

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
СИНТЕЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
Методические указания к курсовому проектированию

Содержание

1. Задачи проектирования	3
2. Назначение, классификация и условия эксплуатации кулачковых механизмов	4
3. Методические указания на подготовку данных при автоматизированных расчетах параметров кулачкового механизма	11
4. Построение графиков закона перемещения толкателя.....	18
5. Определение кинематических характеристик закона движения толкателя графическим методом.....	20
5.1. Графическое дифференцирование и интегрирование функций.....	20
5.2. Указания на построение графиков закона перемещения толкателя.....	24
6. Определение рациональных размеров основных звеньев кулачкового механизма	27
6.1. Минимизация геометрических размеров звеньев кулачкового механизма	27
6.2. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 1 а.....	28
6.3. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 2 а.....	31
6.4. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 2 б.....	33
6.5. Определение основных размеров звеньев в механизмах с цилиндрическими кулачками.....	35
7. Построение профиля кулачка.....	37
7.1. Метод обращения движения.....	37
7.2. Построение профиля плоского кулачка в механизме типа 1 а	37
7.3. Построение профиля плоского кулачка в механизме типа 2 а	39
7.4. Особенности построения профиля плоского кулачка в механизме типа 2 б	42
7.5. Построение профиля цилиндрического кулачка в механизме с роликовым коромысловым толкателем.....	43
7.6. Особенности построения профиля цилиндрического кулачка в механизме с роликовым поступательно перемещающимся толкателем.....	46
8. Определение углов давления в высшей кинематической паре.....	48
9. Составление таблицы координат профиля кулачка	49
Список литературы.....	51

Синтез кулачковых механизмов есть одна из составных тем курсового проектирования по теории механизмов. При ее выполнении студент проводит как графоаналитические исследования, так и автоматизированный расчет с применением ЭВМ по определению рациональных геометрических размеров центрального и конструктивного профилей кулачка.

Вариант индивидуального задания на проектирование студенту определяет ведущий преподаватель. Решение поставленных задач сопровождается краткими пояснениями и аналитическими расчетами в пояснительной записке и необходимыми графическими построениями на чертежном листе формата А1 с соблюдением всех правил оформления чертежей по ЕСКД. Соответствующие расчеты выполняются в международной системе единиц СИ.

1. Задачи проектирования

Последовательность проектирования кулачковых механизмов может быть представлена следующими этапами [1]:

- 1) Выбор типа кулачкового механизма.
- 2) Определение и обоснование закона движения толкателя.
- 3) Определение основных размеров звеньев механизма.
- 4) Графическое построение или аналитический (автоматизированный) расчет координат профиля кулачка.
- 5) Расчет размеров звеньев, составляющих высшую кинематическую пару.

При выборе типа кулачкового механизма на основе решения компоновки механизмов машины - автомата намечают относительные положения осей кулачка и толкателя, что позволяет синтезировать плоскую или пространственную кинематическую схему механизма, выбрать его тип и решить вопрос замыкания в кинематической паре.

Определение и обоснование закона движения толкателя связано с требованиями выполняемого технологического процесса, динамикой механизма и производительностью проектируемой машины.

На этапе определения основных размеров звеньев механизма графическими и аналитическими методами находят начальный радиус центрального профиля кулачка, ролика, размеры толкателя и его положение относительно кулачка. Проектирование профиля кулачка по заданному закону движения осуществляется на этапе графического построения или аналитического расчета координат его профиля.

Определение размеров элементов кулачка и толкателя, входящих в состав высшей кинематической пары, выполняют на основе динамических и прочностных условий работы механизма.

При выполнении темы курсового проектирования по теории механизмов "Синтез кулачкового механизма" студенты частично решают общие задачи проектирования кулачковых механизмов, т. к. при этом считается заданным:

- 1) Тип кулачкового механизма.
- 2) Закон ускорения движения толкателя.
- 3) Максимальное перемещение толкателя.
- 4) Углы поворота кулачка.
- 5) Допускаемый угол давления в высшей кинематической паре.
- 6) Эксцентриситет оси перемещения толкателя.
- 7) Вид замыкания.
- 8) Длина толкателя.

В связи с этим при выполнении синтеза кулачкового механизма необходимо

решить следующие задачи:

- 1) Составить исходные данные для выполнения автоматизированного расчета на ЭВМ параметров кулачка.
- 2) Освоить методику расчета кулачковых механизмов на ЭВМ.
- 3) Построить графики ускорения, скорости и перемещения толкателя.
- 4) Рассчитать масштабные коэффициенты перемещения, скорости, ускорения, углов, времени и указать их на координатных осях соответствующих графиков.
- 5) Графически и аналитически с применением ЭВМ определить начальный радиус центрального профиля кулачка.
- 6) Графическим построением определить профиль кулачка.
- 7) Определить радиус ролика толкателя.
- 8) Построить график углов давления в высшей кинематической паре кулачкового механизма.
- 9) Составить таблицу полярных координат конструктивного или центрального профиля кулачка.
- 10) Составить пояснительную записку по разделу курсовой работы "Синтез кулачковых механизмов", в которой следует отразить аналитические расчеты и пояснения к графическим построениям.

2. Назначение, классификация и условия эксплуатации кулачковых механизмов

В современном машиностроении механизация и автоматизация технологических операций может осуществляться кулачковыми механизмами, которые обладают широкими возможностями при реализации заданных законов движения.

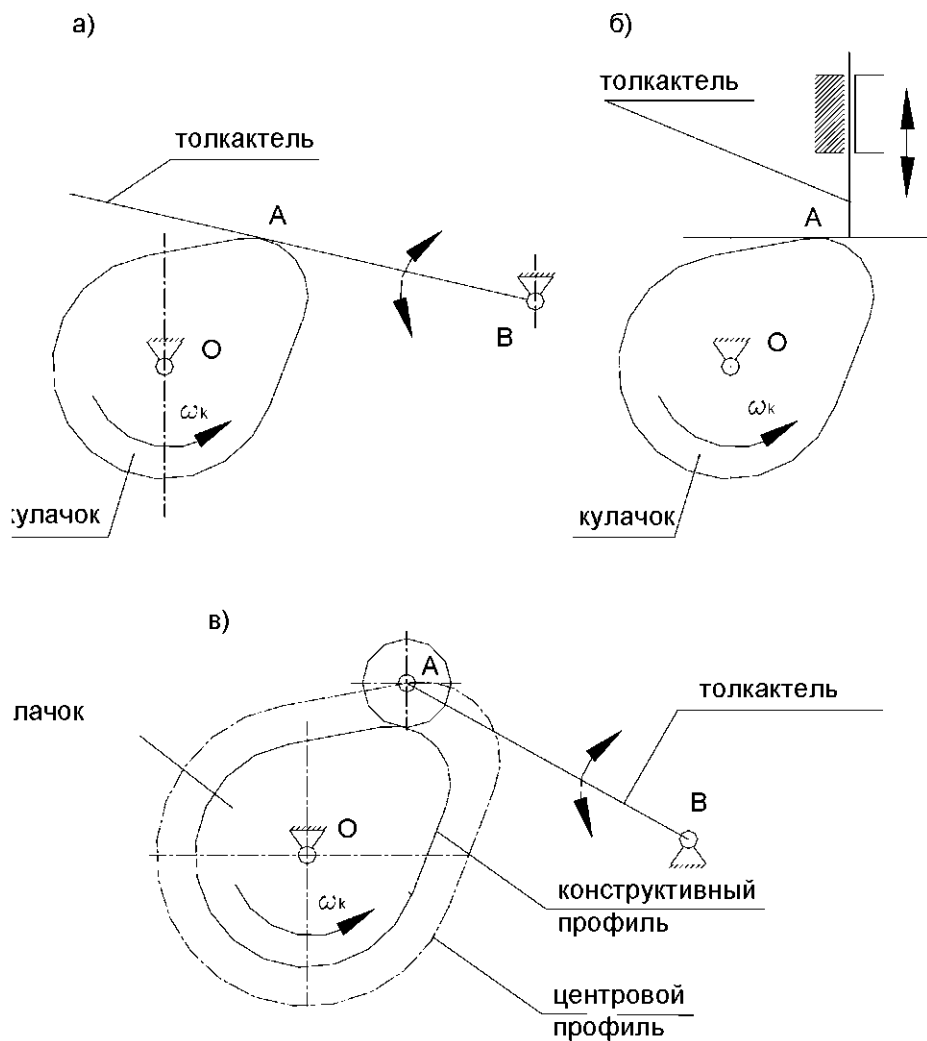


Рис. 2.1

В машинах - автоматах с электрическими, гидравлическими и пневматическими связями кулачковые механизмы выполняют функции управления, включая и выключая его рабочие органы. В системах обратной связи кулачковые механизмы осуществляют функции управления с помощью следящих устройств.

Механизм, в состав которого входит кулачок, называется кулачковым механизмом (рис 2.1). Он предназначен для преобразования равномерного движения кулачка в неравномерное движение толкателя по определенному закону. Кулачок - ведущее звено механизма, снабженное рабочей поверхностью переменной кривизны. Эта рабочая поверхность называется конструктивным профилем кулачка. Толкатель - ведомое звено механизма, совершающее возвратно-колебательное движение. В технике применяются как коромысловые (рис. 2.1,а), так и поступательно перемещающиеся толкатели (рис. 2.1,б).

Для уменьшения сил трения в высшей кинематической паре (А) при работе кулачкового механизма используются толкатели с роликами (рис. 2.1,в). У кулачка в механизме с роликовым толкателем различают центральный и конструктивный профили. Под центральным профилем кулачка понимается траектория перемещения оси вращения ролика в относительном движении. В этом случае конструктивный профиль кулачка является эквидистантой центрального профиля.

На рис. 2.2 представлена диаграмма работы кулачкового механизма и указаны фазовые углы поворота кулачка: $\varphi_{уд}$ - угол удаления, $\varphi_{дс}$ - угол дальнего стояния, $\varphi_{пр}$ -

угол приближения, $\varphi_{\text{бс}}$ - угол ближнего стояния.

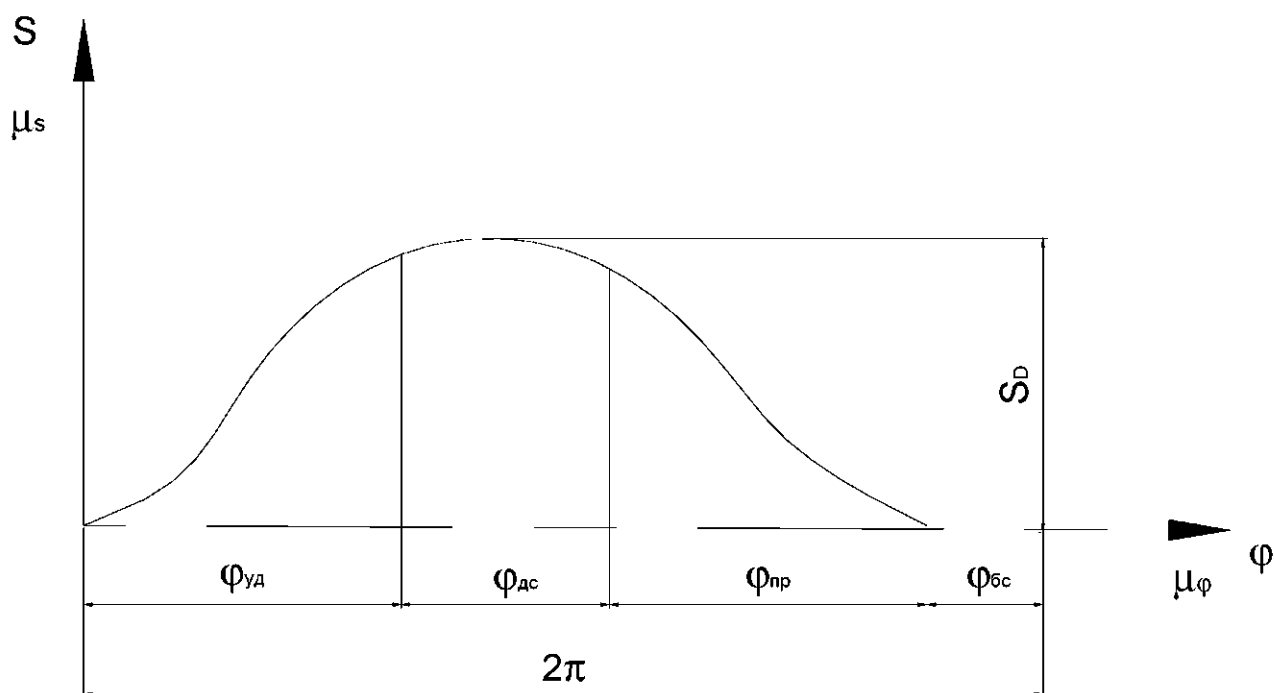


Рис. 2.2

Из-за действия сил инерции при работе кулачкового механизма может происходить разрыв элементов высшей кинематической пары – разрыв контакта между конструктивным профилем кулачка и толкателем. Для обеспечения постоянства контакта с профилем кулачка применяется силовое и геометрическое замыкание.

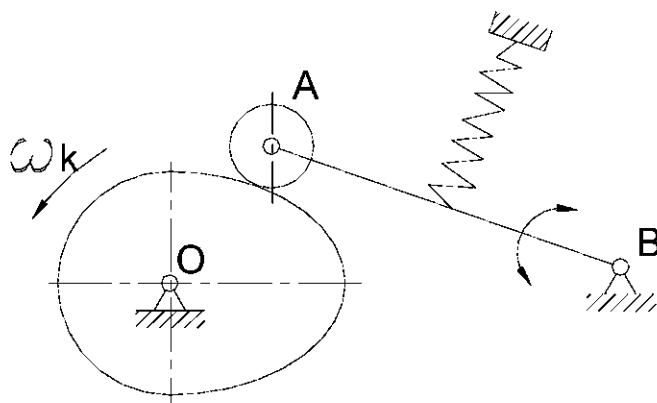


Рис. 2.3

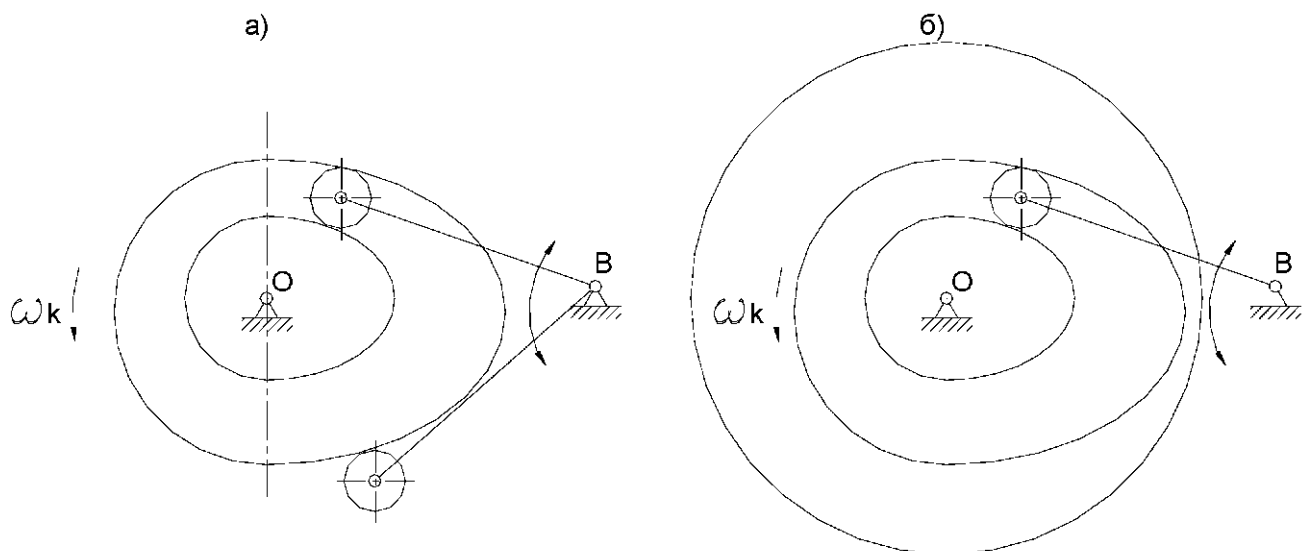


Рис. 2.4

При силовом замыкании (рис. 2.3) постоянство контакта профиля кулачка и ролика с толкателем осуществляется под действием пружины. Постоянство контакта звеньев в кулачковом механизме при геометрическом замыкании обеспечивается введением дополнительной (избыточной) геометрической связи, которая, однако, не накладывает ограничений на относительное движение звеньев. Одним из наиболее распространенных способов геометрического замыкания является применение двухдискового (рис. 2.4,а) и пазового (рис. 2.4,б) кулачков.

В современном машиностроении применяют как плоские, так и пространственные кулачковые механизмы. Если плоскости движения толкателя и кулачка совпадают или параллельны, то используется плоский кулачковый механизм (рис. 2.1). При несовпадении и непараллельности плоскостей движения кулачка и толкателя применяются пространственные кулачковые механизмы, которые уменьшают габариты устройств и упрощают их кинематику. Примером пространственного кулачкового механизма могут служить механизмы с цилиндрическими кулачками на рис. 2.5.

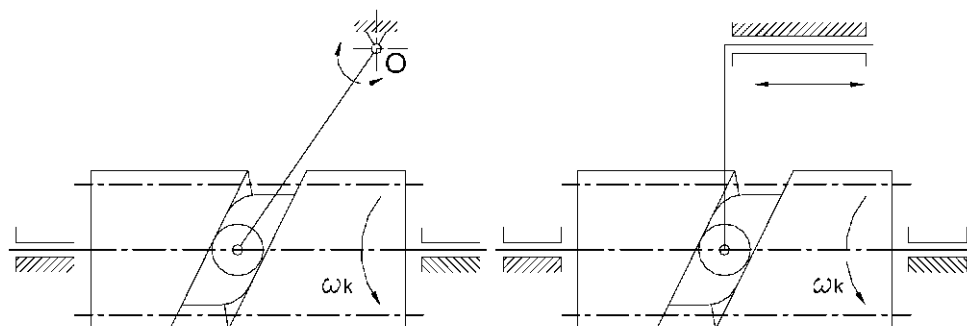


Рис. 2.5

Плоские кулачковые механизмы классифицируют по виду движения кулачка и толкателя, а также по геометрической форме элементов высшей кинематической пары. В таблице 2.1 представлены возможные типы плоских кулачковых

механизмов, применяемых в машиностроении, а на рис. 2.6 - кинематические схемы этих механизмов.

Таблица 2.1

№ п/п	Вид движения звеньев механизма		Типы кулачковых механизмов		
	кулачок	толкатель	толкатель роликовый	толкатель плоский	толкатель остроконечный
1.	Вращательное	Вращательное	1а	1б	1в
2.	Вращательное	Поступательное	2а	2б	2в
3.	Поступательное	Вращательное	3а	3б	3в
4.	Поступательное	Поступательное	4а	4б	4в

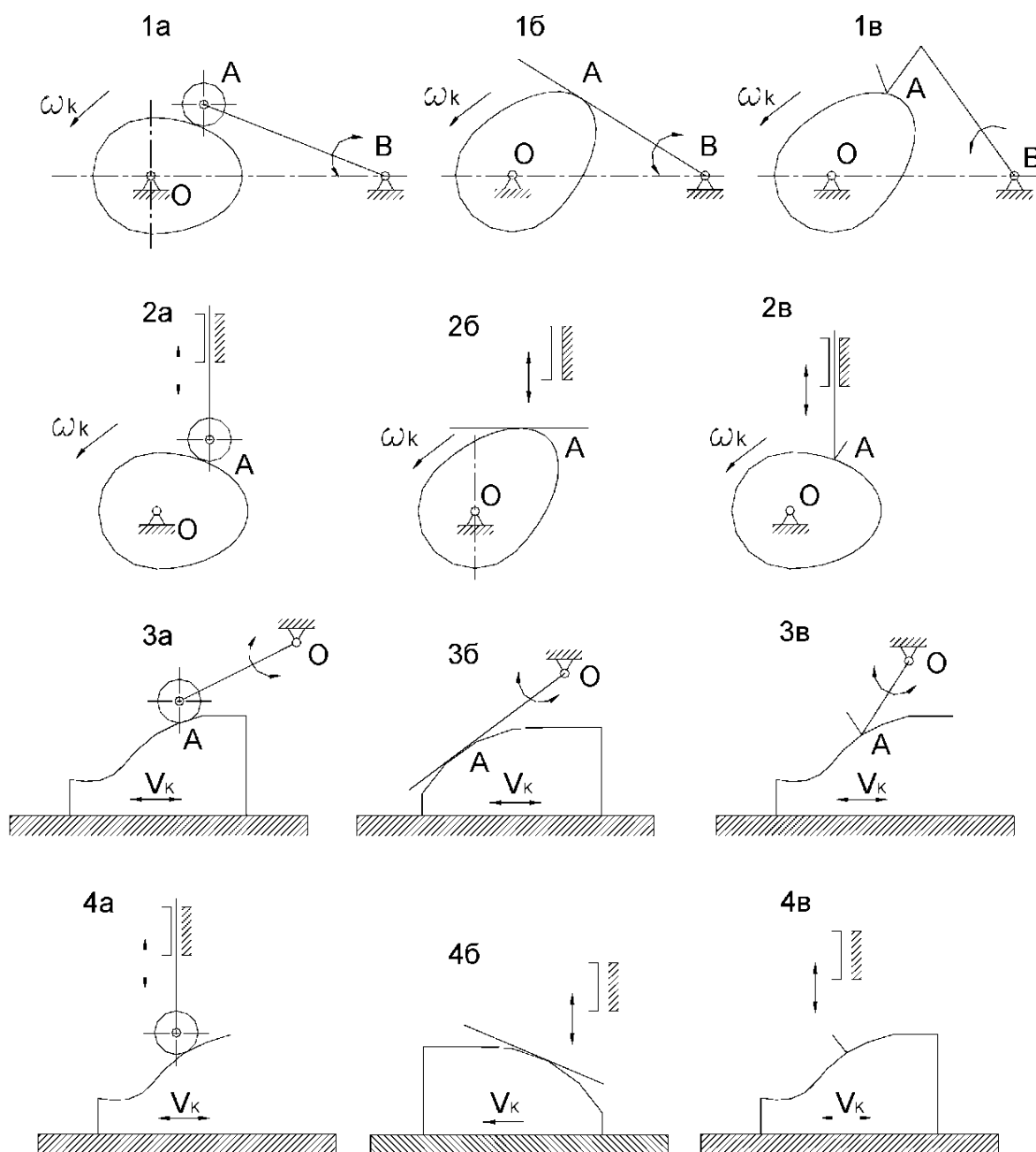


Рис. 2.6

Выбор закона движения толкателя на фазовом угле $\varphi_{уд}$ удаления кулачка, когда обеспечивается движение толкателя в одну сторону, диктуется требованиями выполняемого технологического процесса, динамикой механизма, производительностью машины. При этом учитывается плавность изменения линейных (V) и угловых (ω) скоростей, величины наибольших скоростей V_{max} или ω_{max} и наибольших линейных a_{max} и угловых ε_{max} ускорений. Значение скорости связано с затратами работы на сообщение массам звеньев кулачкового механизма кинематической энергии. Ускорение определяет силы инерции на толкателе. От характера изменения ускорения при работе кулачкового механизма зависит возможность возникновения ударов (жестких или мягких) между элементами высшей кинематической пары. Жесткие удары звеньев, возникающие при мгновенном изменении скорости движения на конечную величину

$$(\Delta V \neq 0, \alpha \rightarrow \infty),$$

недопустимы при работе кулачкового механизма. Мягкие удары звеньев, которые возникают при мгновенном изменении ускорения движения толкателя на конечную величину

$$(\Delta \alpha \neq 0, \Delta V = 0),$$

допустимы только при работе тихоходных механизмов ($\omega_k \leq 20 \text{ с}^{-1}$). Для устранения ударов, даже мягких, необходимо выбирать такой закон движения толкателя, чтобы не было "скачков" - конечных (мгновенных) приращений V и α .

В таблице 2.2 даны примеры законов ускорений движения толкателя, которые широко используются при проектировании кулачковых механизмов.

Следует отметить, что законы ускорения толкателя, приведенные в таблице 2.2, являются симметричными. Однако конкретные требования к работе кулачкового механизма могут в условиях эксплуатации привести к использованию и асимметричных законов ускорения движения толкателя.

Законы ускорения толкателя на угле $\varphi_{уд}$ удаления могут состоять также из двух частей, каждая из которых описывается определенной функцией (комбинированные законы) (рис. 2.7). Однако основным требованием при реализации того или иного закона ускорения толкателя является выполнение равенства положительных и отрицательных площадей, ограниченных графиком ускорения и разбиваемых осью абсцисс на соответствующие части.

Таблица 2.2

№ n/n	Закон изменения ускорения толкателя	Функция закона толкателя	График изменения ускорения толкателя на угле удаления
1	Прямоугольный		
2	Треугольный		
3	Трапецеидальный		
4	Синусоидальный		
5	Косинусоидальный		

На угле $\varphi_{пр}$ приближения закон ускорения толкателя принимают обратным закону ускорения движения толкателя на угле $\varphi_{уд}$ удаления (рис. 2.7).

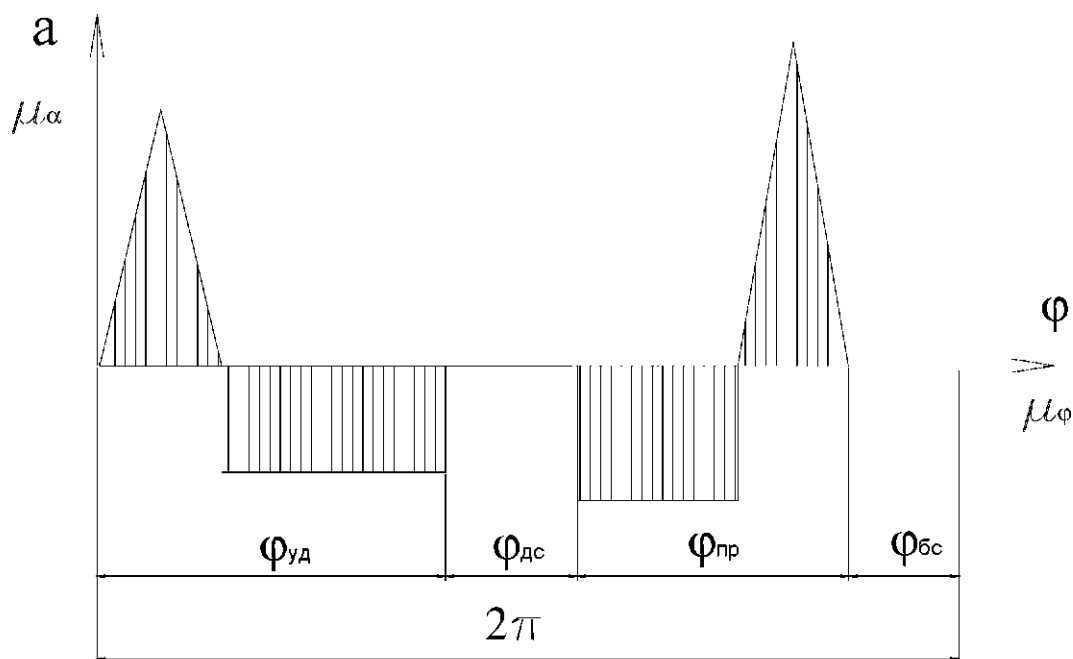


Рис. 2.7

3. Методические указания на подготовку данных при автоматизированных расчетах параметров кулачкового механизма

Основные расчеты при решении типовых задач проектирования кулачковых механизмов выполняют в автоматизированном режиме на персональных компьютерах с использованием модуля, разработанного доцентом кафедры "Теория технологических машин" В. Д. Борисовым [2]. Сначала студенты готовят исходные данные по заданным параметрам механизма, согласовывают их с преподавателем, а затем приступают к расчету. Исходные данные готовят в виде таблиц, образцы которых составлены и имеются на кафедре. При составлении таблиц исходных данных длины звеньев и линейные размеры следует измерять в миллиметрах, углы - в градусах.

Таблица исходных данных для расчета кулачкового механизма определяется типом проектируемого механизма (табл. 3.1 + табл. 3.5).

Таблица 3.1

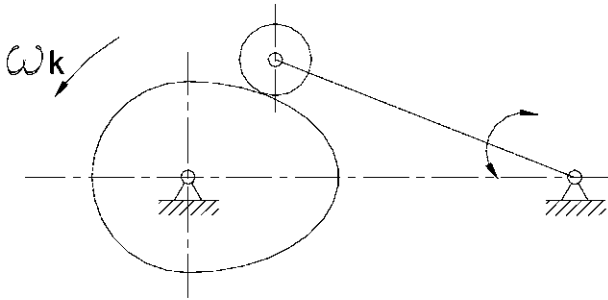
Тип кулачкового механизма			1a		
					
Закон движения					
№ n/n	Параметр		Идентификатор	Единица измерения	Исходные данные
1.	Направление скорости вращения кулачка		OMEGA	1/с	1
2.	Фазовые углы	удаления	FIU	град	
3.		дальнего стояния	FID	град	
4.		приближения	FIP	град	
5.	Максимальный угол поворота коромысла		PSIM	град	
6.	Максимально допустимый угол давления на фазе удаления		TETA MU	град	
7.	Максимально допустимый угол давления на фазе приближения		TETA MP	град	
8.	Длина коромысла-толкателя		L	мм	
9.	Число рассматриваемых положений		N	-----	

Таблица 3.2

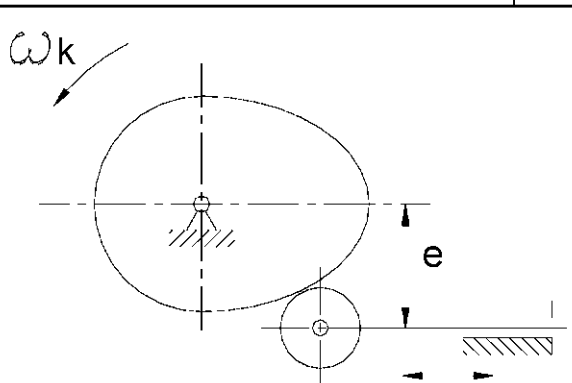
Таблица 8.2		Тип кулачкового механизма		2а	
					
Закон движения					
№ n/n	Параметр		Идентификатор	Единица измерения	Исходные данные
1.	Фазовые углы	удаления	FIU	град	
2.		дальнего стояния	FID	град	
3.		приближения	FIP	град	
4.	Эксцентриситет оси толкателя		E	мм	
5.	Максимальное перемещение толкателя		SM	мм	
6.	Максимально допустимый угол давления на фазе удаления		TETA MU	град	
7.	Максимально допустимый угол давления на фазе приближения		TETA MP	мм	
8.	Число рассматриваемых положений		N	-----	

Таблица 3.3

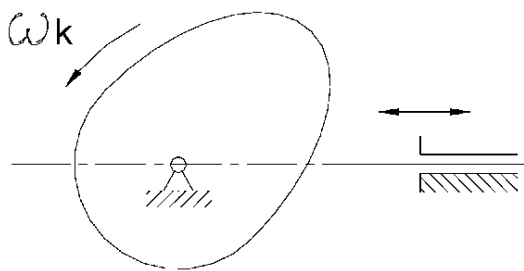
Таблица 3.5		Тип кулачкового механизма		26	
					
Закон движения					
№ n/n	Параметр		Идентификатор	Единица измерения	Исходные данные
1.	Фазовые углы	удаления	FIU	град	
2.		дальнего стояния	FID	град	
3.		приближения	FIP	град	
4.	Максимальное перемещение толкателя		SM	мм	
5.	Минимальный радиус кривизны профиля кулачка		DY	мм	
6.	Число рассматриваемых положений		N	----	

Таблица 3.4

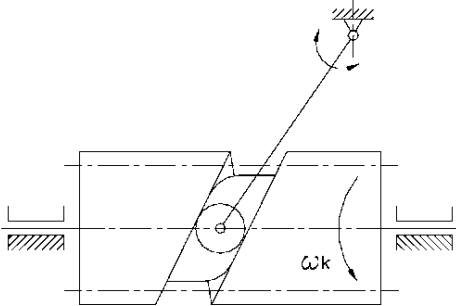
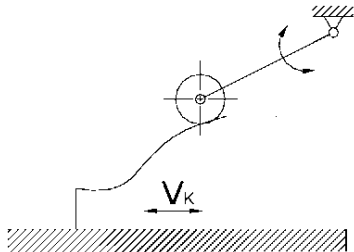
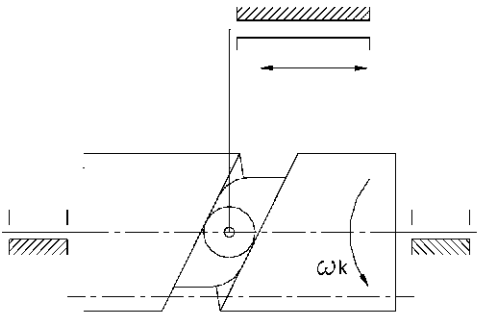
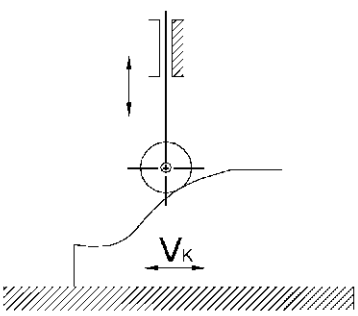
Тип кулачкового механизма			3а		
 					
Закон движения					
№ n/n	Параметр		Идентификатор	Единица измерения	Исходные данные
1.	Фазовые углы	удаления	FIU	град	
2.		дальнего стояния	FID	град	
3.		приближения	FIP	град	
4.	Длина коромысла (толкателя)		L	мм	
5.	Максимальный угол поворота коромысла		PSIM	град	
6.	Максимально допустимый угол давления на фазе удаления		TETA MU	град	
7.	Максимально допустимый угол давления на фазе приближения		TETA MP	град	
8.	Число рассматриваемых положений		N	----	

Таблица 3.5

Тип кулачкового механизма			4а		
					
Закон движения					
№ n/n	Параметр		Идентификатор	Единица измерения	Исходные данные
1.	Фазовые углы	удаления	FIU	град	
2.		дальнего стояния	FID	град	
3.		приближения	FIP	град	
4.	Максимальное перемещение толкателя		PSIM	мм	
5.	Максимально допустимый угол давления на фазе удаления		TETA MU	град	
6.	Максимально допустимый угол давления на фазе приближения		TETA MP	град	
7.	Число рассматриваемых положений		N	----	

При заполнении табл. 3.1 необходимо учитывать направление вращения кулачка (знак угловой скорости ω_k): если кулачок вращается по часовой стрелке, то знак у ω_k "-", если против часовой стрелки, знак у ω_k "+". Модуль ω_k вычисляется по формуле

$$\omega_k = \frac{\pi \cdot n_k}{30}, \quad (3.1)$$

где n_k - частота вращения кулачка, мин⁻¹.

Фазовые углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дс}$ и $\varphi_{пр}$ поворота кулачка можно задавать неявно, например:

$$\varphi_{уд} : \varphi_{дс} : \varphi_{пр} = m : n : k, \quad (3.2)$$

$$\varphi_{уд} + \varphi_{дс} + \varphi_{пр} = \varphi_p, \quad (3.3)$$

$$\varphi_p : \varphi_x = a : b, \quad (3.4)$$

где $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дс}$, $\varphi_{пр}$ - углы поворота кулачка (углы удаления, дальнего стояния, приближения соответственно), град;

φ_p и φ_x - углы поворота кривошипа механизма станка при рабочем ходе (φ_p) и холостом ходе (φ_x) инструмента;

m , n , k , a , b - постоянные параметры, характеризующие условия работы механизмов. Их значения задают в исходных данных.

Учитывая, что

$$\varphi_p + \varphi_x = 360^\circ, \quad (3.5)$$

то с учетом (3.4) можно составить систему уравнений

$$\begin{cases} \varphi_p + \varphi_x = 360^\circ, \\ \varphi_p : \varphi_x = a : b; \end{cases} \quad (3.6)$$

из которой находят соответствующие углы:

$$\varphi_x = \frac{360^\circ}{a/b + 1}, \quad (3.7)$$

$$\varphi_p = 360^\circ - \varphi_x. \quad (3.8)$$

Если воспользоваться соотношением углов в (3.2) и (3.3), то для определения угла $\varphi_{уд}$ можно составить выражение вида

$$\varphi_{уд} = \frac{m}{m+n+k} \cdot \varphi_p, \quad (3.9)$$

а угла - $\varphi_{дс}$

$$\varphi_{дс} = \frac{n}{m+n+k} \cdot \varphi_p, \quad (3.10)$$

Тогда

$$\varphi_{пр} = \varphi_p - \varphi_{уд} - \varphi_{дс}. \quad (3.11)$$

Фазовые углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дс}$, $\varphi_{пр}$, $\varphi_{бс}$ поворота кулачка можно также задаваться в процентном отношении от углов поворота φ_p и φ_x кривошипа резцеперемещающего станка, соотношения которых указываются в описании задания. Используя эти соотношения, находят искомые углы.

В исходных данных допустимый угол давления $[\nu^*]$ задают на фазе удаления. При задании угла давления $[\nu^{**}]$ на фазе $\varphi_{пр}$ приближения следует учитывать вид замыкания в кулачковом механизме. Общепринято, что на фазе $\varphi_{пр}$ приближения допустимый угол давления $[\nu^{**}]$ соответственно равен [1]:

$$\begin{aligned} &\text{при силовом замыкании -} \\ &[\nu^{**}] = (1.3 - 1.5) \cdot [\nu^*], \end{aligned} \quad (3.12)$$

$$\begin{aligned} &\text{при геометрическом замыкании -} \\ &[\nu^*] = [\nu^{**}]. \end{aligned} \quad (3.13)$$

При силовом замыкании механизма в строке исходных данных "Угол давления на фазе приближения" можно проставлять символ "О", который будет характеризовать данный тип замыкания и является условным кодом для расчетной программы.

При задании углов $[\nu^*]$ давления рекомендуется пользоваться табл. 3.6 [1], в которой указаны рациональные допустимые значения этих углов для проектируемых кулачковых механизмов.

Таблица 3.6

№	Вид нагрузки толкателя на угле удаления кулачка	Вид движения роликового толкателя	Допускаемый угол давления $[\nu^*]$, град.
1.	Преодоление значительных усилий	Поступательное движение	10... 20
		Вращательное движение	20... 30
2.	Преодоление малых усилий	Поступательное движение	20... 30
		Вращательное движение	30... 45

При заполнении табл. 3. 3 минимальный радиус кривизны профиля кулачка принять равным (4-6) мм.

В исходных данных задаются различные законы ускорения движения толкателя (табл. 2.2):

Δ - треугольный закон;

k - прямоугольный (постоянный) закон;

t - трапецеидальный закон;

$\sin$ - синусоидальный закон, соответствующий виду

$$\alpha = k \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{\varphi_{уд}} \cdot \varphi\right),$$

где k - амплитуда размаха колебания ускорения, $c^{-2} \cdot m$;

φ - текущий угол поворота кулачка, град.

$\cos$ - косинусоидальный закон, соответствующий виду

$$\alpha = k \cdot \cos\left(\frac{2\pi}{\varphi_{уд}} \cdot \varphi\right).$$

При трапецеидальном законе ускорения движения толкателя рассматривается 10 положений механизма на угле $\varphi_{уд}$ удаления ($N = 11$), а при прочих законах ускорения толкателя - 12 положений механизма ($N=13$).

По окончании расчетов параметров проектируемого кулачка с экрана дисплея необходимо переписать результаты для фазовых углов $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$:

N - номер по порядку;

S - текущее перемещение толкателя, мм;

V_{φ} - аналог скорости, мм;

α_{φ} - аналог ускорения, мм;

ν - угол давления, град;

R_0 - начальный радиус центрального профиля, мм;

R_p - радиус ролика, мм;

α - межосевое расстояние, мм.

4. Построение графиков закона перемещения толкателя

По результатам выполненных расчетов для проектируемого кулачкового механизма необходимо построить графики законов $[\alpha, \varphi]$ - ускорения перемещения толкателя; $[V, \varphi]$ - скорости перемещения толкателя и $[S, \varphi]$ - перемещения толкателя.

Указанные графики строят по значениям $\alpha_\varphi, V_\varphi, S$, которые получены при автоматизированном расчете параметров кулачкового механизма. Это обусловлено тем, что законы изменения величины идентичны законам изменения их аналогов:

$$y(t) \equiv k \cdot Y_\varphi(t), \quad (4.11)$$

где $y(t)$ - функция величины;

$Y_\varphi(t)$ - функция аналога величины;

k - коэффициент пропорциональности, имеющий постоянное значение для данной функции.

Следовательно, при равенстве ординат графиков $[\alpha, \varphi]$ и $[\alpha_\varphi, \varphi]$, $[V, \varphi]$ и $[V_\varphi, \varphi]$, $[S, \varphi]$ и $[S_\varphi, \varphi]$ их величины будут различаться только масштабными коэффициентами μ_α, μ_v и $\mu_{\alpha\varphi}, \mu_{v\varphi}$ соответственно. Причем, $\mu_s = \mu_{s\varphi}$. При построении графиков для рационального использования места на чертежном листе рекомендуется на угле $\varphi_{уд}$ принять максимальные ординаты: ускорения - (40 ÷ 80) мм, скорости - (80 ÷ 120) мм, перемещения - (120 ÷ 150) мм (рис. 4.1). Абсцисса графиков, которая соответствует одному обороту кулачка, должна составлять (300 ... 360) мм. Отрезок $X_{\varphi_{уд}}$, характеризующий угол поворота кулачка на фазе удаления, принимается равным (72 ÷ 192) мм, исходя из условия

$$X_{\varphi_{уд}} = \frac{300}{\varphi_{уд} + \varphi_{пр}} \cdot \varphi_{уд}.$$

Он должен быть разбит на 12 равных интервалов. Длины отрезков, соответствующие углам дальнего стояния $\varphi_{дс}$ и ближнего стояния $\varphi_{бс}$, рекомендуется брать по (15-20) мм и изображать их с разрывом.

Масштабные коэффициенты угла μ_φ и времени μ_t , поворота кулачка, указываемые на оси абсцисс, соответственно будут равны

$$\mu_\varphi = \frac{\varphi_{уд}}{X_{\varphi_{уд}}} = \dots \text{рад} / \text{мм}, \quad (4.2)$$

$$\mu_t = \frac{t_1 \cdot \varphi_{уд}}{2\pi \cdot X_{\varphi_{уд}}} = \dots \text{с} / \text{мм}, \quad (4.3)$$

где t_1 - время одного оборота кулачка, равное

$$t_1 = \frac{60}{n_k}, \quad (4.4)$$

n_k - частота вращения кулачка, мин⁻¹.

Отрезок $X_{\varphi_{пр}}$, соответствующий углу поворота кулачка на фазе приближения $\varphi_{пр}$, определяется по формуле

$$X_{\varphi_{пр}} = \frac{\varphi_{пр}}{\mu_\varphi}. \quad (4.5)$$

Отрезок $X_{\varphi_{\text{ИП}}}$ также разбивается на 12 равных интервалов.

Построив системы координат α, φ ; V, φ ; S, φ , на чертежный лист следует нанести сетку в интервале одного оборота, как показано на рис. 4.1. На вертикальных линиях сетки откладывают ординаты аналогов α, V, S , равные ординатам графиков $[\alpha, \varphi]$, $[V, \varphi]$, $[S, \varphi]$. Сначала определяют коэффициент пропорциональности

$$q = \frac{A_{\text{max}}}{y_{\text{max}}}, \quad (4.6)$$

где A_{max} - максимальное значение соответствующего аналога, мм;

y_{max} - максимальная ордината соответствующего графика, мм.

Рекомендуемые величины ординат этих графиков указаны выше.

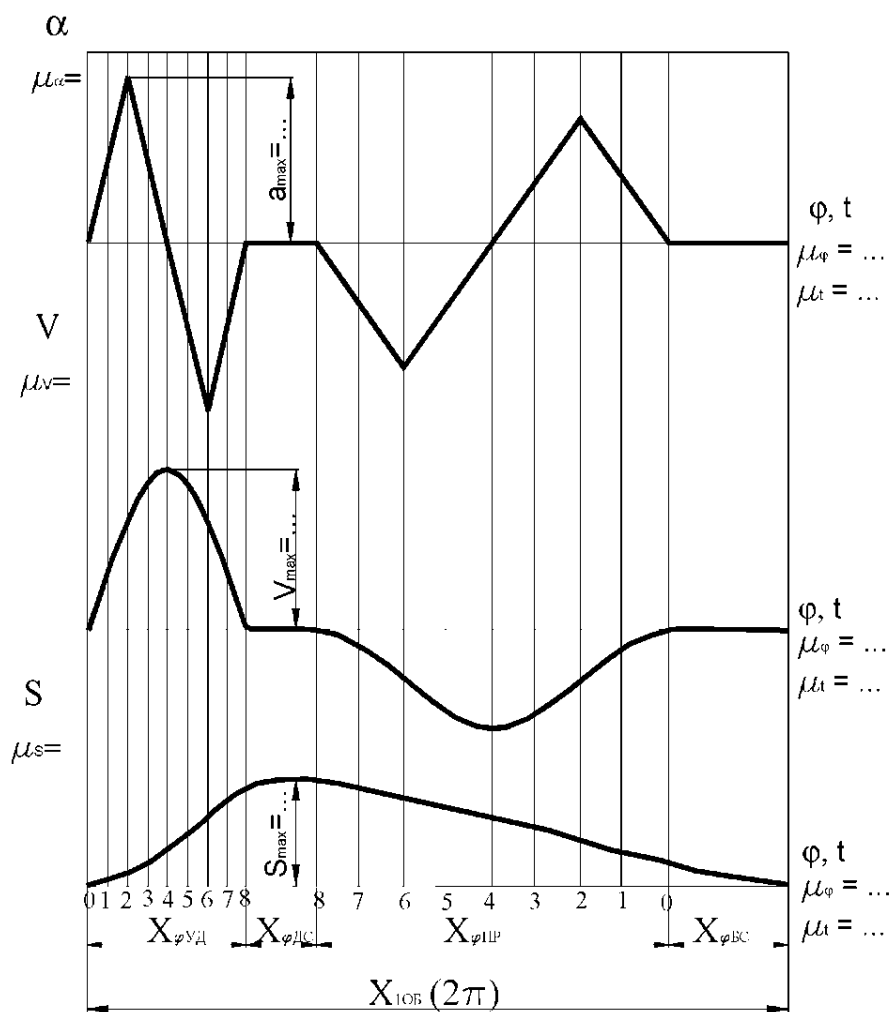


Рис. 4.1

Ордината y_i текущего значения соответствующего аналога A_i может быть определена по формуле

$$y_i = \frac{A_i}{q}. \quad (4.7)$$

Когда все ординаты указанных графиков будут отложены, их следует обвести

контурной линией и выполнить соответствующие надписи, как показано на рис. 4.1.

Масштабные коэффициенты построенных графиков определяются из условия:

$$V_i = 0,001 \cdot \omega_1 \cdot V_{\varphi i} = \mu_v \cdot y_{vi}, \quad (4.8)$$

$$\alpha_i = 0,001 \cdot \omega_1^2 \cdot \alpha_{\varphi i} = \mu_a \cdot y_{ai}, \quad (4.9)$$

т.к. принято, что

$$y_{a\varphi i} = y_{ai},$$

$$y_{v\varphi i} = y_{vi}.$$

Тогда

$$\mu_a = 0,001 \cdot \omega_1^2 \cdot \left(\frac{\alpha_{\varphi \max}}{y_{a\varphi \max}} \right) = \dots M \cdot c^{-2} \cdot M^{-1}, \quad (4.10)$$

$$\mu_v = 0,001 \cdot \omega_1 \cdot \left(\frac{V_{\varphi \max}}{y_{v\varphi \max}} \right) = \dots M \cdot c^{-1} \cdot M^{-1}, \quad (4.11)$$

$$\mu_s = 0,001 \cdot \left(\frac{S_{\max}}{y_{s \max}} \right) = \dots M \cdot M^{-1}. \quad (4.12)$$

На графиках следует указать максимальные значения ускорения и скорости толкателя:

$$\alpha_{\max} = \mu_a \cdot y_{a \max}, \quad (4.13)$$

$$V_{\max} = \mu_v \cdot y_{v \max}. \quad (4.14)$$

Примечание. При отсутствии результатов автоматизированного расчета параметров кулачкового механизма студенту необходимо самостоятельно изучить раздел 5 "Определение кинематических характеристик закона движения толкателя графическим методом", а затем, используя методику графического интегрирования, построить соответствующие графики.

5. Определение кинематических характеристик закона движения толкателя графическим методом

5.1. Графическое дифференцирование и интегрирование функций

В практической деятельности приходится встречаться с функциями, заданными в виде таблиц или графиков. В ряде случаев эти функции необходимо интегрировать или дифференцировать. Подобная задача может возникнуть и для функций, заданных формулой - аналитически, которая оказывается слишком сложной и не интегрируемой (интеграл от этой функции не выражается элементарными функциями). В этом случае часто применяется графическое интегрирование и дифференцирование функций.

Графическое дифференцирование (интегрирование) наиболее удобно выполнять по методу хорд. Этот метод основан на допущении, что хорда, стягивающая концы кривой на некотором участке, параллельна касательной к этой кривой в ее средней точке - теорема Лагранжа о конечных приращениях. При уменьшении длины участка вероятность такого допущения возрастает, что ведет к снижению погрешностей графического построения.

Предположим, что задан график функции $S = f(t)$ перемещения (рис. 5.1). При выполнении дифференцирования этой функции методом хорд откладывают равные

отрезки Δt от начала системы координат по направлению оси абсцисс (t) [3]:

$$\Delta t_1 = \Delta t_2 = \Delta t_3 = \dots = \Delta t_n = \Delta t.$$

Данные отрезки соответствуют шагу дифференцирования функции (шагу интегрирования). Из концов каждого отрезка Δt проводят прямые, параллельные оси ординат S до пересечения с графиком функции перемещения. На кривой отмечают точки $a, b, c, d, \dots$. Указанные точки соединяются отрезками прямых - хордами $ab, bc, cd, \dots$. В результате кривая $S = f(t)$ заменяется ломаной линией $abcd, \dots$.

Система координат V, t строится под системой координат S, t так, чтобы их оси S и V лежали на одной прямой линии (рис. 5.1). В системе координат V, t слева от точки O_V откладывают произвольный отрезок PO_V , называемый полюсным расстоянием (постоянной дифференцирования или интегрирования). Из точки P (полюса) до пересечения с осью V проводят луч PB под углом α , равным углу наклона хорды ab к оси абсцисс, т. е. луч PB должен быть параллелен хорде ab . Через точку B проводят горизонталь BC до пересечения с ординатой середины отрезка Δt . Точка C принадлежит искомой функции $V = f'(t) = dS/dt$. Повторяя подобные графические построения для каждого из участков ломаной линии $abcd, \dots$, получим для кривой $V = f'(t)$ столько точек, сколько участков Δt отложено по оси абсцисс в системе координат S, t . Найденные точки соединяются плавной кривой линией.

При интегрировании функций графические построения выполняются в обратной последовательности. Строят системы координат S, t, V, t и график функции $V = f'(t)$. На оси абсцисс в системе координат S, t откладывают равные отрезки Δt (рис. 5.2). Из концов этих отрезков вверх проводятся ординаты до пересечения с графиком функции $V = f'(t)$. Каждый полученный интервал делят пополам и отмечают средние точки $C, E, G, H, \dots$ на кривой $V = f'(t)$. Из этих точек проводят горизонталы до пересечения с осью V . В системе координат V, t слева от точки O_V на оси абсцисс откладывают произвольный отрезок PO_V . Точки B, D, F пересечения горизонталей с осью ординат V соединяют с точкой P (проводят семейство лучей для средних точек отрезков Δt). По оси S в системе координат S, t откладывают начальное перемещение (для большинства решаемых задач $S_0 = 0$). Из точки a ($y_S = S_0$) на первом участке Δt_1 проводят хорду ab , параллельную лучу PB , проведенному из точки P .

На втором участке из точки b проводят хорду bc , параллельную лучу PD . Построения повторяют для всех участков Δt . Полученная ломаная линия $abcd, \dots$ заменяется плавной кривой линией функции $S = f(t)$.

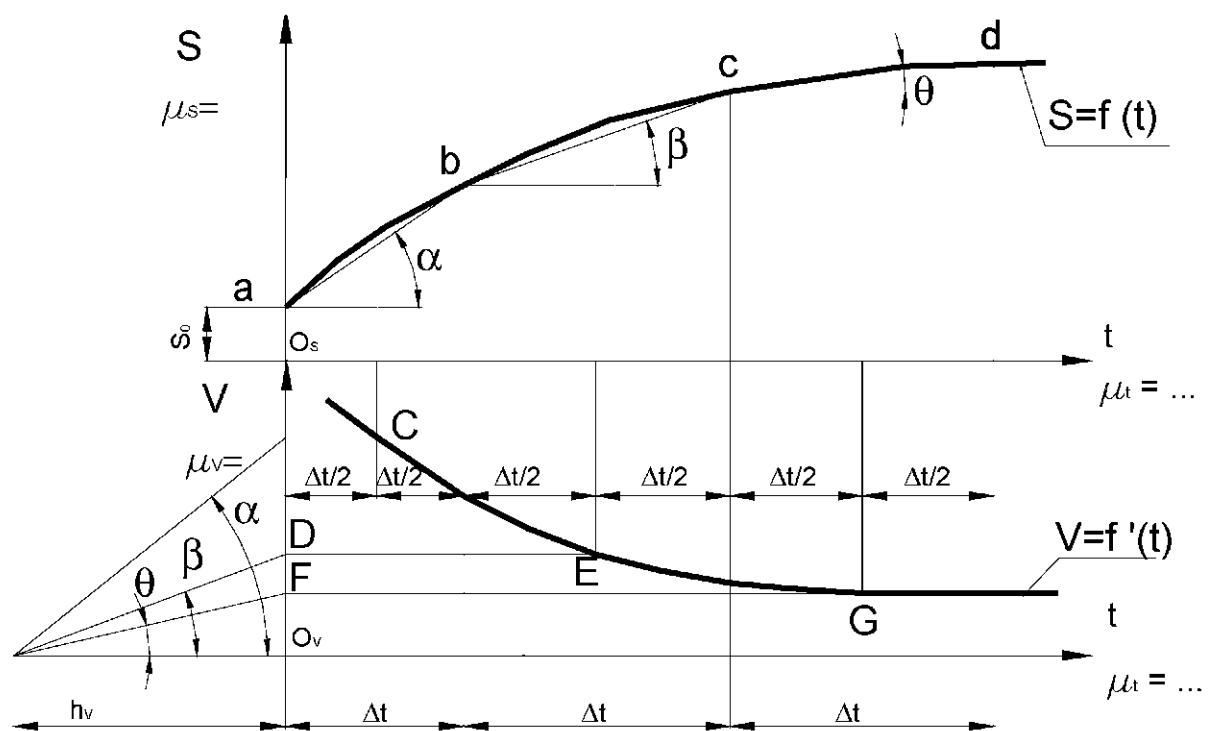


Рис. 5.1

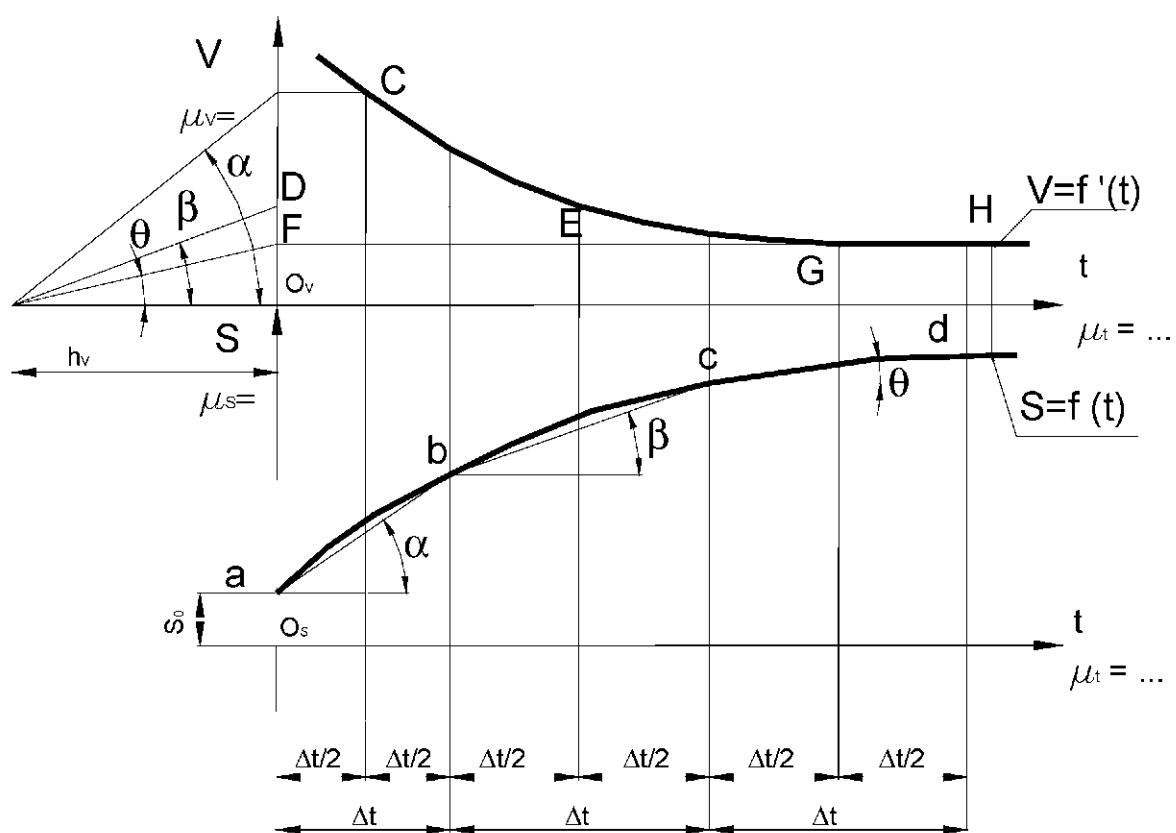


Рис. 5.2

Ординаты y_s интегральной функции $S = f(t)$ прямо пропорциональны полюсному расстоянию $h_v = PO_v$. В связи с этим, полюсное расстояние следует выбирать так, чтобы максимальная ордината $y_{s \max}$ функции $S = f(t)$ получилась в поле чертежа. Для этого откладывают максимальную ординату $y_{s \max}$ (точка G) в системе координат S, t (рис. 5.3). Затем проводят диагональ GO_s . Площадь, ограниченная кривой $V = f'(t)$ заменяется равновеликим прямоугольником O_vBCD . Из точки B проводят луч PB , параллельный диагонали GO_s . Пересечение луча PB с осью абсцисс t определяет положение полюса P, тем самым, полюсное расстояние h_v . Это построение базируется на следующей интегральной зависимости [4]:

$$y_{s \max} = \int_{O_v}^D y_v \cdot dt = n_{\Delta} \cdot O_v E C' H H' C'' D = n_{\Delta} \cdot O_v B C D.$$

При графическом интегрировании функции все точки (точки K и F на рис. 5.3) пересечение горизонталей (FE и KH) с осью V в системе координат V, t соединяют с полюсом. В системе координат S, t на соответствующих им участках проводят хорды кривой $S = f(t)$, параллельные лучам PK и PF.

Графики функций $S = f(t)$ и $V = f'(t)$ строят в заданных системах координат при определенных значениях масштабных коэффициентов: μ_s, μ_v, μ_t , соотношения между которыми находят из следующих зависимостей.

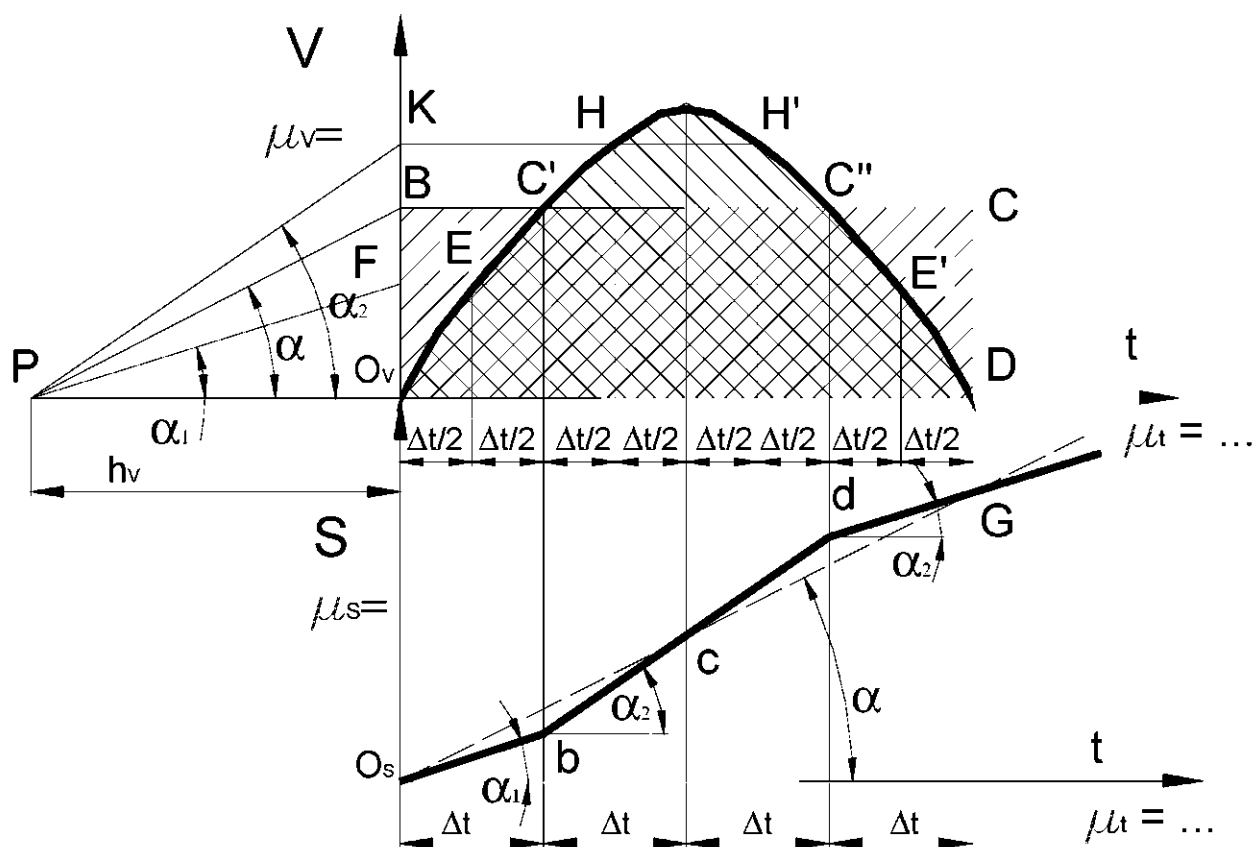


Рис. 5.3

В общем виде скорость V является первой производной функции:

$$V_i = dS_i / dt, \quad (5.1)$$

где S_i - текущее перемещение, которое связано с отрезком, изображающим это перемещение на чертеже, выражением:

$$S_i = \mu_s \cdot y_{Si}, \quad (5.2)$$

где y_{Si} - отрезок на чертеже, изображающий данное перемещение, мм;

μ_s - масштабный коэффициент перемещения (4.12), $м \cdot мм^{-1}$;

t - время перемещения. Его величина на чертеже определяется по формуле:

$$t = \mu_t \cdot X_t, \quad (5.3)$$

где X_t - отрезок на чертеже, изображающий время перемещения;

μ_t - масштабный коэффициент времени, $с \cdot мм^{-1}$.

С учетом формул (5.2) и (5.3) выражение (5.1) примет вид

$$V_i = \frac{\mu_s \cdot dy_{Si}}{\mu_t \cdot dx_i}, \quad (5.4)$$

где $dy_{Si} / dx_i = tg \alpha$.

Из прямоугольного треугольника PO_VB (рис. 5.1) получим:

$$tg \alpha = y_{Vi} / h_v.$$

Следовательно, в общем виде можно записать, что

$$V_i = \frac{\mu_s \cdot y_{Vi}}{\mu_t \cdot h_v}, \quad (5.5)$$

Но можно также записать, что

$$V_i = \mu_v \cdot y_{Vi}. \quad (5.6)$$

Приравняв выражения (5.5) и (5.6), найдем зависимость для определения масштабного коэффициента скорости:

$$\mu_v = \frac{\mu_s}{\mu_t \cdot h_v} = ... м / с \cdot мм. \quad (5.7)$$

Аналогичным образом находят выражение для определения масштабного коэффициента ускорения μ_a , если в этом появится необходимость:

$$\mu_a = \frac{\mu_v}{\mu_t \cdot h_a} = ... м / с^2 \cdot мм, \quad (5.8)$$

где h_a - полюсное расстояние в системе координат α, t при графическом интегрировании, мм;

α - ускорение перемещения - вторая производная функции $S = f(t)$, $м / с^2$;

$$a = d^2 S / dt^2 = f''(t).$$

5.2. Указания на построение графиков закона перемещения толкателя

При отсутствии данных автоматизированного расчета параметров $\alpha_\varphi, V_\varphi, S$ кулачкового механизма студент строит графики $[V, \varphi]$ и $[S, \varphi]$ графическим интегрированием закона ускорения $\alpha = f(t)$ перемещения толкателя, заданного в описании проектируемого станка. Сначала на левой части чертежного листа наносится сетка с указанием осей α, φ ; V, φ и S, φ при соблюдении всех рекомендаций по выбору отрезков абсцисс и максимальных ординат, указанных в разделе 4. Затем в системе координат α, φ на угле $\varphi_{уд}$ поворота кулачка следует построить график $[\alpha, \varphi]$ функции ускорения перемещения толкателя (рис. 5.4).

Полюсное расстояние $h_\alpha = \pi O$, необходимое для построения графика $[V, \varphi]$

скорости толкателя графическим интегрированием графика $[\alpha, \varphi]$ ускорения, находят следующим образом. Из начала O системы координат V, φ проводят прямую OF под углом α к оси абсцисс, соединяющую O с вершиной F максимальной ординаты графика скорости. Площадь ORM , ограниченная графиком ускорения, заменяют равновеликим прямоугольником $OQLM$. Из вершины Q этого прямоугольника к оси абсцисс под углом α проводят прямую $Q\pi$ до пересечения с осью абсцисс, т. е. параллельную прямой OF на графике $[V, \varphi]$. Определив полюсное расстояние h_α , графическим интегрированием графика $[\alpha, \varphi]$, описанным в подразделе 5.1, находят ординаты графика $[V, \varphi]$ скорости толкателя.

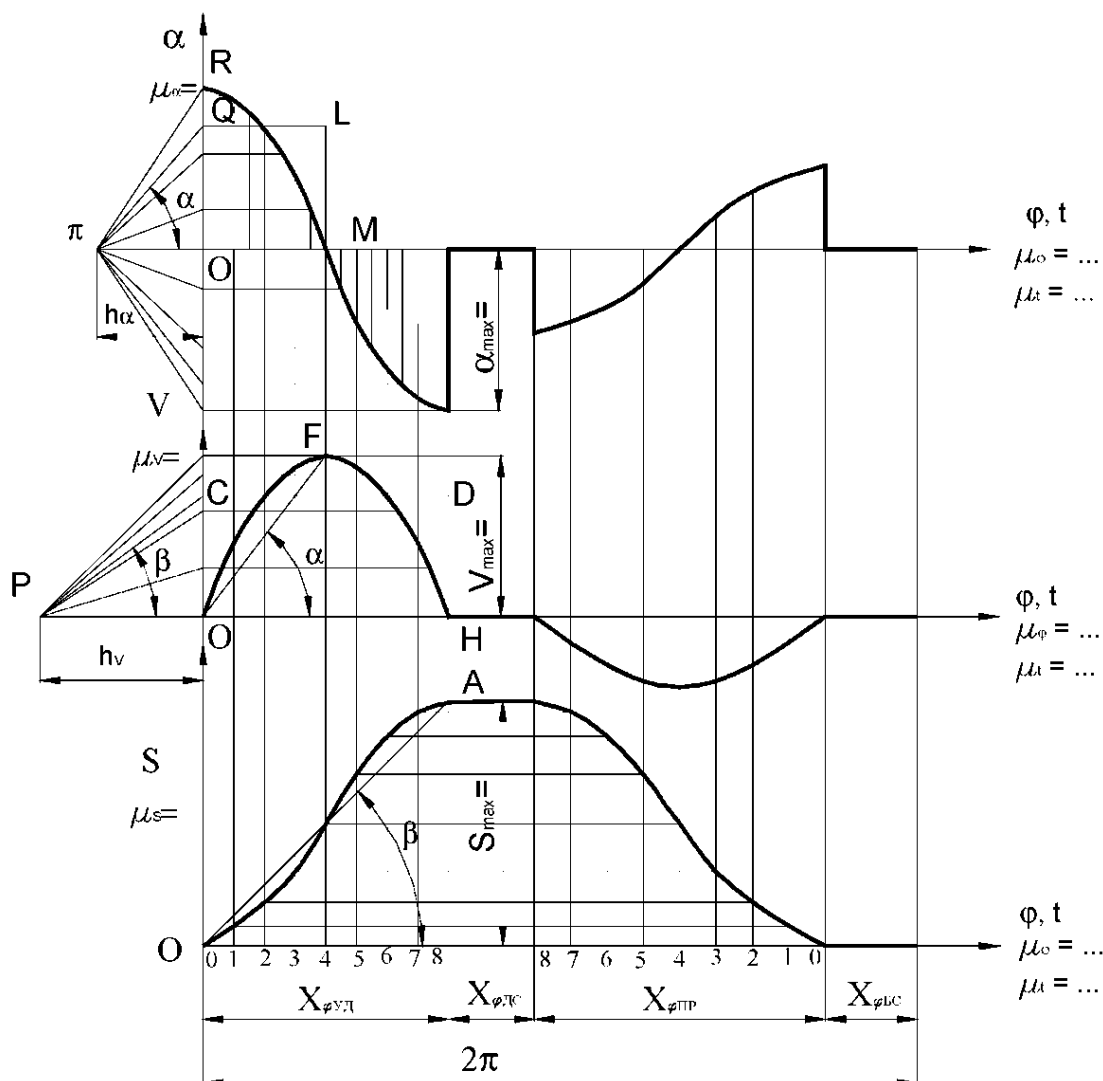


Рис. 5.4

Полюсное расстояние $h_V = PO$ в системе координат V, φ , необходимое для построения графика $[S, \varphi]$ находится аналогично определению полюсного расстояния h_α . В системе координат $[S, \varphi]$ проводят луч OA под углом β , соединяющий начало O координат с вершиной A максимальной ординаты графика $[S, \varphi]$. Площадь OFH , ограниченная графиком $[V, \varphi]$ на угле $\varphi_{УД}$, заменяют равновеликим прямоугольником $OCDH$, из вершины C которого проводят прямую CP под углом β к оси абсцисс, т.е. параллельную прямой OA на графике $[S, \varphi]$.

Графическим интегрированием функции $[V, \varphi]$, описанным в подразделе 5.1, строят график $[S, \varphi]$ перемещения толкателя.

Ординаты графика $[\alpha, \varphi]$ на угле φ_{np} приближения определяют из условия равенства дифференциалов d^2s на углах φ_{yd} и φ_{np} [3]:

$$d^2S = a_{yo} \cdot (dt_{yo})^2 \text{ и } d^2S = a_{np} \cdot (dt_{np})^2.$$

При равномерном вращении кулачка можно считать, что

$$dt_{yo} / dt_{np} = t_{yo} / t_{np} = \varphi_{yo} / \varphi_{np};$$

Следовательно,

$$\frac{a_{yo}}{a_{np}} = \left(\frac{\varphi_{np}}{\varphi_{yo}} \right)^2; \quad (5.9)$$

или

$$y_{a_{np}} = \left(\frac{\varphi_{yo}}{\varphi_{np}} \right)^2 \cdot y_{a_{yo}} \quad (5.10)$$

Аналогичным образом находят взаимосвязь ординат графика $[V, \varphi]$ скорости толкателя на углах φ_{yd} и φ_{np} :

$$V_{np} = \frac{\varphi_{yo}}{\varphi_{np}} \cdot V_{yo} \quad (5.11)$$

или

$$y_{V_{np}} = \frac{\varphi_{yo}}{\varphi_{np}} \cdot y_{V_{yo}} \quad (5.12)$$

Ординаты y_s перемещения толкателя на углах φ_{yd} и φ_{np} принимают равными между собой. При графическом построении допускается взаимное пересечение графиков.

На осях координат следует указать численные значения масштабных коэффициентов с указанием их размерностей: угла μ_φ и времени μ_t поворота кулачка; перемещения μ_s , скорости μ_v и ускорения μ_a толкателя. Для определения этих величин необходимо воспользоваться формулами (4.12), (5.7) и (5.8). Следует так же указать максимальные значения скорости и ускорения толкателя (4.13; 4.14).

На основе графиков $[\alpha, \varphi]$, $[V, \varphi]$ и $[S, \varphi]$ в интервале фазовых углов φ_{yd} и φ_{np} поворота кулачка нужно составить таблицу натуральных параметров $\alpha_\varphi, V_\varphi, S$. Они необходимы для построения диаграммы аналогов скорости или ускорения по определению рациональных размеров проектируемого кулачкового механизма. При расчёте текущих значений $\alpha_\varphi, V_\varphi, S$ используют зависимости:

$$a_\varphi = 1000 \cdot \frac{\mu_a \cdot y_{a_i}}{\omega_k^2}, \quad (5.13)$$

$$V_\varphi = 1000 \cdot \frac{\mu_v \cdot y_{V_i}}{\omega_k}, \quad (5.14)$$

$$S_i = 1000 \cdot \mu_s \cdot y_{S_i}, \quad (5.15)$$

При вычислении значений $\alpha_\varphi, V_\varphi, S$ по данным формулам единицей измерения является миллиметр (мм).

6. Определение рациональных размеров основных звеньев кулачкового механизма

6.1. Минимизация геометрических размеров звеньев кулачкового механизма

Задачу синтеза кулачкового механизма решают на основе учета его механических показателей и качественных критериев. Наиболее важными механическими показателями работы кулачковых механизмов являются угол давления, коэффициент полезного действия механизма, коэффициент возрастания усилия, коэффициент прочности звеньев, коэффициент динамичности, а качественными критериями - удельное давление и коэффициент износа элементов в высшей кинематической паре [1]. Большинство перечисленных показателей взаимосвязаны и зависят в основном от угла давления. Учитывая значимость этого параметра для работы кулачкового механизма, при синтезе механизма ему придается критериальное значение. Задаваясь ограничением по углу давления на ведомое звено, можно графически или аналитически определить минимальные размеры основных звеньев кулачкового механизма, при которых реализуется заданный закон движения толкателя и требуемые условия работы при минимальной металлоемкости его конструкции.

Основными геометрическими размерами кулачковых механизмов являются следующие величины:

$\varphi_{\text{уд}}, \varphi_{\text{ос}}, \varphi_{\text{пр}}$ и $\varphi_{\text{бс}}$ - фазовые углы поворота кулачка, град (при проектировании задаются);

S_0 - максимальное перемещение толкателя, мм (при проектировании задается);

l - длина толкателя, мм (при проектировании задается); e - эксцентриситет смещения оси перемещения толкателя относительно оси вращения кулачка (при проектировании задается);

e - эксцентриситет смещения оси перемещения толкателя относительно оси вращения кулачка (при проектировании задается);

β - угол размаха колебаний толкателя, град (при проектировании задается);

ν^* - допустимый угол давления на толкатель, град (при проектировании задается);

R_0 - начальный радиус центрального профиля кулачка, мм (при проектировании определяется по диаграмме аналогов скорости);

α - межосевое расстояние (расстояние между осью вращения кулачка и осью толкателя), мм (при проектировании определяется по диаграмме аналогов скорости);

R_M - начальный радиус конструктивного профиля кулачка, мм (при проектировании определяется по диаграмме аналогов ускорения);

R_c - средний радиус цилиндрического кулачка, мм (при проектировании вычисляется аналитически).

Возможное сочетание указанных параметров в кулачковом механизме определяется его типом. Для нахождения области минимально допустимых значений того или иного размера профиля кулачка и возможного расположения его оси вращения рекомендуется строить диаграммы аналогов ускорения или скорости в зависимости от перемещения толкателя, которые позволяют проектировщику

выбрать рациональные размеры звеньев по заданному углу давления при соблюдении условий эксплуатации.

6.2. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 1 а

Диаграмма $[V_\varphi, S]$ аналогов скорости для кулачкового механизма с роликовым коромысловым толкателем (рис. 8.17, а) строится в полярной системе координат при масштабном коэффициенте длин μ_S , который определяется выражением (8.33):

$$\mu_S = 0.001 \cdot S_0 / y_{S\max} = 0.001 \cdot V_{\varphi\max} / y_{V\varphi\max}, \quad (6.1)$$

где $S_0, V_{\varphi\max}$ - максимальные величины, мм;

$y_{S\max}, y_{V\varphi\max}$ - отрезки, изображающие соответственно величины $S_0, V_{\varphi\max}$, мм.

Координаты S, V_φ для диаграммы $[V_\varphi S]$ следует взять из результатов автоматизированного расчета параметров механизма или вычислить их по формулам (5.14, 5.15):

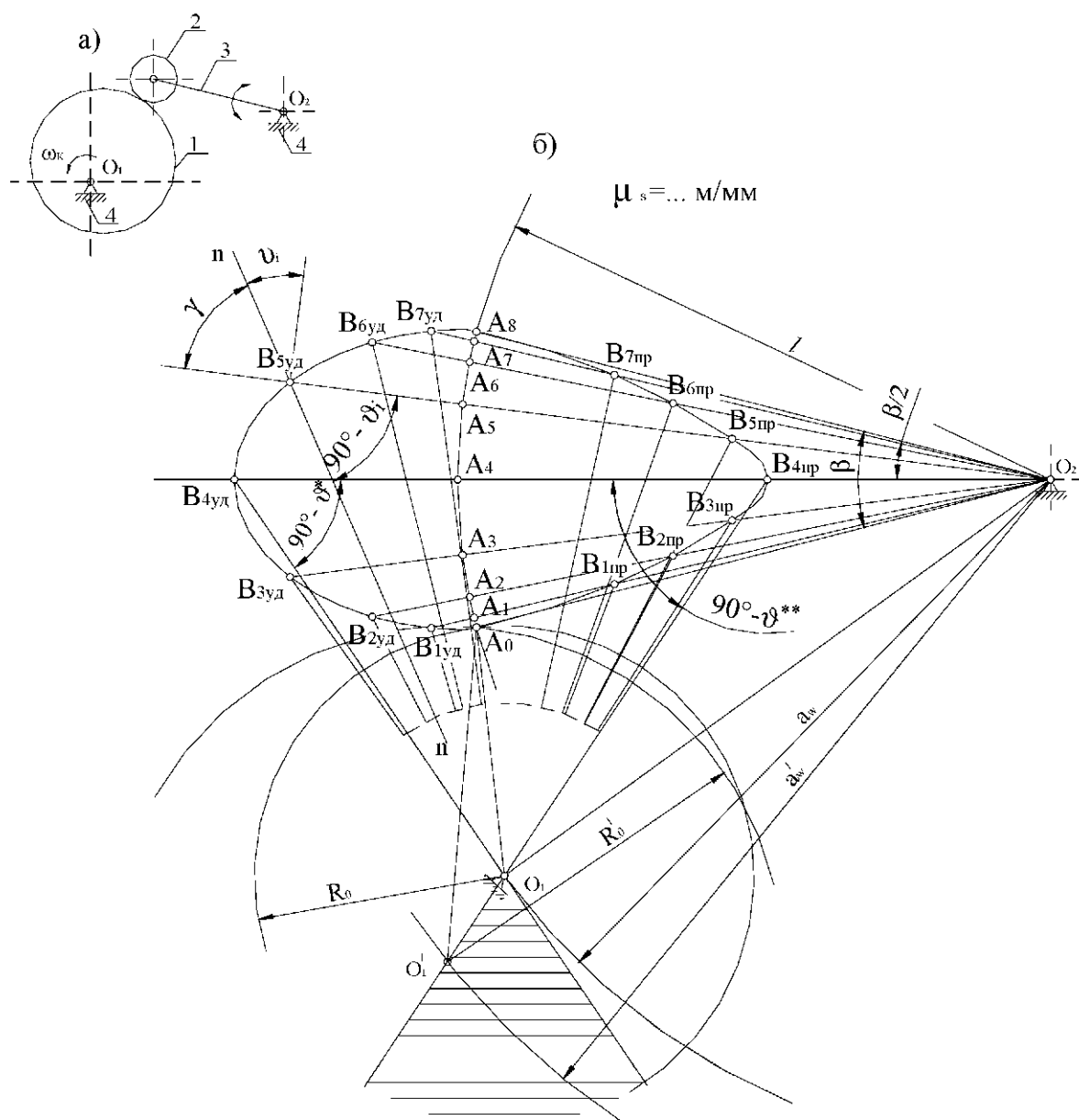


Рис. 6.1

Из точки O_2 (рис. 6.1, б) проводят дугу радиуса O_2A_0 , длина которого соответственно равна:

$$O_2A_0 = 0.001 \frac{l}{\mu_s}, \quad (6.2)$$

где l - длина толкателя, мм.

Длина дуги ограничивается центральным углом β с вершиной в точке O_2 , равным углу размаха толкателя. Отрезки текущих перемещений S_i , толкателя в масштабе μ_s откладывают на дуге от точки A_0 в пределах заданного угла β . Для повышения точности графических построений рекомендуется разметку пути центра

А ролика выполнять малыми отрезками длин. Из центра O_2 через полученные точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_N$ на дуге перемещения A_0A_N толкателя проводят лучи $O_2A_1, O_2A_2, O_2A_3, \dots, O_2A_N$, на которых откладывают соответствующие аналоги скорости толкателя в масштабе μ_s . Причем, отрезки аналогов скорости на угле $\varphi_{уд}$ удаления откладывают слева от дуги, являющейся траекторией центра ролика коромыслового толкателя, а отрезки аналогов скорости на угле $\varphi_{пр}$ приближения – справа, при вращении кулачка против часовой стрелки, а при его вращении в противоположную сторону – наоборот.

Точки B_i соединяют плавной кривой, которая является диаграммой $[V_\varphi, S]$ аналогов скорости перемещения толкателя. Скорость толкателя перпендикулярна радиусу – лучу, проходящему через точку B_i , т.е. диаграмма $[V_\varphi, S]$ является геометрическим местом точек аналогов скорости, повернутых на 90° . Следовательно, на диаграмме $[V_\varphi, S]$ угол γ , образованный пересечением луча O_2B_i и нормали $n-n$, равен:

$$\gamma = 90^\circ - \vartheta_i. \quad (6.3)$$

В связи с этим, для определения начального радиуса R_0 центрального профиля кулачка и положения его оси O_1 вращения, необходимо из точек, соответствующих максимальным аналогам скорости на углах $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$, провести прямые под углами $90^\circ - \vartheta^*$ и $90^\circ - \vartheta^{**}$ к этому лучу. Угол ϑ^{**} есть предельный угол давления на угле $\varphi_{пр}$ приближения. При силовом замыкании высшей кинематической пары кулачкового механизма он берется на (30...50)% больше, чем угол ϑ^* , т.к. в этом случае толкатель является ведущим звеном механизма, и угол давления не играет роли. При замыкании необходимо принять:

$$\vartheta^* = \vartheta^{**} \quad (6.4)$$

Заштрихованная зона на рис 6.1,б является областью допустимых положений оси вращения кулачка, а огибающие прямые этой зоны – ее предельными положениями. Отрезок O_1A_0 соответствует начальному радиусу R_0 центрального профиля кулачка, а отрезок O_1O_2 – межосевому расстоянию a_w центров вращения кулачка и толкателя при масштабном коэффициенте. Действительные размеры этих величин будут:

$$R_0 = 10^3 \cdot \mu_s \cdot O_1A_0, \quad (6.5)$$

$$a_w = l_{O_1O_2} = 10^3 \cdot \mu_s \cdot O_1O_2. \quad (6.6)$$

При заданном межосевом расстоянии a'_w начальным радиусом R'_0 центрального профиля кулачка будет отрезок O'_1A_0 , соединяющий точку A_0 с точкой пересечения дугой радиуса a'_w огибающей предельного положения оси вращения кулачка на фазе $\varphi_{\text{ИП}}$ приближения.

Найденные величины R_0 и a округляются в большую сторону до значений, соответствующих основному стандартному ряду размеров.

6.3. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 2 а

Диаграмма $[V_\varphi, S]$ аналогов скорости для кулачкового механизма типа 2а (рис.6.2, а) строится в прямоугольной системе координат S, V_φ (рис. 6.2, б). Масштабный коэффициент геометрических размеров при построении диаграммы $[V_\varphi, S]$ определяют по формуле (6.1), а координаты V_φ, S точек диаграммы берут из результатов автоматизированного расчёта параметров кулачка или вычисляют по формулам (5.14) и (5.15).

По оси ординат откладывают перемещения S_i толкателя, а по оси абсцисс $V_{\varphi i}$ - аналоги скорости толкателя. Причем, слева от оси S откладывают аналоги скорости на угле φ_{yu} удаления, а справа от этой оси - аналоги скорости на угле φ_{np} приближения при вращении кулачка против часовой стрелки, а при вращении по часовой стрелке - наоборот.

Плавная кривая, соединяющая точки B_i на рис. 6.2, б является диаграммой аналогов скорости перемещения толкателя.

Область допустимых положений оси вращения кулачка определяется касательными, проведенными к диаграмме $[V_\varphi, S]$ аналогов скорости под углами v^* и v^{**} . При силовом замыкании высшей кинематической пары кулачкового механизма рекомендуется строить только левую часть диаграммы на рис. 6.2, б - для угла φ_{yu} . Дополнительно необходимо провести прямую через точку A_0 под углом v^* к оси S диаграммы. Областью допустимых положений оси вращения кулачка будут зоны, ограниченные прямыми OA_N и OM при центровом положении толкателя и OM и $O'A_0$ при смещенном положении толкателя - для эксцентричных механизмов. Причем, начальным радиусом центрального профиля кулачка при масштабном коэффициенте длин μ_s в первом случае является отрезок OA_0 , а во втором - отрезок $O'A_0$, а смещение оси толкателя по отношению к оси вращения кулачка равно эксцентриситету e' . Второй случай является более предпочтительным, т.к. уменьшается начальный радиус центрального профиля кулачка при заданном угле давления на толкатель. При выполнении синтеза кулачкового механизма рекомендуется воспользоваться вторым случаем по определению начального радиуса R_0 кулачка.

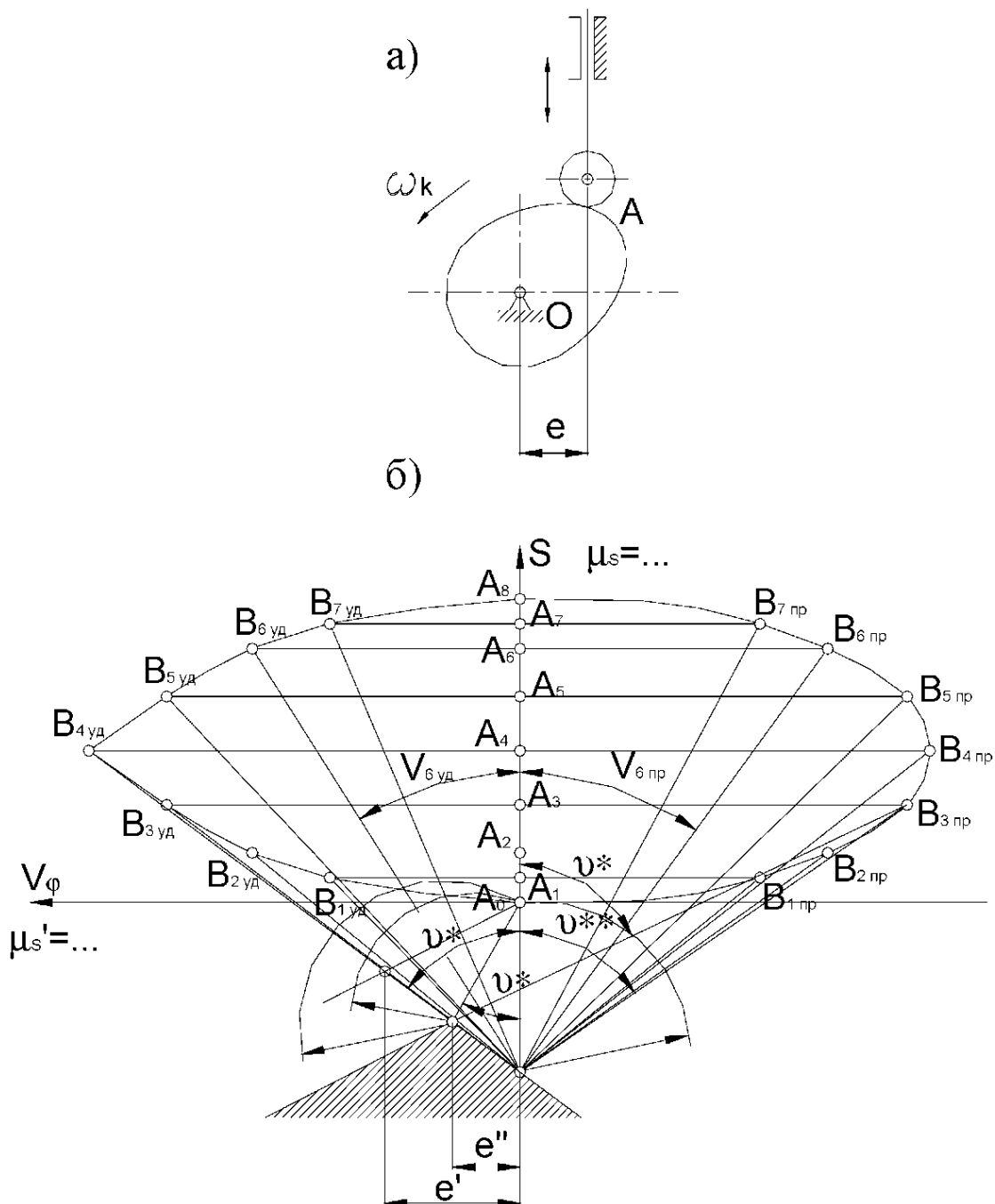


Рис. 6.2

Действительная величина R_0 находится по формуле (6.5), а эксцентриситета -

$$e = 10^3 \cdot \mu_s \cdot e'. \quad (6.7)$$

Примечание. Если в задании на курсовой проект задан эксцентриситет e смещения толкателя, превышающий допустимое значение для e' , то необходимо уменьшить допустимый угол давления v^* , подобрав его так, чтобы выполнялось условие

$$e = e'.$$

При кинематическом замыкании высшей кинематической пары кулачкового механизма областью допускаемых положений оси вращения кулачка будет зона, ограниченная прямыми, являющимися касательными к диаграмме $[V_\phi, S]$ аналогов скорости толкателя и составляющими угол v^* с осью ординат S. Минимальным

радиусом центрального профиля кулачка является отрезок $O''A_0$, а e'' – смещением оси перемещения толкателя. Действительные размеры искомых величин находятся по формулам (6.5) и (6.7).

6.4. Определение основных размеров звеньев кулачкового механизма типа 2 б

Если по условию компоновки звеньев кулачкового механизма не представляется возможным поставить ролик между кулачком и толкателем, то применяют плоский толкатель (механизм типа 2б) (рис. 6.3, а). Основные размеры кулачкового механизма с плоским толкателем определяются по способу Геронимуса. Ограничивающим условием, положенным в основу задачи метрического синтеза, является условие выпуклости профиля кулачка. Установлено, что минимальный радиус R_k конструктивного профиля кулачка определяется перемещением S и аналогами ускорения α_φ толкателя. Решение поставленной задачи следует искать для тех положений толкателя, в которых отрицательные значения α_φ по модулю принимают максимальные значения.

Графическое определение минимального радиуса R_k профиля кулачка заключается в построении диаграммы $[\alpha_\varphi, S]$ аналогов ускорения толкателя и выявлении точки O' , пересечения касательной к ней в отрицательной области с осью S ординат (рис. 6.3, б). Эту касательную проводят под углом 45° к оси S .

Диаграмма $[\alpha_\varphi, S]$ аналогов ускорения строится в прямоугольной системе координат α_φ, S по результатам автоматизированного расчёта величины $\alpha_\varphi = f(\varphi)$ и $S = f(\varphi)$ или вычисленных по формулам (5.13) и (5.15) при одном масштабном коэффициенте μ''_S длин, определяемого из выражения:

$$\mu''_S = 0.001 \cdot S_0 / y_{S_{\max}} = 0.001 \cdot a_{\varphi_{\max}} / y_{a\varphi_{\max}}, \quad (6.8)$$

где $S, a_{\varphi_{\max}}$ – максимальные значения величин $S, a_{\varphi_{\max}}$, мм;

$y_{S_{\max}}, y_{a\varphi_{\max}}$ – ординаты, соответствующие максимальным значениям $S, a_{\varphi_{\max}}$.

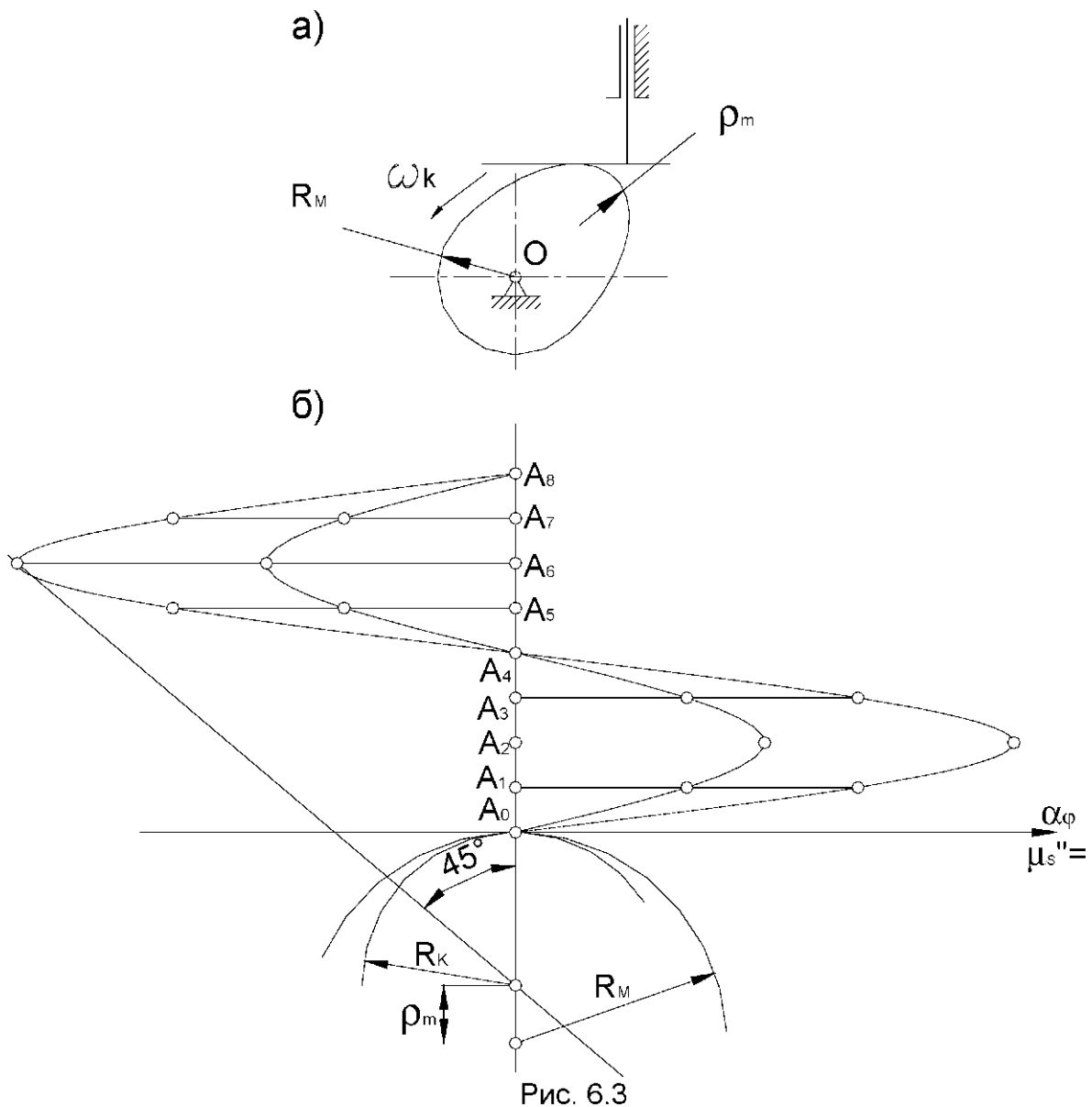


Рис. 6.3

По оси ординат откладывают перемещения S_i толкателя, а по оси абсцисс - α_φ - аналоги ускорения толкателя. Начальный радиус R_M конструктивного профиля кулачка будет определяться выражением (рис. 6.3, б)

$$R_M = R_K + \rho_m, \quad (6.9)$$

где ρ_m - минимально допустимый радиус кривизны профиля кулачка из условия контактной прочности элементов высшей кинематической пары. Он равен (4-6) мм.

На диаграмме $[a_{\varphi\max}, S]$ он откладывается в масштабе μ''_s . С учетом масштаба μ''_s действительная величина R_M начального радиуса находится по формуле (6.5).

Для приближенных расчетов начального радиуса R_M профиля кулачка можно пользоваться формулой

$$R_M = -a_{\max} / \omega_K^2,$$

если принять, что $\rho_m = S_0$.

6.5. Определение основных размеров звеньев в механизмах с цилиндрическими кулачками

В пространственных механизмах цилиндрический кулачок 1 (рис. 6.4, а и 6.5, а) с профильным пазом на боковой поверхности, обеспечивающим геометрическое замыкание элементов высшей кинематической пары, вращается с постоянной угловой скоростью ω_k . Толкателю 3 движение сообщается через ролик 2 по закону, зависящему от очертания профиля паза кулачка. При профилировании цилиндрических кулачков закон движения толкателя считается заданным, а поступательное движение с постоянной линейной скоростью развертки среднего цилиндра принимается за движение кулачка (рис. 6.4, б, рис. 6.5, б).

Зависимость угла ν_i давления от основных размеров механизма с цилиндрическим кулачком и поступательно движущимся толкателем, определяется из взаимосвязи скорости V_{A3} перемещения толкателя с линейной скоростью V_{A1} поступательного движения среднего цилиндра кулачка на плане скоростей (рис. 6.4, б):

$$\operatorname{tg} \nu_i = V_{A3} / V_{A1}, \quad (6.10)$$

где скорость толкателя V_{A3} определяется выражением

$$V_{A3} = \omega_k \cdot V_\phi, \quad (6.11)$$

а скорость поступательного движения развертки среднего цилиндра кулачка радиуса R_c - выражением

$$V_{A1} = \omega_k \cdot R_c. \quad (6.12)$$

Откуда следует, что

$$\operatorname{tg} \nu_i = V_\phi / R_c. \quad (6.13)$$

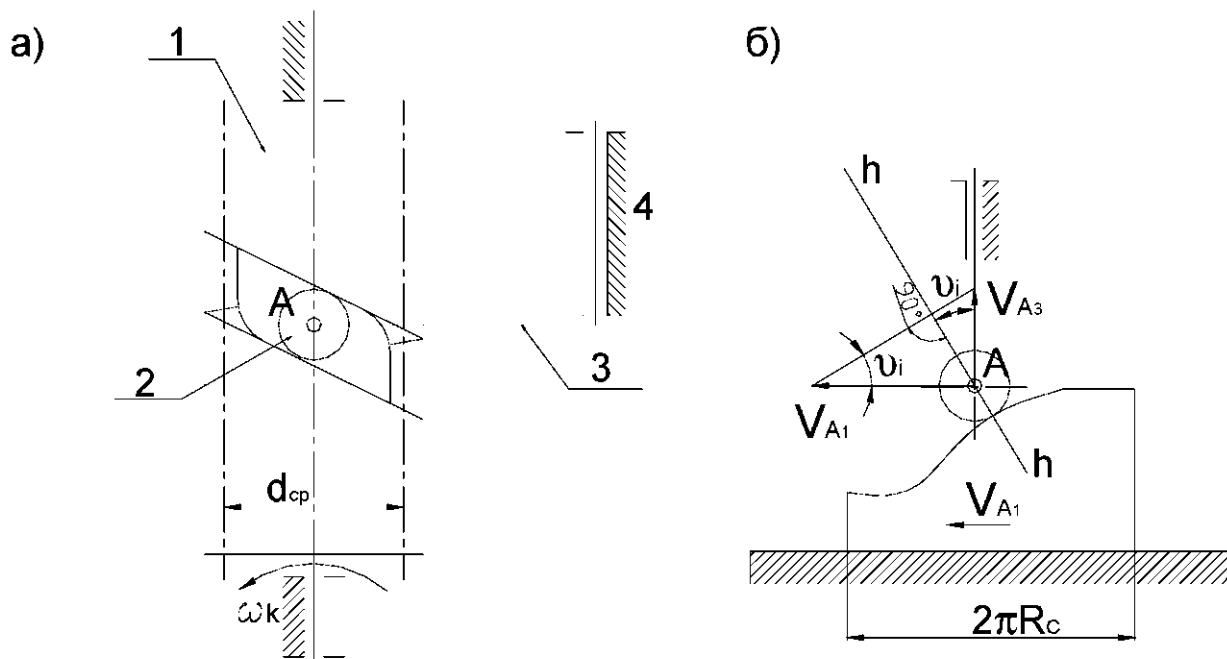


Рис. 6.4

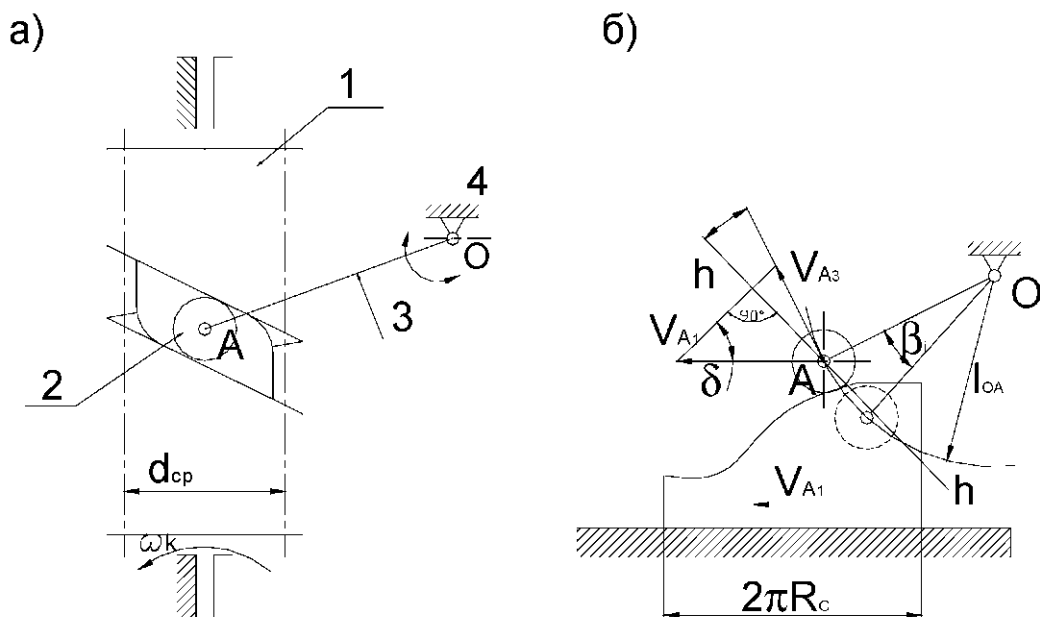


Рис. 6.5

Если задан допустимый угол давления v^* , то расчетный радиус R_c среднего цилиндра кулачка может быть определен по формуле

$$R_c = V_{\varphi_{\max}} / \operatorname{tg} v^*, \quad (6.14)$$

где $V_{\varphi_{\max}}$ - максимальное значение аналога скорости на углах $\varphi_{\text{уд}}$ и $\varphi_{\text{пр}}$ поворота кулачка.

На рис. 6.5,б изображен план скоростей для механизма с цилиндрическим кулачком и роликовым коромысловым толкателем, где скорость толкателя V_{A3} определяется выражением (6.11), а скорость поступательного движения развертки среднего цилиндра кулачка радиуса R_c - выражением (6.12).

По теореме синусов может быть получена взаимосвязь между скоростями V_{A3} и V_{A1} [5]:

$$\frac{V_{A1}}{\sin(90 - v_i)} = \frac{V_{A3}}{\sin \delta}, \quad (6.15)$$

в которой текущий угол v_i давления в высшей кинематической паре и параметры качания коромыслового толкателя связаны выражением

$$\delta = v_i + \beta / 2 - \beta_i, \quad (6.16)$$

где β - предельный угол качания толкателя.

После соответствующих преобразований уравнения (6.14), определяется зависимость между средним радиусом R_c цилиндрического кулачка в механизме с роликовым толкателем, углом давления v_i и текущим углом качания толкателя β_i :

$$R_{c_i} = \frac{\cos v_i}{\sin(v_i + \beta / 2 - \beta_i)}, \quad (6.17)$$

При $v_{\max} = v^*$ расчетный радиус R_c среднего цилиндра кулачка в механизме с роликовым коромысловым толкателем может быть определен по формуле (6.14), т. к. в этом случае $\beta / 2 = \beta_i$.

Величину $V_{\varphi_{\max}}$ на углах $\varphi_{\text{уд}}$ и $\varphi_{\text{пр}}$ поворота кулачка следует взять из результатов автоматизированного расчета параметров кулачкового механизма или вычисления по формуле (5.14).

7. Построение профиля кулачка

7.1. Метод обращения движения

В инженерной практике при решении задачи проектирования кулачка все графические построения выполняются на основе метода обращения движения, который может быть использован для любого типа кулачкового механизма. Метод обращения движения заключается в том, что всем звеньям механизма условно сообщается дополнительное движение со скоростью, равной скорости кулачка, но направленной в противоположную сторону. В результате сложения движений кулачок становится неподвижным звеном, т. е. превращается в неподвижную профильную направляющую, а толкатель и стойка условно получают подвижность и начинают перемещаться со скоростью кулачка в противоположном направлении. Перемещение толкателя относительно профиля кулачка в действительном и обращенном движениях останется неизменным. Условие непрерывности касания толкателя и кулачка при движении позволяет решить задачу синтеза кулачкового механизма - проектирование профиля кулачка.

7.2. Построение профиля плоского кулачка в механизме типа 1 а

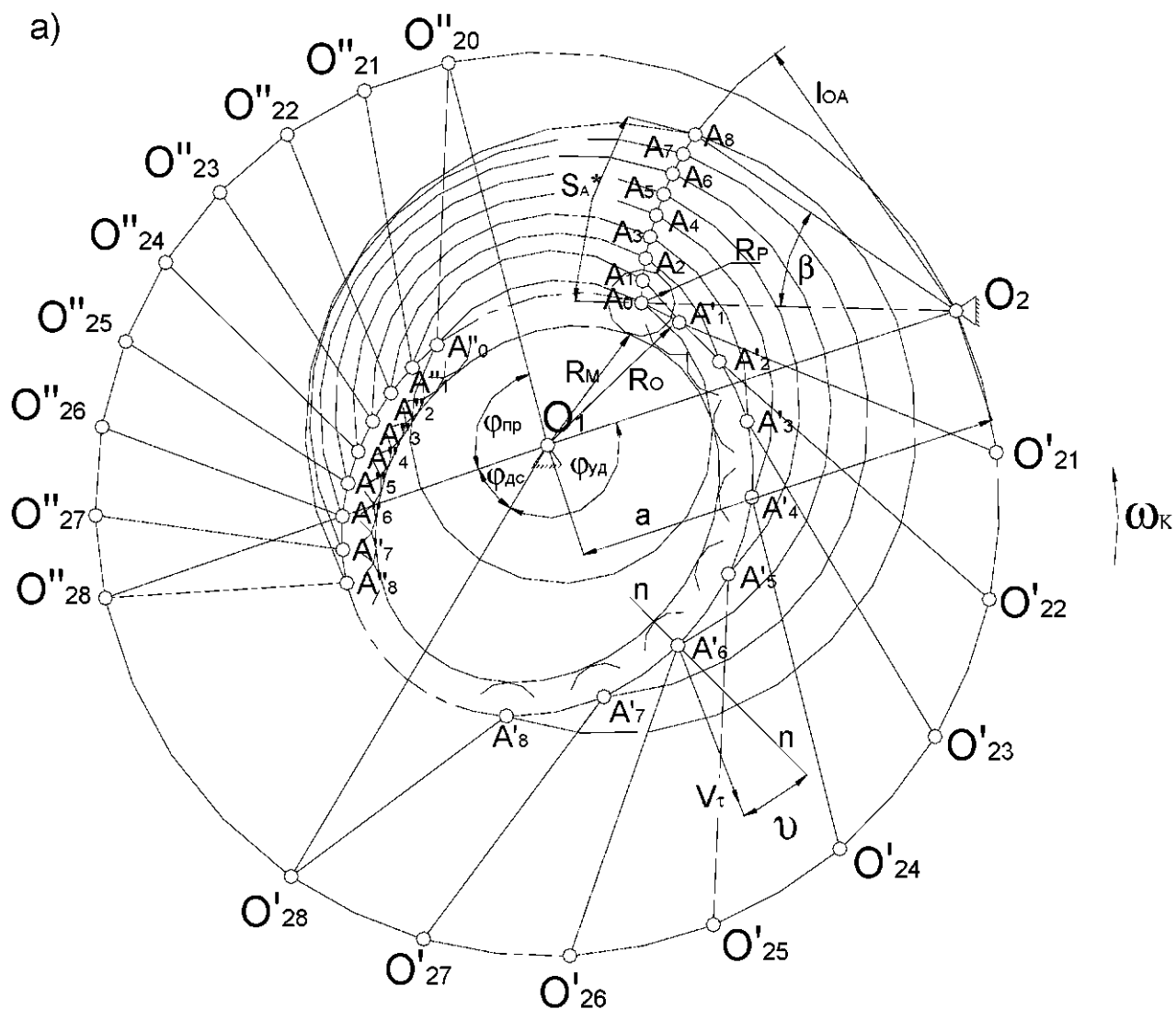
Построение центрального профиля плоского кулачка в механизме с роликовым коромысловым толкателем (механизм типа 1а) начинается с разметки траектории центра А ролика как в абсолютном, так и обращенном движении. Все графические построения выполняют в стандартном масштабе. Он выбирается из условия, при котором на незаполненной части чертежного листа можно провести окружность радиуса, равного межосевому расстоянию a между осью O_1 вращения кулачка и осью O_2 вращения толкателя. В центре незаполненного чертежного листа указывают ось O_1 вращения кулачка. С учетом выбранного масштаба из этого центра проводят окружность радиуса O_1O_2 , равного длине межосевого расстояния (рис. 7.1, а). Центром O_2 вращения толкателя может служить любая точка на этой окружности. Прямая линия, соединяющая точки O_1 и O_2 , является началом отсчета фазовых углов кулачка.

В обращенном движении ось O_2 вращения толкателя перемещается со скоростью кулачка по окружности радиуса O_1O_2 , но в противоположную сторону. Эту окружность делят на углы, соответствующие углам поворота кулачка $\varphi_{уд}$, $\varphi_{де}$, $\varphi_{пр}$ и $\varphi_{ос}$. Углы $\varphi_{уд}$ удаления и $\varphi_{пр}$ приближения дополнительно разбивают на N равных частей, пропорциональных отрезкам, на которые разделена ось абсцисс графика $[S, \varphi]$ перемещения толкателя в пределах этих углов (рис. 7.1, б). На дуге окружности радиуса O_1O_2 , соответствующей углу $\varphi_{уд}$ удаления, отмечают точки O'_{20} , O'_{21} , $O'_{22}, \dots$, O'_{2N} , а углу приближения - точки O''_{2N} , $O''_{2(N-1)}, \dots$, O'_{20} .

Из точки O_1 проводят дугу радиусом R_0 , равным начальному радиусу центрального профиля кулачка, а из точки O'_{20} - дуга радиуса $O'_{20}A_0$, равным длине толкателя. Точка A_0 пересечения этих дуг является начальной точкой пути толкателя в абсолютном движении. Под углом β к радиусу $O'_{20}A_0$ проводят прямую $O'_{20}A_N$ до пересечения с дугой абсолютной траектории оси вращения ролика.

Дугу A_0A_N делят на части, пропорциональные ординатам графика $[S, \varphi]$ в интервале угла удаления. Для этого из начала (О) системы координат S, φ под

любым углом к оси S необходимо провести луч OH и отложить на нём отрезок OA_N (рис. 7.1, б), равный длине дуги A_0A_N (рис. 7.1, а).



б)

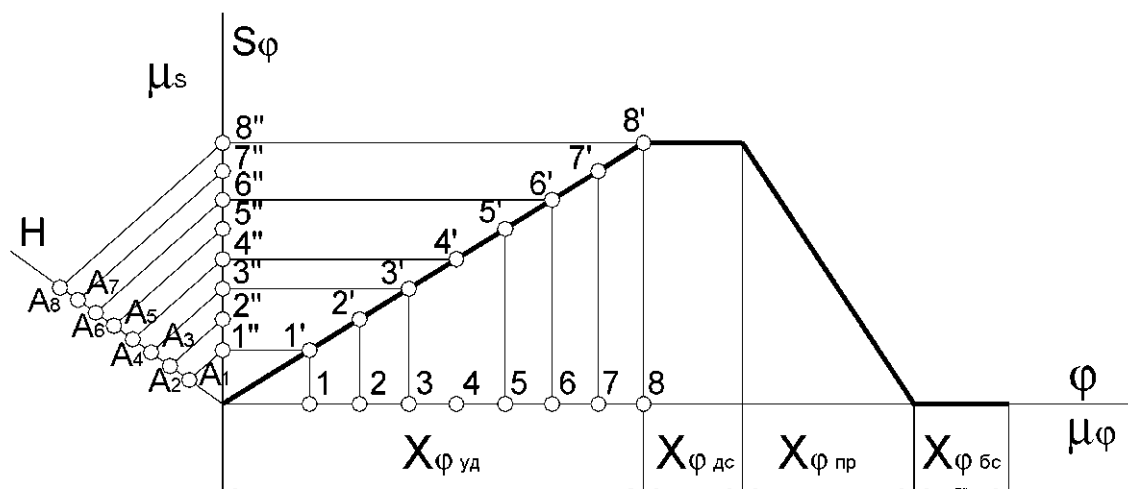


Рис. 7.1

Точки $1', 2', 3', \dots, N'$ пересечения графика $[S, \varphi]$ ординатами $1, 2, 3, \dots, N$ сносят на горизонталью на ось S (точки $1'', 2'', 3'', \dots, N''$). Предельные точки A_N и N'' соединяются прямой линией и из каждой точки $(1'', 2'', 3'', \dots, N-1)$ на оси S проводятся прямые, параллельные $A_N N''$. Эти прямые делят отрезок $S^* A$ на части $OA_1, OA_2, \dots, OA_N$, пропорциональные ординатам графика $[S, \varphi]$ перемещения толкателя. Пользуясь малым измерителем, отрезки прямых $OA_1, A_1 A_2, A_2 A_3, \dots, A_{N-1} A_N$ переносят на дугу $A_0 A_N$ (рис. 7.1, а).

Графическое построение центрального профиля кулачка представляет собой разметку относительных положений оси вращения ролика в обращенном движении толкателя совместно со стойкой O_2 . Эта разметка выполняется последовательно от точек A_0 и A''_0 . Для определения положения точки A''_0 необходимо на дуге радиуса R_0 из точки O''_2 - положения оси O_2 вращения толкателя в обращенном движении, соответствующего окончанию фазы $\varphi_{пр}$ приближения, сделать засечку радиусом $O'_2 A_0$, равным длине толкателя. Очередные точки A'_1 и A''_1 относительного положения оси вращения ролика в обращенном движении расположены на дуге радиуса $O_1 A_1$, проведенной через точку A_1 . Центром дуги $A'_1 A''_1$ является ось O вращения кулачка. Из точек O'_{21} и O''_{21} радиусом $O'_2 A_0$ на этой дуге делают засечки, которые являются искомыми точками A'_2 и A''_2 и соответствуют углу поворота кулачка на $1/N$ угла φ_{Σ} или $\varphi_{пр}$. Последовательно выполняя подобные построения, находят положения оси A вращения ролика в обращенном движении на углах $\varphi_{уд}$ удаления (точки $A'_1, A'_2, A'_3, \dots, A'_N$) и $\varphi_{пр}$ приближения (точки $A''_1, A''_2, A''_3, \dots, A''_N$). Полученные точки A_i соединяют по лекалу плавной штрихпунктирной линией, которая является центральным профилем проектируемого кулачка. Для углов $\varphi_{бс}$ ближнего стояния и $\varphi_{дс}$ дальнего стояния центральной профиль кулачка ограничен дугами окружностей радиусов R_0 и $R_0 + S^* A$ соответственно.

Радиус R_p ролика толкателя находят из условия:

$$R_p \leq (0.2 \div 0.7) \rho_{\min}, R_p \leq 0.4 R_0, \quad (7.1)$$

где $\rho_{\min}$ - минимальный радиус кривизны центрального профиля кулачка, мм.

Конструктивный (рабочий) профиль кулачка находится как эквидистанта его центрального профиля (огibaющая относительных положений роликов в обращенном движении толкателя). Для этого необходимо построить семейство дуг радиусом R_p ролика, центрами которых будут точки $A'_1, A'_2, A'_3, \dots, A'_N$ относительного положения оси ролика на угле $\varphi_{уд}$ удаления и точки $A''_1, A''_2, A''_3, \dots, A''_N$ - на угле $\varphi_{пр}$ приближения. Огибающая к этим дугам является конструктивным профилем кулачка (рис. 7.1, а).

Конструктивный профиль кулачка и одно из относительных положений толкателя с роликом (исходное положение) - план механизма, следует обвести сплошной контурной линией. На плане механизма необходимо проставить основные размеры звеньев и соответствующие обозначения.

7.3. Построение профиля плоского кулачка в механизме типа 2 а

Последовательность графических построений при профилировании плоских кулачков в механизмах типа 1а и типа 2а идентична. В связи с этим будут более подробно рассмотрены только некоторые различия, имеющие место в алгоритме этих построений, обусловленные кинематикой механизма.

Масштаб плана механизма выбирают из условия, при котором на незаполненной части чертежного листа можно провести окружность радиусом, равным сумме длин

начального радиуса R_0 центрального профиля кулачка и перемещения S_A^* толкателя. Из центра O_1 вращения кулачка, проводят окружность радиусом, равным эксцентриситету e (рис. 7.2). Вертикальная прямая A_0A_N , касательная к этой окружности (для эксцентричных механизмов) или проходящая через центр вращения кулачка O_1 ($e = 0$), является осью толкателя и траекторией абсолютного движения центра ролика. Начальная точка A_0 перемещения оси ролика находится в пересечении его абсолютной траектории с дугой окружности радиуса R_0 , проведенной из центра вращения кулачка. На оси толкателя откладывают отрезок A_0A_N , равный его перемещению S_A^* в масштабе плана механизма. Прямая, соединяющая точки O_1 и A_N , является полярной осью начала отсчета фазовых углов кулачка. Из центра O_1 вращения кулачка проводят окружность радиуса C_1A_N , которая разбивается на углы $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дс}$, $\varphi_{пр}$ и $\varphi_{сс}$. Причем углы $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$ дополнительно делятся на N равных частей. На окружности радиуса C_1A_N отмечают точки $C'_1, C'_2, C'_3, \dots, C'_N$ на угле $\varphi_{уд}$ удаления и точки $C''_1, C''_2, C''_3, \dots, C''_N$ на угле $\varphi_{пр}$ приближения. Из найденных точек к окружности радиуса e проводят касательные, являющиеся относительными положениями оси толкателя в его обратном движении. При $e = 0$ из центра вращения O_1 кулачка к указанным точкам проводятся лучи.

Деление абсолютной траектории $A_0A_N = S_A^*$ оси A вращения ролика на части, пропорциональные ординатам графика $[S, \varphi]$ перемещения толкателя, выполняется так же, как описано в подразделе 7.2 (рис. 7.1, б).

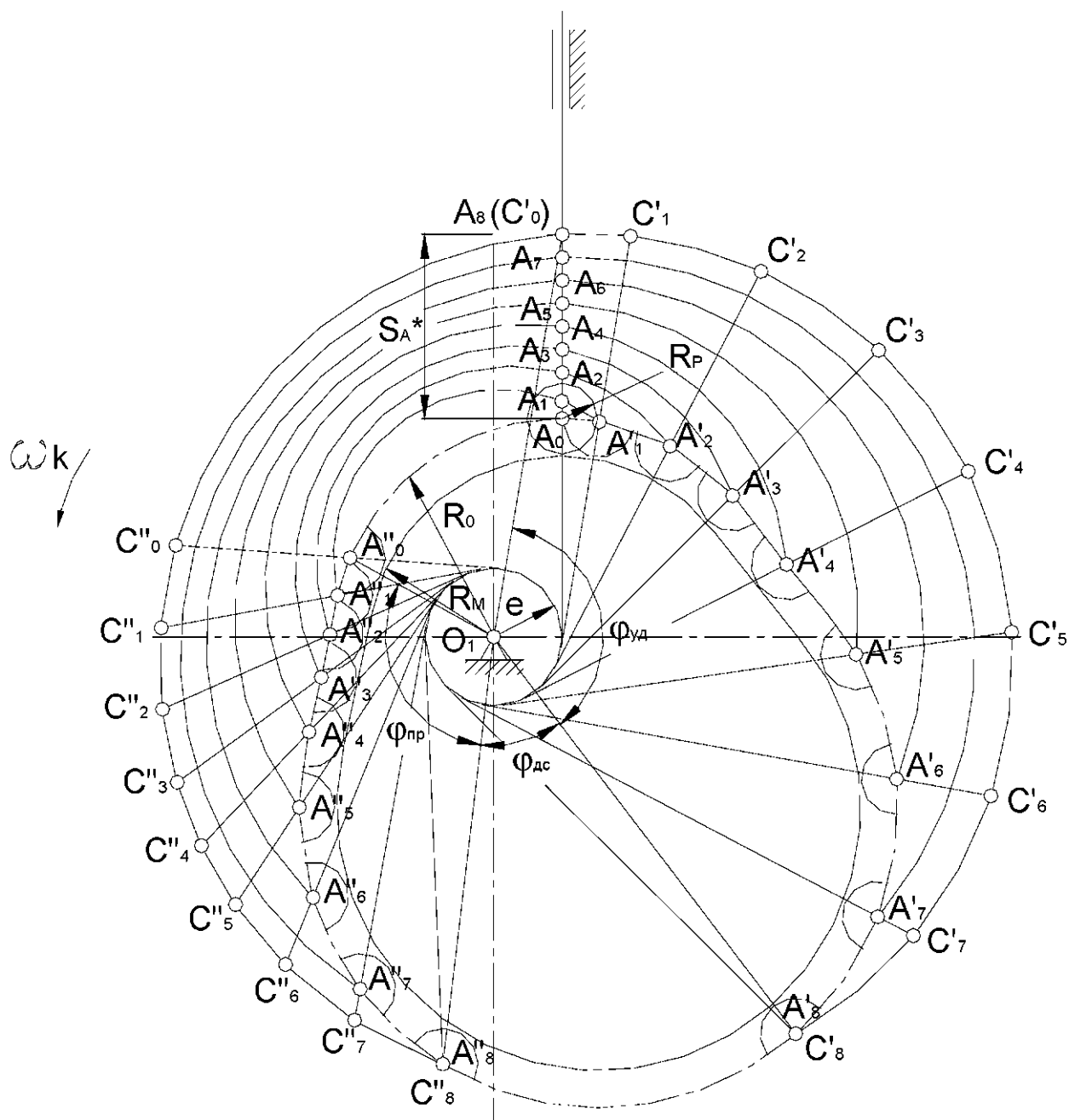


Рис. 7.2

Построение центрального профиля кулачка представляет собой разметку относительных положений оси A вращения ролика в обращенном движении. Характерные точки этих положений находят пересечением дуг радиуса O_1A_i , проведенных через точки $(A_0, A_1, A_2, \dots, A_N)$ абсолютной траектории оси A вращения ролика, с соответствующими касательными к окружности, радиуса e , являющимися осями толкателя в его обращенном движении (рис. 7.2). Найденные точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_N$ на угле $\varphi_{уд}$ удаления и точки $A''_0, A''_1, A''_2, \dots, A''_N$ на угле $\varphi_{пр}$ приближения принадлежат центральному профилю кулачка, для построения которого их следует соединить по лекалу плавной штрихпунктирной линией.

Методика построения конструктивного профиля кулачка и требования к оформлению плана механизма даны в 7.2.

7.4. Особенности построения профиля плоского кулачка в механизме типа 2 б

Методика построения относительных положений т. A_i - тарелки толкателя в ее обращенном движении, идентична определению относительных положений оси A_i ролика в кулачковом механизме типа 2а при $e = 0$ и описана в подразделе (7.3) настоящего пособия. Графические построения по нахождению указанных точек представлены на рис. 7.3.

Масштаб плана механизма выбирают из условия, при котором на незаполненной части чертежного листа можно провести окружность радиуса, равного сумме длин начального радиуса R_M конструктивного профиля кулачка и перемещения S_A^* толкателя. Указывают ось O_1 вращения кулачка и через нее проводят вертикальную линию - ось толкателя, являющуюся одновременно траекторией движения точки A . Исходное положение точки A_0 на этой вертикальной линии определяется точкой ее пересечения с окружностью радиуса R_M .

При наличии эксцентриситета e оси толкателя решение задачи графического построения профиля кулачка значительно упрощается, если она условно переносится параллельно самой себе в такое положение, которое превращает кулачковый механизм в центральный ($e=0$).

Разметка относительных положений т. A_i (тарелки толкателя) в обращенном движении выполняется в той же последовательности, как находятся характерные точки A'_i и A''_i центрального профиля кулачка в механизме типа 2а.

К лучам $O_1C'_0, O_1C'_1, O_1C'_2, \dots, C_1C'_N$ на угле $\varphi_{уд}$ удаления и $C_1C''_0, C_1C''_1, C_1C''_2, \dots, C_1C''_N$ на угле $\varphi_{пр}$ приближения через точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_N$ и $A''_0, A''_1, A''_2, \dots, A''_N$ проводят перпендикуляры, характеризующие относительное положение тарелки толкателя в обращенном движении. Огибающая относительных положений тарелок толкателя является профилем кулачка.

Для каждого положения толкателя в обращенном движении находится точка контакта его тарелки с профилем кулачка. Сумма расстояний наиболее удаленных левой и правой точек контакта на тарелке до точки A определяет наименьшую длину тарелки толкателя.

$$M \approx 500 / (2 \cdot \pi \cdot R_c + l).$$

Он округляется до стандартного значения.

По середине незаполненной части чертежного листа вертикально проводится осевая линия, на которой откладывается точка C_0 соответствующая оси вращения коромыслового толкателя (рис. 7.4). Радиусом C_0A_0 проводится дуга с центром в точке C_0 . Эта дуга ограничивается углом β размаха коромыслового толкателя. Причем, вертикальная осевая линия должна делить угол β пополам. Тогда пересечение дуги со стороной угла справа от осевой линии определяет начальную точку A_0 абсолютной траектории оси вращения ролика, а слева от нее - конечную точку A_N этой траектории. Дугу A_0A_N делят на части, пропорциональные ординатам графика $[S, \varphi]$ и находят точки $A_0, A_1, A_2, \dots, A_N$, характеризующие текущее перемещение оси вращения ролика толкателя на её абсолютной траектории. Методика определения положения указанных точек описана в 7.2.

В обратном движении точка C_0 стойки перемещается по осевой линии - на расстояние L , равное длине развёртки среднего цилиндра кулачка ($L = 2 \cdot \pi \cdot R_c$). Это расстояние в принятом масштабе делится на отрезки $X_{уд}, X_{дс}, X_{пр}$ и $X_{бс}$, пропорциональные фазовым углам кулачка $\varphi_{уд}, \varphi_{дс}, \varphi_{пр}$ и $\varphi_{бс}$. Причём, допускается отрезки $X_{дс}$ и $X_{бс}$ изображать длиной 15-20 мм с разрывом. По аналогии с абсциссой графика $[S, \varphi]$ отрезки $X_{уд}$ и $X_{пр}$, разбивают на N равных частей и отмечают точки $C'_1, C'_2, C'_3, \dots, C'_N$ и $C''_1, C''_2, \dots, C''_N$.

Центровой профиль развёртки среднего цилиндра кулачка представляет собой траекторию относительного перемещения оси A вращения ролика в обратном движении.

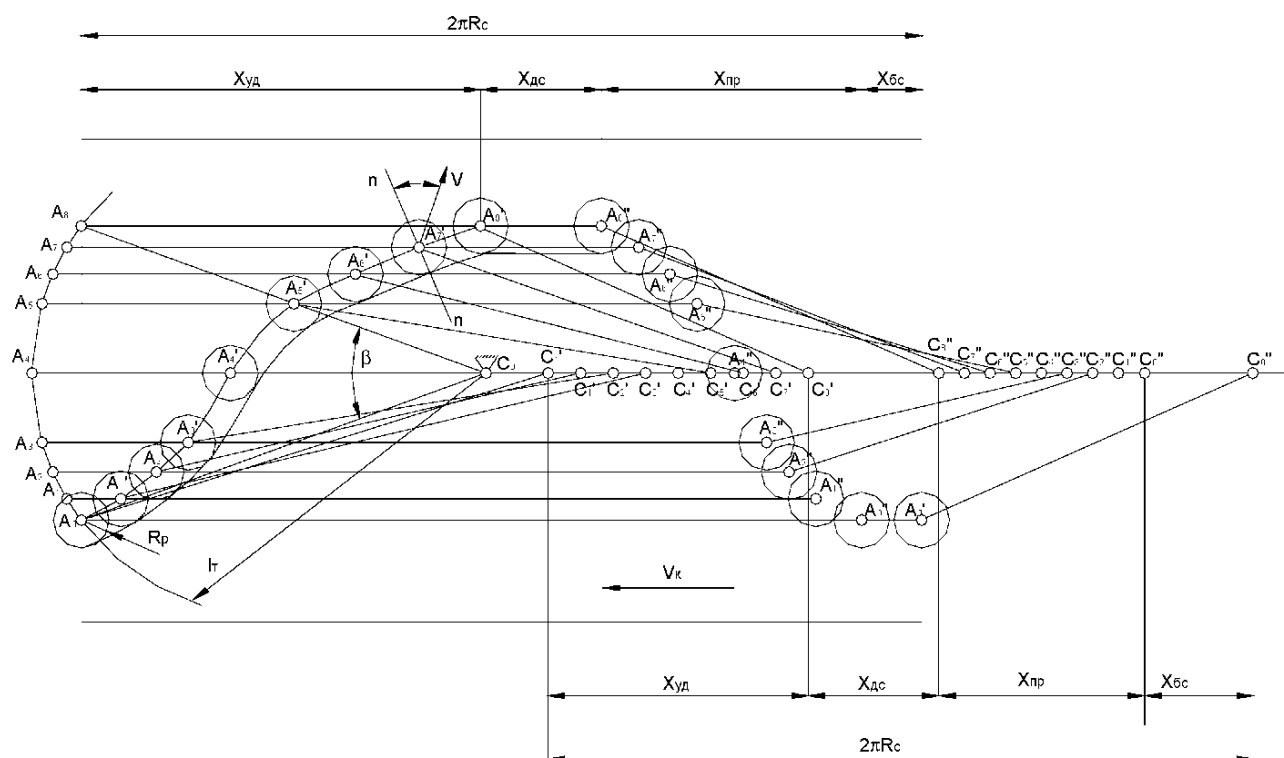


Рис. 7.4

Для разметки этой траектории необходимо через точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_N$ дуги A_0A_N провести прямые, параллельные скорости перемещения развертки среднего цилиндра, а из точек $C'_1, C'_2, C'_3, \dots, C'_N$ на отрезке $X_{уд}$ и точек $C''_1, C''_2, C''_3, \dots, C''_N$ на отрезке $X_{пр}$ радиусом C_0A_0 - длиной толкателя, сделать засечки на этих прямых. Точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_N$ и $A''_0, A''_1, A''_2, \dots, A''_N$, которые определяют положение оси вращения ролика в обращенном движении, соединяют плавной штрихпунктирной линией по лекалу. Построенная линия является центровым профилем развертки среднего цилиндра кулачка.

Радиус ролика определяется из условия $R_p \leq 0.4R_c$. Огибающие относительных положений окружностей роликов в точках $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_N$ и точках $A''_0, A''_1, A''_2, \dots, A''_N$, при обращенном движении являются конструктивными профилями паза цилиндрического кулачка.

Габариты плана механизма с цилиндрическим кулачком определяют длиной развертки среднего цилиндра и его произвольной высотой, и, приблизительно, на диаметр ролика больше, чем расстояние между крайними точками A_0 и A_N . Требования к оформлению плана механизма указаны в 7.2.

7.6. Особенности построения профиля цилиндрического кулачка в механизме с роликовым поступательно перемещающимся толкателем

Последовательность графических построений на чертеже при профилировании цилиндрического кулачка в механизме с роликовым поступательно перемещающимся толкателем аналогична алгоритму профилирования кулачка с коромысловым толкателем, изложенному в 7.5. Масштаб плана механизма выбирают из условия:

$$M \approx 500 / (2 \cdot \pi \cdot R_c).$$

Он округляется до стандартного значения.

На вертикальной осевой линии, проведенной ближе к правой стороне чертежного листа, откладывают начальную точку A_0 абсолютной траектории оси вращения ролика. В обратном движении точка A_0 перемещается по осевой линии на расстояние L , равное длине развертки среднего цилиндра кулачка ($L = 2 \cdot \pi \cdot R_c$). Это расстояние в принятом масштабе следует разделить на отрезки $X_{уд}$, $X_{дс}$, $X_{пр}$ и $X_{бс}$, пропорциональные фазовым углам кулачка $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дс}$, $\varphi_{пр}$ и $\varphi_{бс}$ (рис. 7. 5). Причем допускается участки $X_{дс}$ и $X_{бс}$ изображать длиной $15 \div 20$ мм с разрывом. В свою очередь, отрезки $X_{уд}$ и $X_{пр}$, дополнительно разбивают на N равных частей, по аналогии с графиком $[S, \varphi]$ и находят точки $O'_0, O'_1, O'_2, O'_3, \dots, O'_N$ и $O''_0, O''_1, O''_2, \dots, O''_N$. В т. A_0 (O'_0) восстанавливают перпендикуляр A_0A_N , соответствующий траектории оси ролика толкателя в абсолютном движении, на котором откладывают отрезок A_0A_N , равный перемещению толкателя на плане механизма S^*_A .

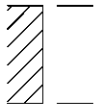


Рис. 7.5

Отрезок A_0A_N делится на части, пропорциональные ординатам графика $[S, \varphi]$, на угле $\varphi_{\text{кл}}$ удаления (см. 7.2). Точки $A'_0, A'_1, A'_2, \dots, A'_N$ на отрезке $X_{\text{уд}}$ и точки $A''_0, A''_1, A''_2, \dots, A''_N$ на отрезке $X_{\text{пр}}$, которые принадлежат центрному профилю - развертке среднего цилиндра кулачка, находятся при взаимном пересечении прямых линий, проведенных через соответствующие точки $A_1, A_2, A_3, \dots, A_N$ абсолютной траектории оси вращения ролика и точки $O'_1, O'_2, O'_3, \dots, O'_N$, а также точки $O''_1, O''_2, O''_3, \dots, O''_N$ расположенные на развертке цилиндра. При построении прямые линии должны быть параллельны абсолютной траектории оси вращения ролика и скорости перемещения развертки среднего цилиндра кулачка соответственно.

Методика графических построений по определению центрального и конструктивных профилей цилиндрического кулачка дана в 7.5, а требования к оформлению плана механизма - в 7.2.

8. Определение углов давления в высшей кинематической паре

Построив конструктивный профиль кулачка, можно определить точки касания ролика с кулачком во всех рассмотренных положениях толкателя. Через найденные точки и центры роликов проводят отрезки прямых - общие нормали к профилям кулачка и ролика. Для этих положений толкателя определяют направление его скорости в точке, расположенной на оси ролика (т. А на рис. 8.1). Угол, образованный направлением скорости толкателя и общей нормали к профилям кулачка и толкателя в точке их контакта, является углом давления ν .

Угол давления определяется для каждого положения толкателя в обратном движении относительно кулачка. По результатам измерения строят график $[\nu, \varphi]$ углов давления в высшей кинематической паре кулачкового механизма (рис. 8.2).

При построении графика $[\nu, \varphi]$ углов давления в зависимости от взаимного расположения общей нормали к профилям кулачка и ролика и направления скорости толкателя одни углы считаются условно положительными, другие - отрицательными. Направление отсчета углов давления выбирает проектировщик. Масштабный коэффициент μ_ν угла давления определяется выражением

$$\mu_\nu = \nu_{\max} / y_{\nu_{\max}},$$

где $\nu_{\max}$ - максимальный угол давления, град ;

$y_{\nu_{\max}}$ - ордината графика $[\nu, \varphi]$, соответствующая максимальному углу давления в высшей кинематической паре кулачкового механизма.

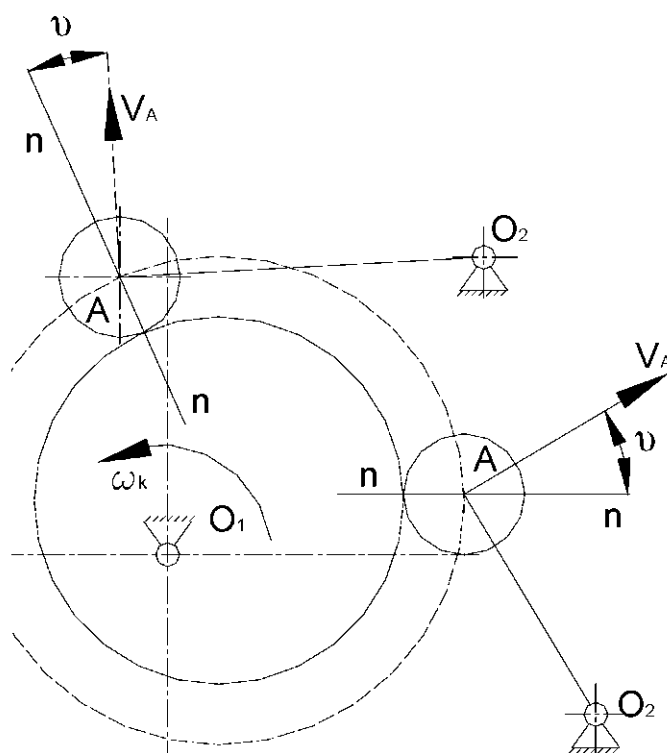


Рис. 8.1

Для кулачковых механизмов с силовым замыканием высшей кинематической пары углы давления рекомендуется находить только для угла $\varphi_{уд}$ удаления, а с геометрическим замыканием - для углов $\varphi_{уд}$ удаления и $\varphi_{пр}$ приближения (рис. 8.2)

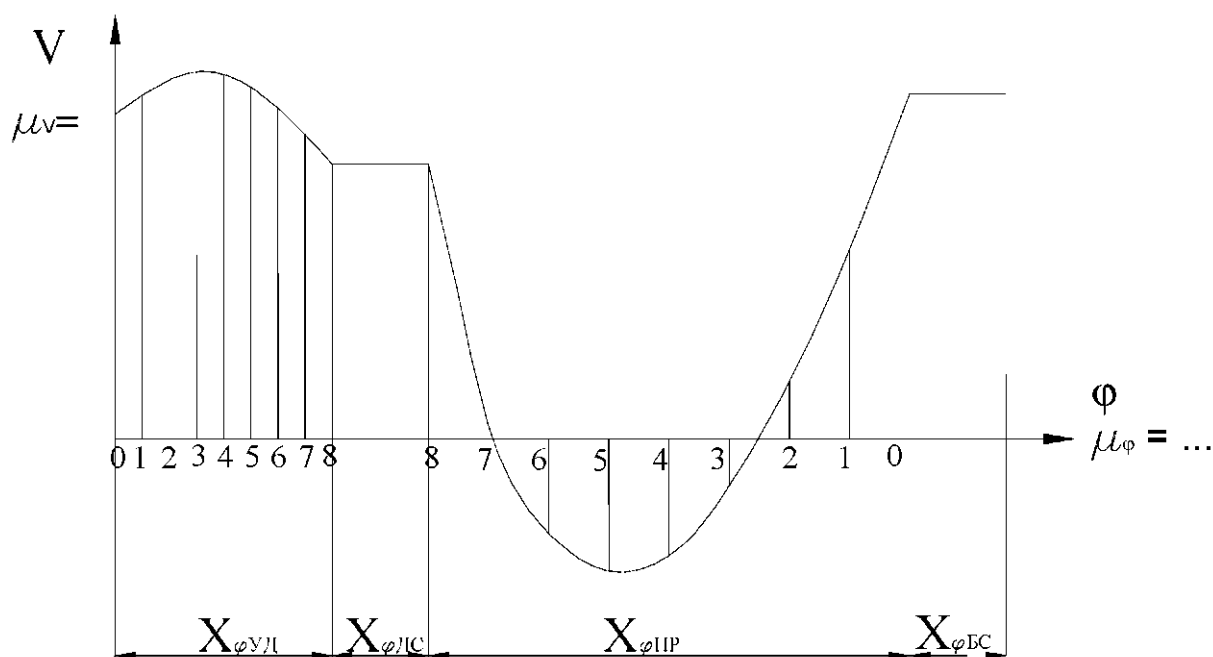


Рис. 8.2

9. Составление таблицы координат профиля кулачка

По результатам графических построений или аналитических расчетов с применением ЭВМ составляется таблица координат конструктивного (механизмы типа 1б, 2б) или центрального профиля кулачка в зависимости от типа механизма (механизмы типа 1а, 2а, 3а, 4а).

Система координат выбирается в зависимости от вида движения ведущего звена кулачкового механизма. Для плоских вращающихся кулачков используется полярная система координат (рис. 9.1, а). Для определения координат необходимо провести лучи из центра вращения кулачка до соответствующего профиля с угловым интервалом $\varphi_{уд} / N$. Тогда

$$\varphi_i = \varphi_{уд} \cdot n_i / N, \quad (9.1)$$

где φ_i - текущий полярный угол;

n_i - номер интервала, в котором измеряется радиус - вектор профиля кулачка;

N - количество интервалов, на которое разбит угол $\varphi_{уд}$ удаления.

В каждом положении измеряется или вычисляется угол и радиус-вектор конструктивного профиля кулачка, а результаты записываются в соответствующую графу таблицы координат профиля кулачка. Эти координаты необходимы для изготовления профиля кулачка.

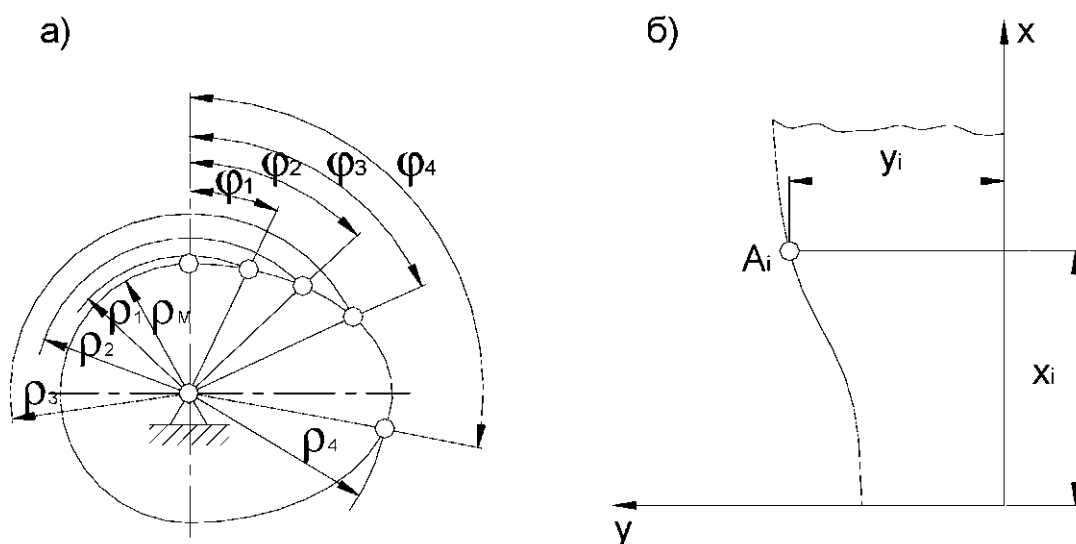


Рис. 9.1

Для цилиндрических и поступательно перемещающихся кулачков используется прямоугольная система координат (рис. 9.1,б). Необходимо измерить каждую координату положения центра ролика с толкателем в обратном движении относительно кулачка, а результаты записать в таблицу. Причем, в таблицу заносятся не чертежные, а натуральные размеры величин.

Список литературы

1. Юдин В. А., Петрокас Л. В. Теория механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1977. - 527с.
2. Курсовое проектирование кулачковых механизмов в автоматизированной системе: Метод. указ. к курсовому проектированию по теории механизмов / Сост. Борисов В. Д. и др. - М.: Мосстанкин, 1988. - 48 с.
3. Вяткин Г. П. Построение профиля кулачка. - М.: Станкин, 1970, 51 - с.
4. Левитская О. Н., Левитский Н. И. Курс теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1978. - 269 с.
5. Юдин В. А., Барсов А. Г., Чунин Ю. Н. Сборник задач по теории механизмов и машин. - М.: Высшая школа, 1982. - 215 с.