - l^2}{2Lr_{02}}.$$

При равенстве радиусов начальной шайбы кулачков $r_{01} = r_{02}$ угол установки кулачка равен углу поворота кулачка, т.е. $\delta = \varphi$.

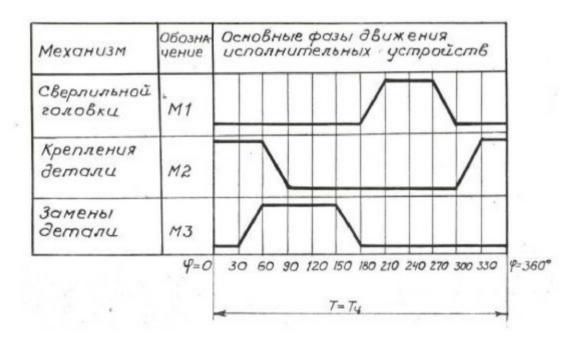


Рисунок 6.1 – Циклограмма машины-автомата

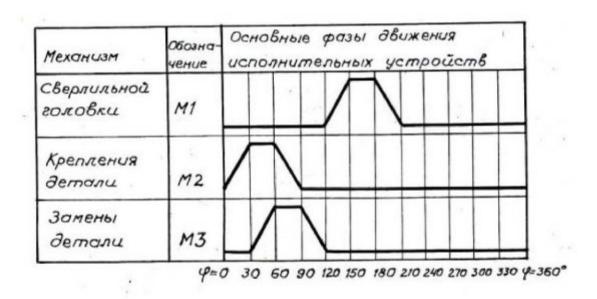


Рисунок 6.2 — Циклограмма машины—автомата с совмещенным временем работы механизмов M1 и M2

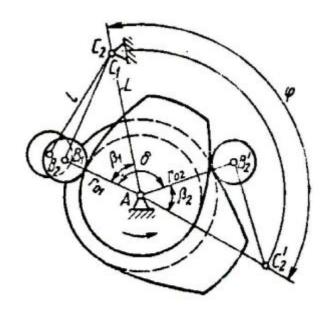


Рисунок 6.3 – Схема определения угла установки кулачка

Согласно циклограмме, показанной на рисунке 6.1, каждый исполнительный орган начинает движение только после остановки предыдущего. Это условие не всегда является обязательным. Если, например, по условиям технологического процесса и в соответствии с конструктивными особенностями машины–автомата механизм крепления детали М2 может начать движение до того, как сверлильная головка примет исходное положение, циклограмма имеет вид, показанный на рисунке 6.2.

Совместив время работы отдельных механизмов, можно уплотнить циклограмму и, как следствие, повысить производительность машины—автомата. Совмещение перемещения механизмов во времени способствует также увеличению фазовых углов движения и снижению инерционных нагрузок.

Циклограммы, изображенные на рисунках 6.1 и 6.2, можно реализовать на модели механизма управления ТММ 116 с кулачковым распределительным валом.

6.3 Лабораторная установка ТММ 116

Лабораторная установка ТММ 116 является моделью механизма управления с кулачковым распределительным валом.

Модель механизма управления ТММ 116 с распределительным валом, показанная на рисунке 6.4, состоит из трех кулачковых механизмов с обеспечивающим коромыслами И C общим распределительным валом, перемещение трех исполнительных распределительном валу установлены три кулачка. Кулачок 1, жестко связанный с валом, является базовым. Кулачки 2, 11 могут поворачиваться относительно вала, а, значит, и относительно базового кулачка 1. Шкала 3, расположенная на распределительном валу, предназначена для определения угловой координаты кулачков 2 и 11. После поворота на угол установки в кулачки 2 и 11 фиксируются на распределительном валу гайкой 4. Все кулачки составные, собраны из трех дисковых кулачков с одинаковым профилем, имеющим участки нижнего и верхнего выстоя, подъема и опускания. Составная конструкция кулачков позволяет изменить фазовые углы нижнего и верхнего выстоя. Для определения фазовых углов используется шкала 10, расположенная на кулачках.

Коромысло 9 каждого кулачкового механизма приводит в движение пишущее устройство 8, которое вычерчивает на бумажной ленте 7 циклограмму. Для подключения лентопротяжного механизма необходимо повернуть рукоятку 6 в положение «ЗАПИСЬ».

Замыкание кулачков и роликов осуществляется рукояткой 5 в положение «ЗАМКНУТ».

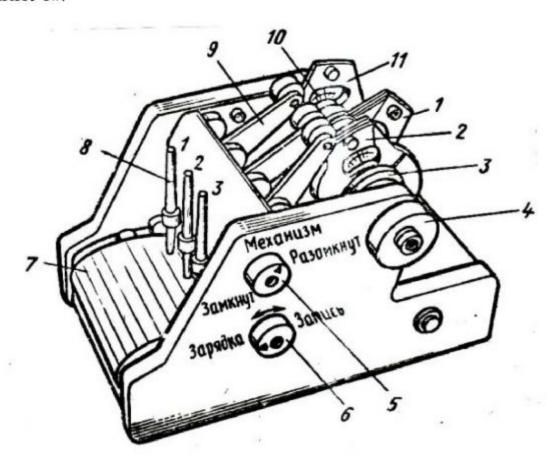


Рисунок 6.4 – Механизм управления ТММ 116 с кулачковым распределительным валом

6.4 Порядок выполнения работы

- 6.4.1 Начертить заданную циклограмму работы машины—автомата по исходным данным (фазовым углам подъема, верхнего выстоя, опускания и нижнего выстоя). На циклограмме обозначить фазовые углы.
- 6.4.2 По вычерченной циклограмме определить углы установки для кулачков 2 и 11 относительно базового кулачка 1, используя формулу для вычисления угла установки данного кулачка (2 или 11) относительно базового (1), т.е.

$$\delta = \varphi_i + \beta_1 - \beta_2,$$

$$\beta_1 = \arccos \frac{L^2 + r_{01}^2 - l^2}{2Lr_{01}};$$
$$\beta_2 = \arccos \frac{L^2 + r_{02}^2 - l^2}{2Lr_{02}}.$$

Принять размеры L=; $l=; r_{01}=; r_{02}=.$

- 6.4.3 Установить кулачки 2 и 11 в соответствующее положение и зафиксировать на распределительном валу гайкой 4 используя шкалу 3. Причем, необходимо использовать составную конструкцию кулачков для изменения (установки) фазовых углов нижнего и верхнего выстоя. Для определения фазовых углов использовать шкалу 10, как это показано на рисунке 6.4.
- 6.4.4 Для подключения лентопротяжного механизма повернуть рукоятку 6 в положение «ЗАПИСЬ».
 - 6.4.5 Осуществить замыкание кулачков и роликов рукояткой 5.
- 6.4.6 Вращением рукоятки распределительного вала, находящейся сбоку модели механизма управления ТММ 116, привести механизм в движение (2 или 3 оборота) и получить на бумажной ленте циклограмму.
 - 6.4.7 Проверить соответствие полученной циклограммы заданной.
 - 6.5 Основные правила техники безопасности
- 6.5.1 Изучить устройство лабораторной установки ТММ116 перед выполнением работы.
 - 6.6 Содержание отчета
 - 6.6.1 Цель работы.
 - 6.6.2 Наименование и тип лабораторной установки.
- 6.6.3 Исходные данные и заданная циклограмма с указанием фазовых углов.
 - 6.6.4 Вычисление угла установки кулачка 2.
 - 6.6.5 Вычисление угла установки кулачка 11.
 - 6.6.6 Полученная циклограмма с указанием фазовых углов.
 - 6.7 Контрольные вопросы
- 6.7.1 C какой целью в машинах—автоматах используют кулачковый распределительный вал?
 - 6.7.2 Что называется циклограммой механизма?
 - 6.7.3 Что такое фазовые углы?
- 6.7.4 Как определить угол установки рабочего кулачка относительно базового?
- 6.7.5 В чем заключается принцип работы модели механизма управления с кулачковым распределительным валом ТММ 116?

Список литературы

- 1 Горов Э.А. и др. Типовой лабораторный практикум по теории механизмов и машин: Учеб. пособие для студентов втузов / Э.А. Горов, С. А. Гайдай, С.В. Лушников. –М.:Машиностроение, 1990. 160с.: ил.
- 2 Теория механизмов и машин: Учеб. для втузов К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. –М.: Высш. шк. 1997. 496 с.: ил.