

ОПД.Ф.02.03 ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ
ПРОЕКТИРОВАНИЕ И АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ
Методические указания

1. ЭТАПЫ ПРОЕКТИРОВАНИЯ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Процесс проектирования кулачковых механизмов включает в себя следующие основные этапы:

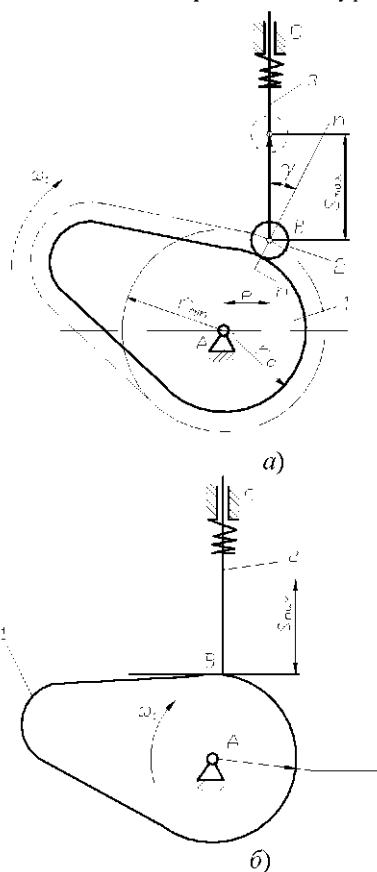
1. Выбор кинематической схемы механизма.
2. Выбор и обоснование закона движения выходного звена-толкателя.
3. Определение основных размеров звеньев.
4. Графическое профилирование кулачка или аналитический расчет координат его профиля.
5. Расчет элементов высшей кинематической пары на основе динамических и прочностных условий.

Для выполнения курсового проекта по программе курса "Теория механизмов и машин" кинематическая схема кулачкового механизма и закон движения толкателя в функции обобщенной координаты – угла поворота кулачка – задаются, поэтому решение задачи синтеза кулачкового механизма сводится к определению его основных размеров и профилированию кулачка.

Задача проектирования кулачкового механизма решается студентами при выполнении третьего листа курсового проекта по теории механизмов и машин.

2. СОДЕРЖАНИЕ ИСХОДНЫХ ДАННЫХ

1. В задании предусмотрено решение задач синтеза одного из трех типов кулачковых механизмов (рис. 1):
 - а) с вращающимся кулачком и прямолинейно вращающимся роликовым толкателем (рис. 1, а);
 - б) с вращающимся кулачком и качающимся роликовым толкателем (рис. 1, б);
 - в) с вращающимся кулачком и прямолинейно перемещающимся плоским толкателем (рис. 1, в).
2. Величина и направление угловой скорости ω_1 кулачка идентичны величине и направлению угловой скорости $\omega_{кр}$ кривошипа рычажного механизма, кинематический анализ которого в соответствии с заданием выполняется в первом листе курсового проекта.



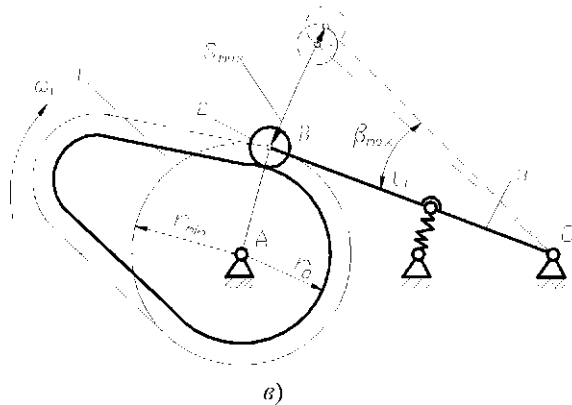


Рис. 1. Кулачковые механизмы с силовым замыканием высшей пары

3. Ход толкателя – полное его перемещение S_{\max} для механизмов с прямолинейно перемещающимися толкателями (рис. 1, а, в и рис. 2, а) или угловой ход β_{\max} и длина l_T толкателя для механизмов с качающимися толкателями (рис. 1, б и рис. 2, б). В последнем случае максимальное перемещение S_{\max} центра B ролика по дуге равно произведению $l_T \beta_{\max}$.

4. Фазовые углы поворота кулачка заданы в долях от углов $\varphi_{\text{рх}}$ рабочего и $\varphi_{\text{хх}}$ холостого ходов кривошипа, определяемых при выполнении первого листа курсового проекта: $\varphi_{\text{уд}}$ – фаза удаления толкателя; $\varphi_{\text{дв}}$ – фаза дальнего выстоя; $\varphi_{\text{пр}}$ – фаза приближения и $\varphi_{\text{бв}}$ – фаза ближнего выстоя. Сумма всех фазовых углов: $\varphi_{\text{уд}} + \varphi_{\text{дв}} + \varphi_{\text{пр}} + \varphi_{\text{бв}} = 360^\circ$.

5. В заданиях предусмотрен один из двух видов замыкания высшей кинематической пары: силовое (рис. 1), кинематическое с использованием плоского пазового кулачка (рис. 2).

6. Закон движения толкателя задан в виде графика изменения аналога ускорения S'' его точки B в зависимости от угла φ поворота кулачка (рис. 3 – 9) (при качающемся толкателе задан закон изменения аналога тангенциальной составляющей ускорения центра ролика толкателя).

Различают три группы законов движения, характеризующихся следующими особенностями:

а) движение толкателя сопровождается жесткими ударами в тех положениях, где функция $S''(\varphi)$ претерпевает разрыв;

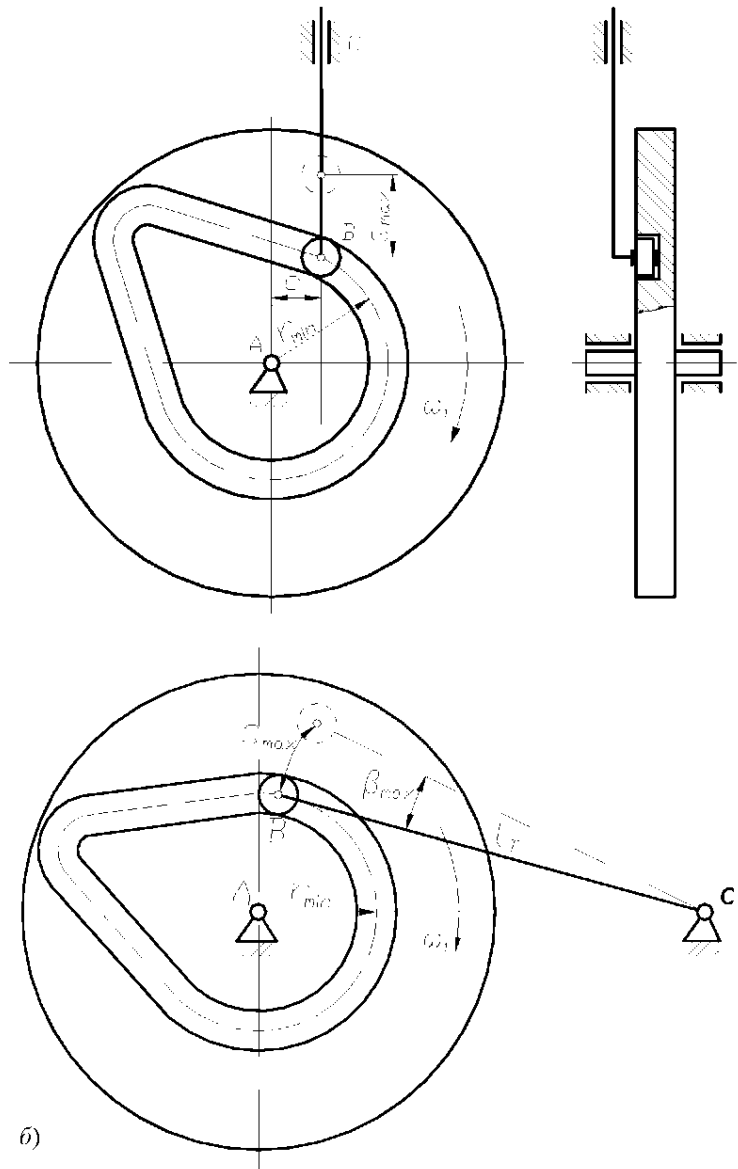
б) движение толкателя сопровождается мягкими ударами там, где разрыв претерпевает функция $S''(\varphi)$ (рис. 4, 5, 7, 9);

в) движение толкателя происходит без ударов тогда, когда функции $S''(\varphi)$ и $S'''(\varphi)$ не претерпевают разрыва и аналоги скоростей и ускорений в начале и в конце движения толкателя равны нулю (рис. 3, 6, 8).

Жесткие удары допустимы только в тихоходных механизмах при малых весах толкателей. Мягкие удары вызывают резкое изменение динамических усилий, действующих на кулачковый механизм, однако они менее опасны, чем жесткие.

7. Величина максимально допускаемого угла давления γ_{\max} (при силовом замыкании высшей кинематической пары – на фазе удаления, при кинематическом – на фазе удаления и фазе приближения толкателя).

8. Диаметр d_6 вала, на котором устанавливается кулачок (в тех случаях, когда диаметр вала не задан, можно принять его равным 20...30 мм).



a)

б)

Рис. 2. Кулачковые механизмы с кинематическим замыканием высшей пары
3. СОДЕРЖАНИЕ ГРАФИЧЕСКОЙ ЧАСТИ

3.1. Проектирование кулачковых механизмов с роликовыми толкателями

1. Построить цикловую диаграмму по заданным фазовым углам: $\varphi_{уд}$, $\varphi_{дв}$, $\varphi_{цр}$ и $\varphi_{бв}$ поворота кулачка.

2. Построить кинематические диаграммы:

а) линейных или угловых перемещений толкателя

$$S = S(\varphi) \text{ или } \beta = \beta(\varphi) ;$$

б) линейного или углового аналога скорости толкателя

$$S' = dS/d\varphi = S'(\varphi) \text{ или } \beta' = d\beta/d\varphi = \beta'(\varphi) ;$$

в) линейного или углового аналога ускорения толкателя

$$S'' = d^2S/d\varphi^2 = S''(\varphi), \beta'' = d^2\beta/d\varphi^2 = \beta''(\varphi) .$$

3. Построить диаграмму $S(S') = S(dS/d\varphi)$ (рис. 10, 11) и определить с ее помощью зону возможных положений оси вращения кулачка по заданному максимальному углу давления γ_{\max} . Выбрать положение этой оси вращения.

4. Построить теоретический профиль кулачка методом обращения движения (рис. 13, 14).

5. Подобрать радиус r_p ролика по наименьшему радиусу ρ_{\min} кривизны теоретического профиля и принятому минимальному радиусу кулачка r_{\min} .
6. Построить практический профиль кулачка (построение диаграмм и профилей кулачка производить по 12 точкам на каждой фазе толкателя, т.е. на фазах удаления и приближения).
7. Построить схему заменяющего механизма для положения с минимальным радиусом ρ_{\min} теоретического профиля кулачка.
8. Построить планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма.
9. Построить в масштабе кинематическую схему кулачкового механизма и рядом с ней разместить таблицу исходных данных.
10. Проставить масштабные коэффициенты над всеми чертежами листа и в нижнем правом углу листа вычертить штамп установленной формы.

3.2. Проектирование кулачковых механизмов с плоскими толкателями

Пункты 1, 2, 4, 6 – 10 предыдущего раздела остаются без изменений, а пункты 3 и 5 имеют иное содержание.

В п. 3 следует читать: построить диаграмму $[S + S''](\varphi)$ и с ее помощью определить радиус r_0 основной окружности кулачка, соблюдая условие выпуклости его профиля $r_0 \geq \left| -[S + S'']_{\min} \right|$.

В п. 5 следует читать: показать положения плоскости тарелки толкателя в обращенном движении.

4. ЗАКОНЫ ДВИЖЕНИЯ ТОЛКАТЕЛЯ

4.1 Трапецеидальный закон движения

Для трапецеидального закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 3. Причем на фазе приближения и фазе удаления величина угла φ_Φ , входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$.

В курсовом проекте требуется по известным зависимостям изменения аналога ускорения $S''(\varphi)$ путем графического интегрирования по методу хорд построить графики $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$.

Для построения диаграммы $S''(\varphi)$ пользуются следующей зависимостью: $A_1 \varphi_{уд}^2 = A_2 \varphi_{пр}^2$. Масштабный коэффициент по оси абсцисс определяется по формуле

$$\mu_\varphi = \frac{2\pi}{x}, \quad \frac{1}{\text{мм}},$$

где x – отрезок на оси абсцисс, изображающий сумму всех фазовых углов кулачкового механизма.

Для интегрирования графика $S'(\varphi)$ делим каждый из отрезков, изображающих на оси абсцисс фазовые углы удаления $\varphi_{уд}$ и приближения $\varphi_{пр}$, на 12 равных частей. Из середин полученных участков восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с графиком $S'(\varphi)$, после чего из полученных на графике $S'(\varphi)$ точек проводятся прямые, параллельные оси абсцисс до пересечения с осью ординат, где отмечаются точки $1'$, $2'$, $3'$ и т.д.

На оси абсцисс выбирается точка P , отстоящая на расстоянии H от начала координат с которой соединяются все точки, полученные на оси ординат.

$$S''_{\max} = \frac{12S_{\max}}{\varphi_\Phi^2} (2 + K_2^2 + 2K_2K_3 - 1)^{1/2}, \text{ м}$$

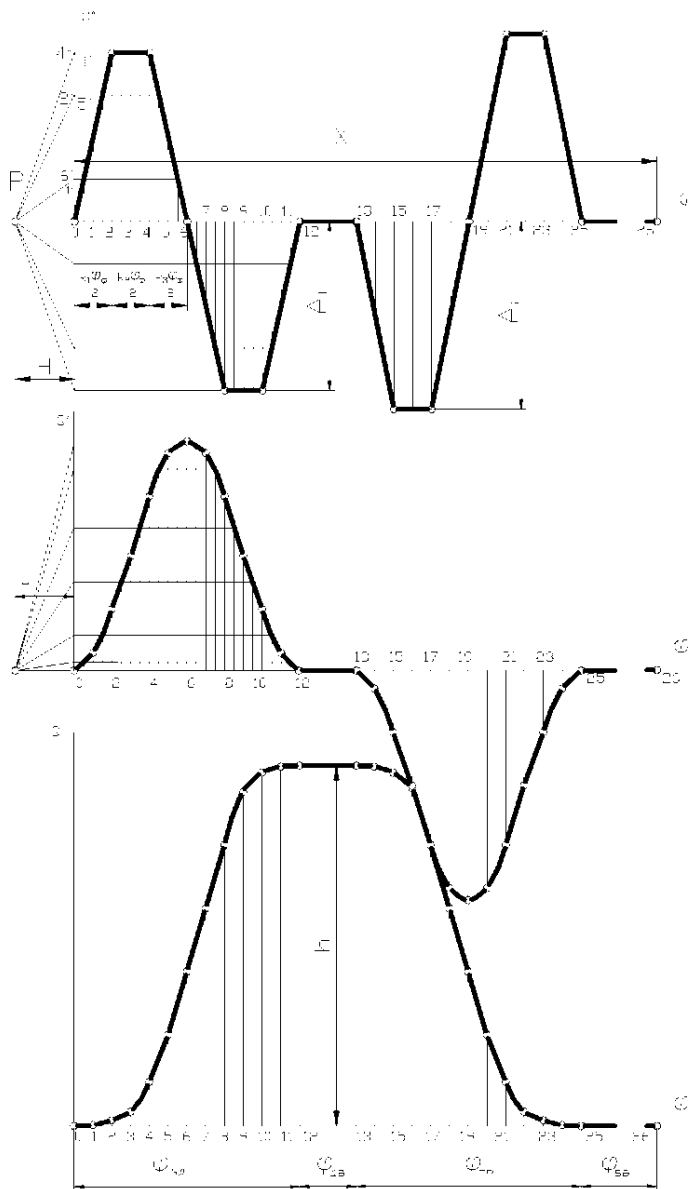


Рис. 3. Трапецидальный закон движения

Координатные оси графика $S'(\varphi)$ выбираются так, чтобы ось ординат этого графика находилась на одной прямой с осью ординат графика $S''(\varphi)$. Ось абсцисс графика $S'(\varphi)$ разбивается на участки, равные соответствующим участкам диаграммы $S''(\varphi)$. На каждом участке системы координат $S' - \varphi$ проводятся хорды, параллельные соответствующим лучам, выходящим из точки P . Например, хорда на участке $0 - 1$ параллельна линии $P - 1'$ и т.д. Через полученные таким образом точки проводится плавная кривая.

Масштабный коэффициент по оси ординат полученного графика $S'(\varphi)$ определяется по формуле

$$\mu_{S'} = \mu_{S''} \mu_{\varphi} H, \frac{\text{М}}{\text{ММ}}.$$

Ординаты полученной интегральной кривой обратно пропорциональны выбранному отрезку H . График зависимости $S(\varphi)$ строится аналогично путем интегрирования функции $S'(\varphi)$, при этом

$$\mu_S = \mu_{S'} \mu_{\varphi} H, \frac{\text{М}}{\text{ММ}}.$$

Отрезок H рекомендуется принимать равным или кратным величине

$$H = \frac{x}{2\pi} \cdot \text{мм}.$$

Если указанное равенство соблюдается при построении интегральных кривых, то $\mu_S = \mu_{S'} = \mu_{S''}$.

После построения диаграммы $S(\varphi)$ по заданному ходу толкателя S_{max} и полученному h определяем масштабный коэффициент

$$\mu_S = \frac{S_{\max}}{h}, \quad \frac{M}{\text{мм}}$$

Далее находим остальные масштабные коэффициенты, используя вышеуказанные зависимости.

4.2. Равнопеременный закон движения

Для равнопеременного закона движения максимальные значения аналога скорости и аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 4. На фазах удаления и приближения величина угла φ_{ϕ} , входящего в формулы, определяется в радианах и равна соответственно $\varphi_{уд}$ и $\varphi_{пр}$.

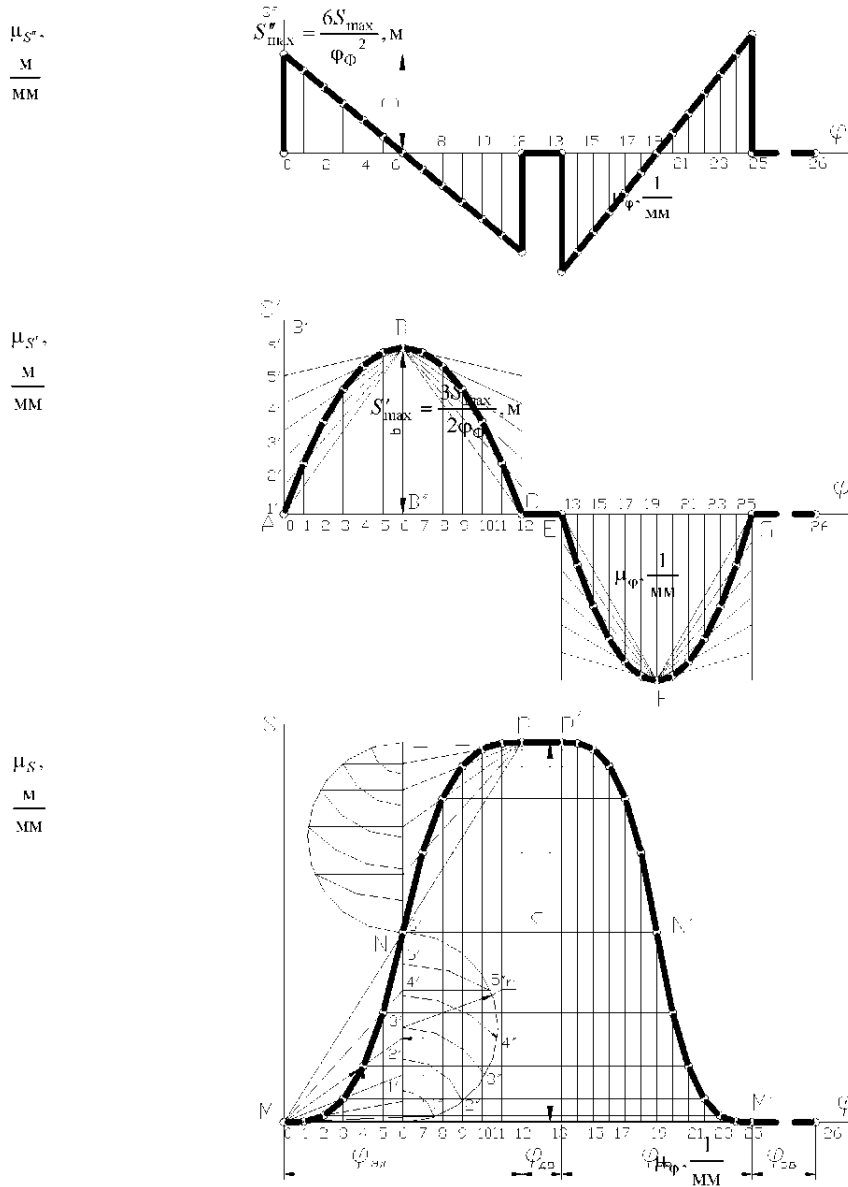


Рис. 4. Равнопеременный закон движения

Построение графиков $S''(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$ показано на рис. 4. Кривые ABC и EFG представляют собой квадратные параболы, точное построение которых можно осуществить без использования метода графического интегрирования. Например, для построения квадратной параболы на участке AB необходимо на оси ординат графика $S'(\varphi)$ от центра координат отложить отрезок AB' , величина которого равна b . Этот отрезок делится на столько же равных частей, насколько разделен отрезок AB'' . Полученные на оси ординат точки $1'$, $2'$, $3'$ и т.д. соединяются лучами с точкой B . Из точек 1 , 2 , 3 и т.д. лежащих на оси абсцисс, восстанавливаются перпендикуляры до пересечения с лучами соответственно $B-1'$, $B-2'$, $B-3'$ и т.д. Полученные точки пересечения соединяются плавной кривой, представляющей квадратную параболу. Часть квадратной параболы на участке BC симметрична кривой на участке AB относительно вертикальной прямой, проходящей через точки B и B'' . Аналогично строится график $S(\varphi)$ на фазе приближения.

На графике $S(\varphi)$ кривые MN , NP , $P'N'$ и $N'M'$ представляют собой кубические параболы. Построение

каждой из них показано на рис. 4. Рассмотрим, как строится кубическая парабола на участке MN . Для этого отрезок $N-b$ прямой, перпендикулярной оси абсцисс и проведенной через точку b , лежащую в середине фазового угла, делится на столько же равных частей, насколько разделен отрезок $M-b$. Высота отрезка $N-b$ равна $h/2$. Далее проводятся дуги окружностей $1'-1''$, $2'-2''$, $3'-3''$, $4'-4''$ и т.д., центр которых находится в точке b . Точки $1''$, $2''$, $3''$, $4''$ и т.д. расположены на окружности, радиус r которой равен $h/4$. Центр этой окружности находится в середине отрезка $N-b$. Полученные точки пересечения соединяются лучами с точкой M . Из точек 1 , 2 , 3 , 4 и т.д. восстанавливаются перпендикуляры к оси абсцисс до пересечения с лучами, исходящими из точки M . На рис. 4 стрелками показано, как определяется величина перемещения толкателя в положении 4.

Для определения масштабных коэффициентов μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ необходимо максимальные значения S_{\max} , S'_{\max} и S''_{\max} , разделить на принятые длины изображающих их отрезков h , b , c , мм:

$$\mu_S = \frac{S'_{\max}}{h}; \quad \mu_{S'} = \frac{S'_{\max}}{b}; \quad \mu_{S''} = \frac{S''_{\max}}{c}.$$

Рекомендуется строить графики функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ так. Чтобы отрезки, изображающие их максимальные положительные и отрицательные ординаты были в пределах от 40 до 100 мм.

На каждой из фаз удаления и приближения графики перечисленных функций должны быть построены в одном масштабе.

Для удобства дальнейшего выполнения графических работ и определения основных размеров проектируемого кулачкового механизма рекомендуется принимать $\mu_S = \mu_{S'}$, т.е. вычерчивать графики перемещений $S(\varphi)$ и аналога скорости $S'(\varphi)$ толкателя в одном масштабе.

4.3. Косинусоидальный закон движения

Максимальные значения S'_{\max} аналога скорости и S''_{\max} аналога ускорения определяются по формулам, представленным на рис. 5. Для фазы удаления толкателя $\varphi_\psi = \varphi_{уд}$, для фазы приближения $-\varphi_\psi = \varphi_{пр}$.

Математическое описание косинусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:

$$S = \frac{S_{\max}}{2} \left(1 - \cos \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{\pi}{2\varphi_{уд}} S_{\max} \sin \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi;$$

$$S'' = \frac{\pi^2}{2\varphi_{уд}^2} S_{\max} \cos \frac{\pi}{\varphi_{уд}} \varphi.$$

Для фазы $\varphi_{пр}$ приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла φ от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

Каждую из функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ следует строить, используя известные графические методы. Эти построения показаны на рис. 4.

Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ рекомендуется принимать равными, при этом максимальные ординаты графиков желательно выбирать в пределах от 40 до 100 мм.

4.4. Синусоидальный закон движения

Ускорение толкателя задается в виде синусоиды. Максимальные значения S'_{\max} аналога скорости и S''_{\max} аналога ускорения рассчитываются по формулам, данным на рис. 6.

Математическое описание синусоидального закона движения на фазе удаления может быть представлено следующими выражениями:

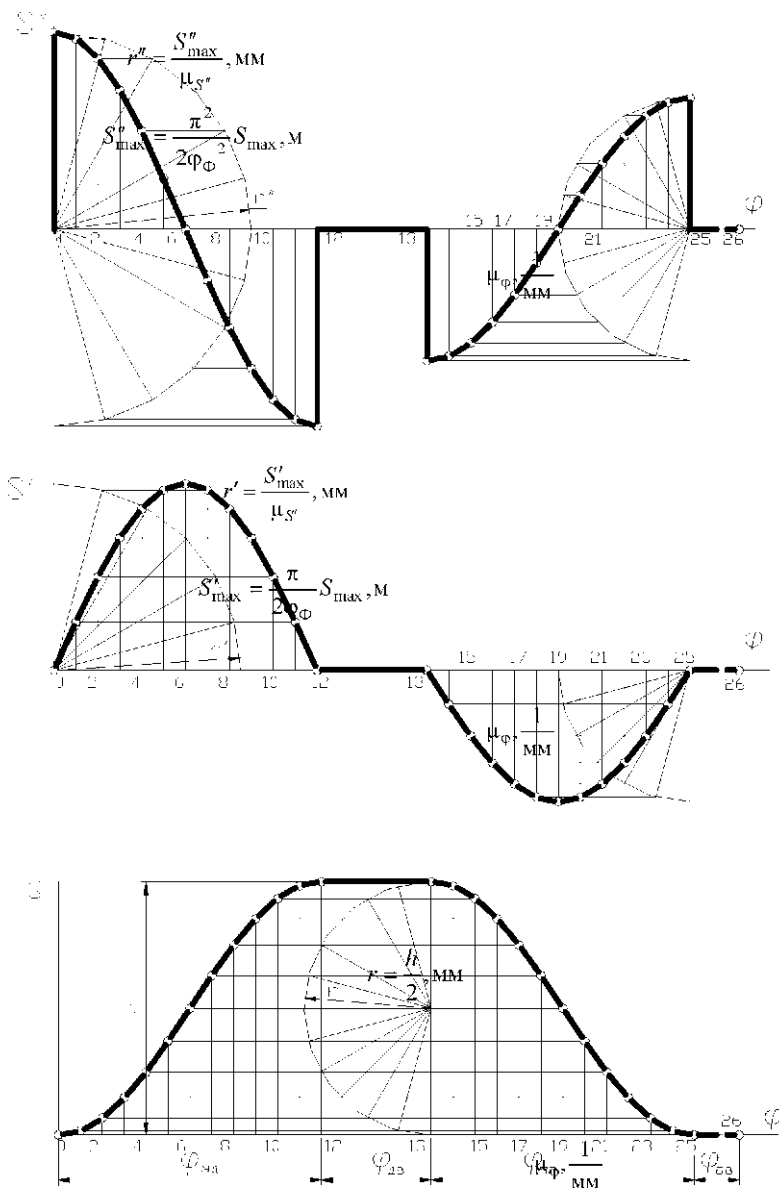


Рис. 5. Косинусоидальный закон движения

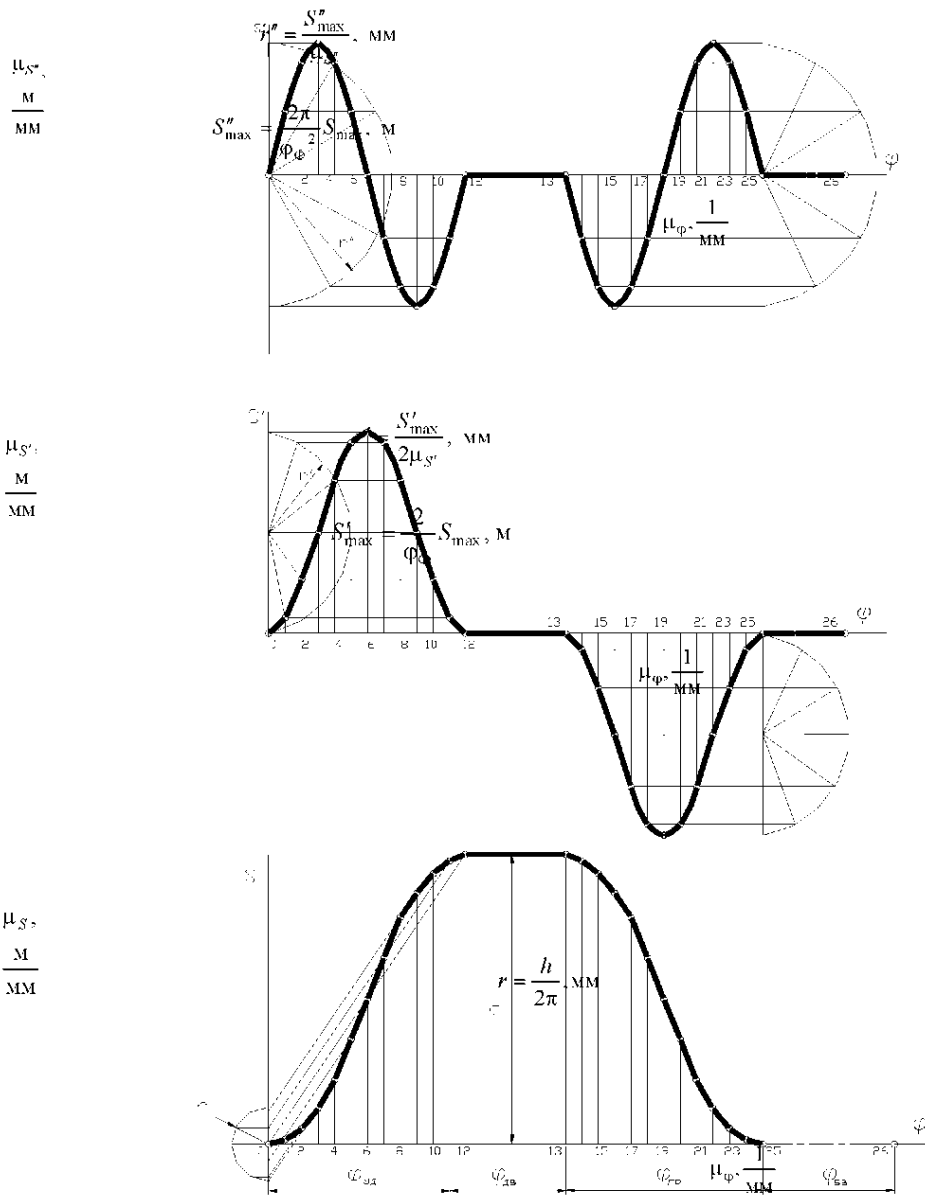


Рис. 6. Синусоидальный закон движения

$$S = S_{\max} \left(\frac{\varphi}{\Phi_{\text{уд}}} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{\Phi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S' = \frac{S_{\max}}{\Phi_{\text{уд}}} \left(1 - \cos \frac{2\pi}{\Phi_{\text{уд}}} \varphi \right);$$

$$S'' = \frac{2\pi}{\Phi_{\text{уд}}^2} \sin \frac{2\pi}{\Phi_{\text{уд}}} \varphi.$$

Для фазы $\varphi_{\text{пр}}$ приближения толкателя можно использовать те же уравнения, производя отсчет угла φ от конца фазы в отрицательном направлении оси абсцисс.

Каждую из функций $S(\varphi)$, $S'(\varphi)$ и $S''(\varphi)$ следует строить, используя известные графические методы, показанные на рис. 6.

График перемещений на каждой из фаз удаления и приближения представляет собой наклонную синусоиду, являющуюся алгебраической суммой ординат прямой, проходящей через начало координат и конец ординаты для $\varphi = \Phi_{\text{уд}}$, и ординат синусоиды с амплитудой $h/2\pi$. Построение наклонной синусоиды также показано на рис. 6.

Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ выбираются так же, как это рекомендуется в разд. 4.3.

4.5. Закон постоянного ускорения

На рис. 7 представлены формулы для определения максимальных значений S'_{\max} аналога скорости и S''_{\max} аналога ускорения. График $S(\varphi)$ перемещений толкателя на участках OB , BA , AB , BO состоит из квадратных парабол, точное графическое построение которых описано в разделе 4.2. Масштабные коэффициенты μ_S , $\mu_{S'}$ и $\mu_{S''}$ определяются в соответствии с рекомендациями, приведенными в разделе 4.3.

4.6. Движение толкателя по законам треугольника

Максимальные значения ординат на графиках $S''(\varphi)$ и $S'(\varphi)$ рассчитываются по формулам, представленным на рис. 8 и 9.

При построении графиков $S'(\varphi)$ и $S(\varphi)$ соответствующих законам треугольника, удобно использовать метод графического интегрирования, описание которого дано в разделе 4.1.

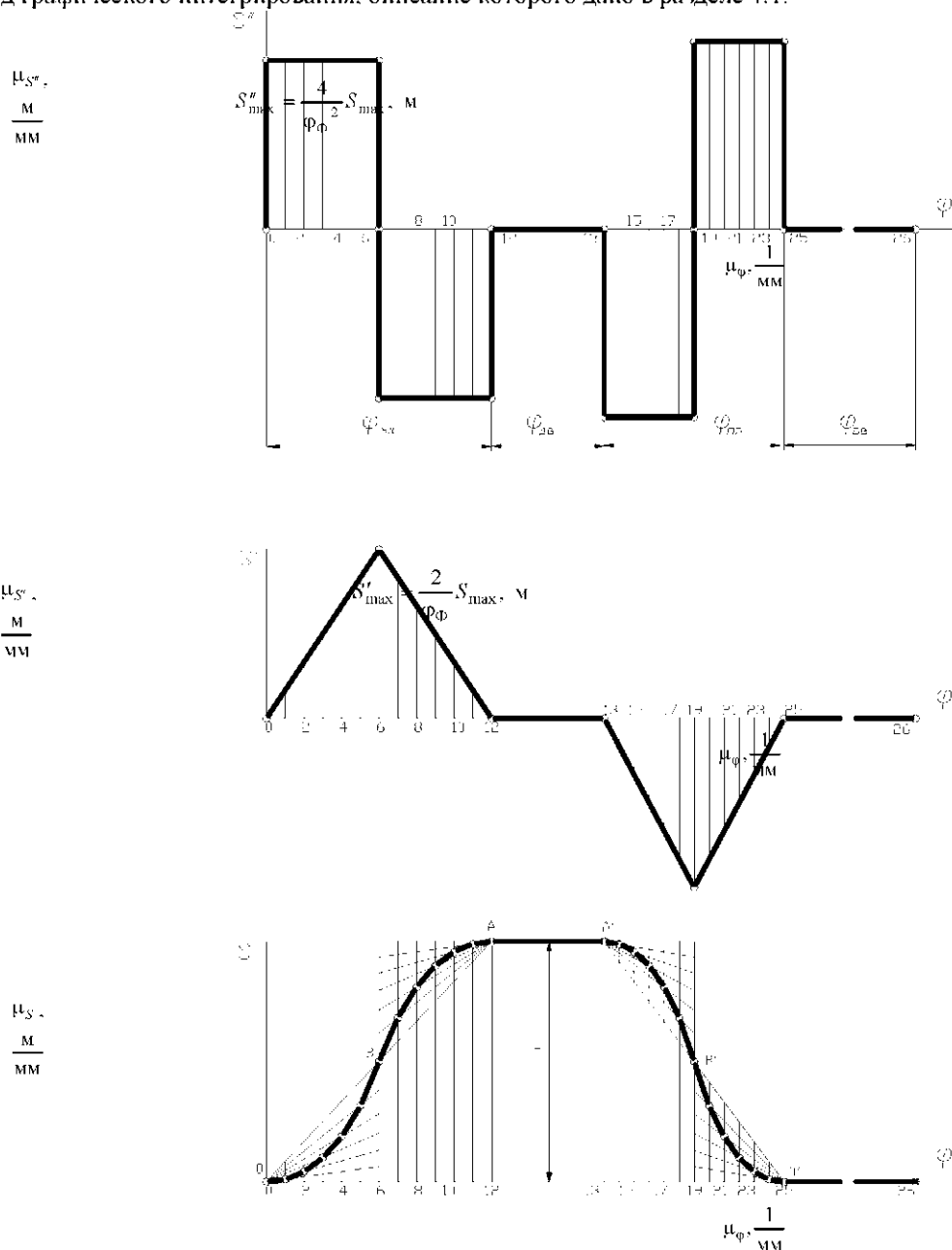


Рис. 7. Закон постоянного ускорения

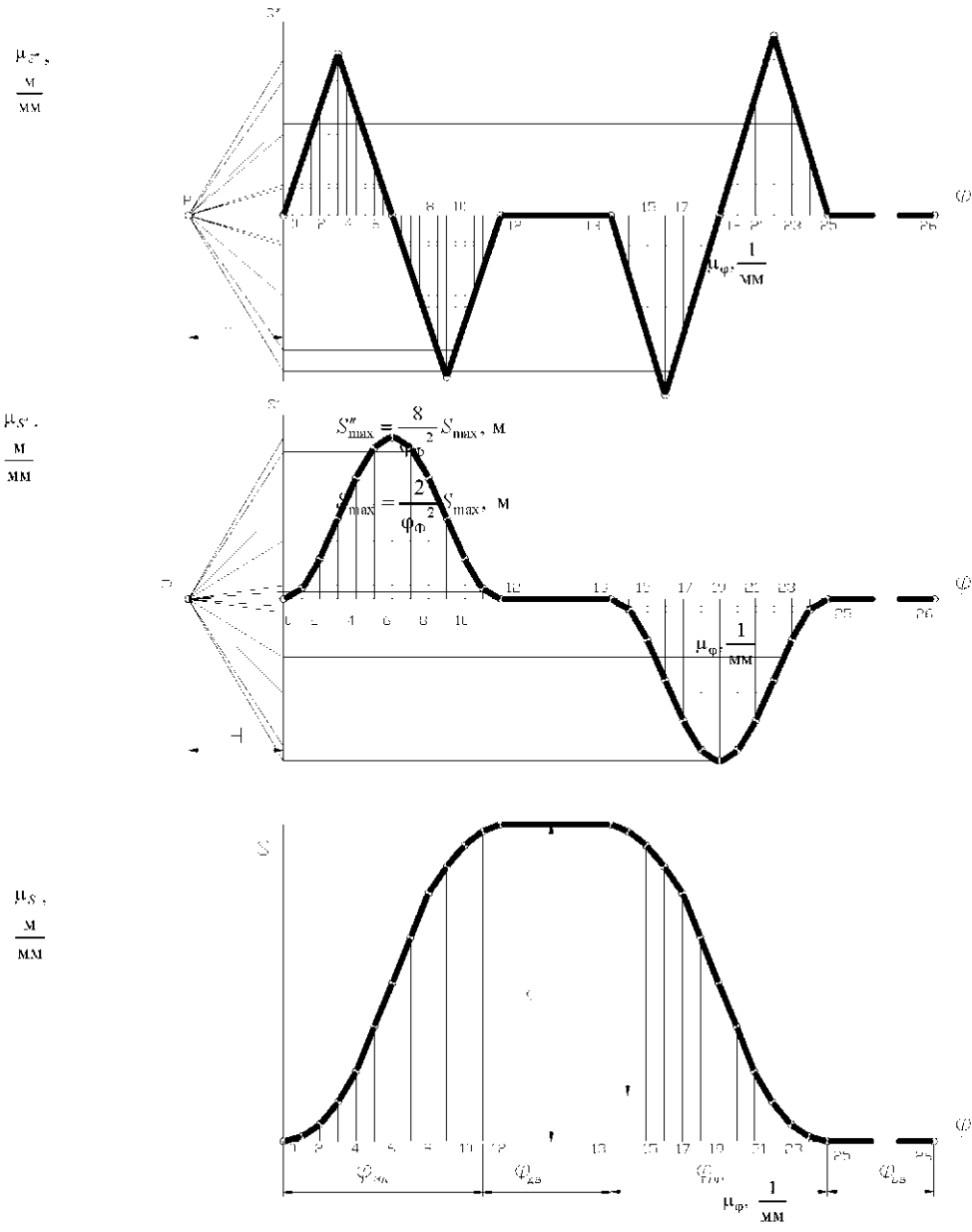


Рис. 8. Закон треугольника

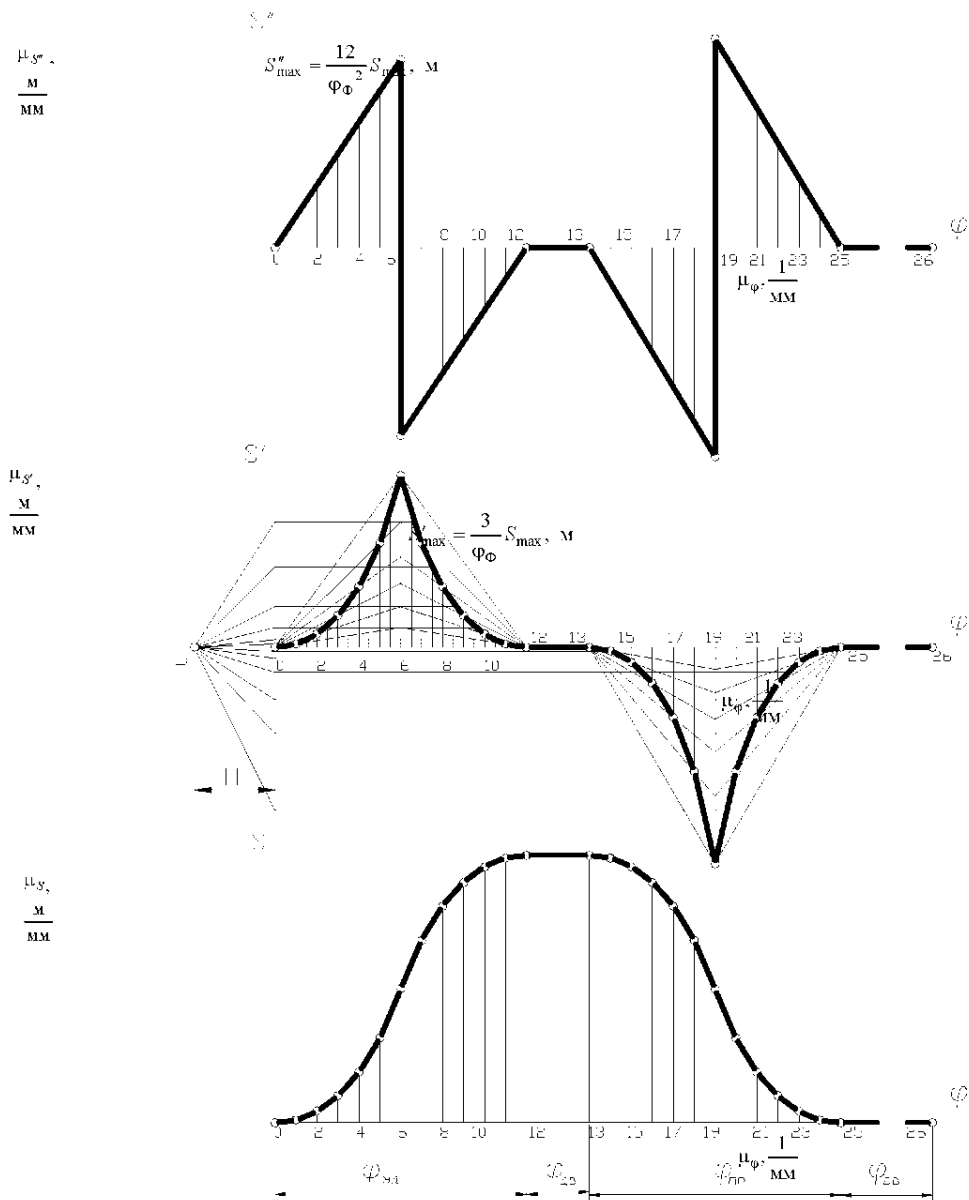


Рис. 9. Закон треугольника
5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗВЕНЬЕВ
КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА

5.1. Механизм с вращающимся кулачком и
прямолинейно движущимся роликовым толкателем

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, а и рис. 2, а, относятся минимальный радиус r_{\min} кулачка и эксцентриситет e . Эти размеры определяются из условия ограничения на углы давления: в любом положении кулачкового механизма угол давления не должен превышать максимально допустимой величины γ_{\max} . Углом давления называется угол γ между нормалью $n-n$ в высшей кинематической паре (см. рис. 1, а) и вектором линейной скорости точки B толкателя.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, а) толкатель является ведомым звеном только на фазе удаления. Опускание толкателя (приближение его к центру кулачка) осуществляется за счет сил тяжести толкателя и связанных с ним звеньев (в том случае, когда толкатель находится сверху) или под действием пружины. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма с силовым замыканием углы давления γ должны быть меньше допустимой величины γ_{\max} только для фазы удаления.

При кинематическом замыкании (см. рис. 2, а) кулачок является ведущим звеном на всех фазах работы кулачкового механизма. Поэтому при определении основных размеров кулачкового механизма углы давления γ должны быть меньше допустимой величины γ_{\max} , как на фазе удаления, так и на фазе приближения толкателя.

Для решения поставленной задачи используется график $S(S')$ (рис. 10). По оси ординат этого графика от

начала координат откладываются текущие значения перемещений толкателя, взятые с графика $S(\varphi)$. По оси абсцисс откладываются соответствующие этим перемещениям величины аналогов скоростей с графика $S'(\varphi)$. Масштабные коэффициенты μ_s и $\mu_{s'}$ на графике $S(S')$ должны быть равными.

Для определения направления, в котором откладываются отрезки, изображающие аналоги скоростей на графике $S(S')$, необходимо найти их направление на графике $S(\varphi)$ соответствующего закона движения толкателя и повернуть на 90° в сторону вращения кулачка. На рис. 10 предполагается, что кулачок вращается против часовой стрелки.

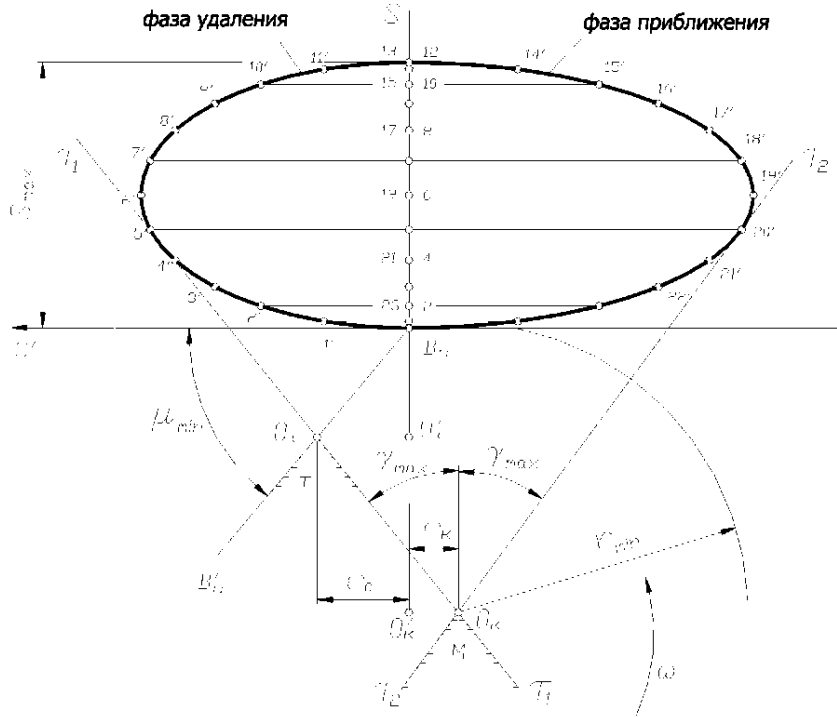


Рис. 10. Определение основных размеров кулачковых механизмов с поступательно движущимися роликными толкателями

Проводя касательные $\tau_1 - \tau_1$ и $\tau_2 - \tau_2$ к графику $S(S')$ под углом γ_{max} к оси ординат, получим зону M возможных положений оси вращения кулачка при кинематическом замыкании высшей пары.

При силовом замыкании высшей пары углы давления γ должны быть меньше допустимой величины γ_{max} только для фазы удаления, поэтому зона T возможных положений оси вращения кулачка образуется прямыми $\tau_1 - \tau_1$ и $\beta_0 - \beta'_0$.

Рекомендуется при силовом замыкании высшей пары принимать эксцентриситет e_c равным отрезку $O_c O'_c$, при кинематическом – отрезку $O_k O'_k$. Минимальные радиусы кулачков для силового и кинематического замыкания равны соответственно отрезкам $O_c B_o$ и $O_k B_o$. С увеличением радиуса r_{min} габариты кулачка увеличиваются, что приводит к возрастанию габаритов всего кулачкового механизма. Однако в ряде случаев конструктор вынужден сознательно увеличивать радиус r_{min} . Например, с целью обеспечения посадки кулачка на вал рекомендуется соблюдать условие

$$r_{min} \geq r_p + \frac{d_b}{2} + \Delta,$$

где r_p – радиус ролика; d_b – диаметр вала; Δ – разность между минимальным радиусом r_o (см. рис. 1, а) практического профиля кулачка и радиусом вала $0.5d_b$.

Разность Δ при $d_b = 20 \dots 30$ мм можно принять равной $5 \dots 10$ мм.

Для обеспечения благоприятных условий технологического процесса изготовления кулачка и обработки его профиля рекомендуется принимать $r_{min} \geq S_{max}$.

5.2. Механизм с вращающимся кулачком и качающимся

ро.шковым толкателем

К основным размерам кулачковых механизмов, изображенных на рис. 1, а и рис. 2, б, относятся минимальный радиус r_{\min} кулачка и межцентровое расстояние l_{oc} . Эти метрические параметры определяются из условия ограничения на углы давления.

При силовом замыкании высшей кинематической пары (см. рис. 1, б) углы давления γ должны быть меньше допустимой величины γ_{\max} только на фазе удаления толкателя. Максимальному углу давления γ_{\max} соответствует минимальный угол передачи $\mu_{\min} = 90^\circ - \gamma_{\max}$. Следовательно, углы передачи μ в каждом положении кулачкового механизма на фазе удаления должны быть больше угла μ_{\min} .

При кинематическом замыкании (рис. 2, б) углы передачи должны быть больше допустимого угла μ_{\min} на фазах удаления и приближения толкателя.

Построение зон T и M возможных перемещений оси вращения кулачка соответственно при силовом и кинематическом замыкании высшей пары показано на рис. 11, где предполагается, что кулачок вращается по часовой стрелке.

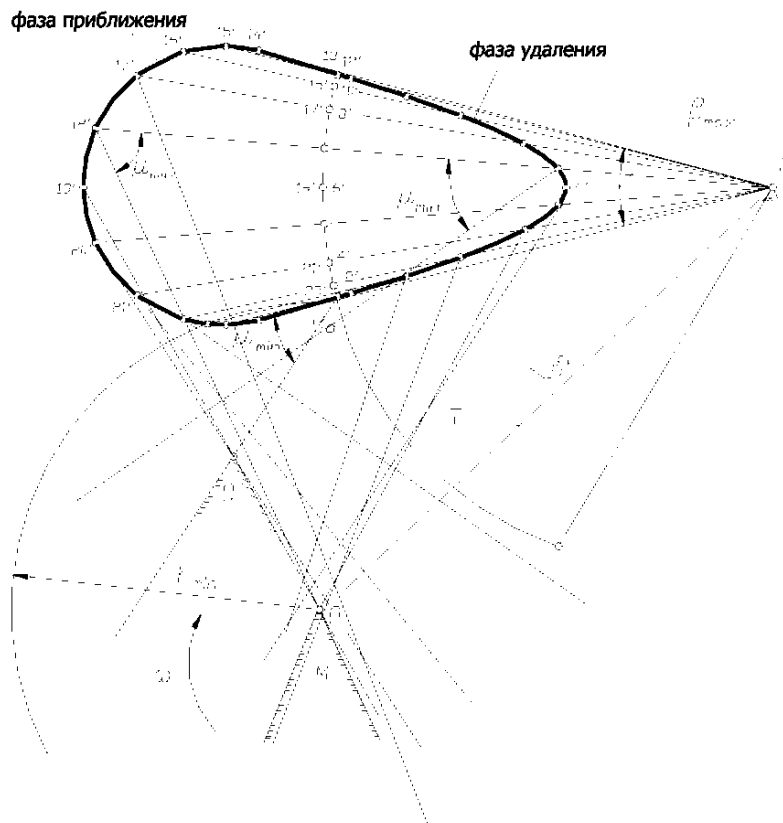


Рис. 11. Определение основных размеров кулачковых механизмов с качающимися роликовыми толкателями

Рекомендации по выбору основных размеров механизма:

а) межцентровое расстояние l_{oc} следует выбирать таким, чтобы оно как можно меньше отличалось от длины толкателя l_T ;

б) при выборе радиуса r_{\min} необходимо соблюдать условие посадки кулачка на вал, как указано в разд. 5.1;

в) для обеспечения благоприятных условий технологического процесса изготовления кулачка и обработки его профиля желательно принимать $r_{\min} \geq l_T \beta_{\max}$;

г) с целью уменьшения габаритов механизма необходимо стремиться к уменьшению радиуса r_{\min} .

В каждом отдельном случае выбор метрических параметров кулачкового механизма должен быть обоснован и изложен в пояснительной записке.

5.3. Механизм с вращающимся кулачком и прямолинейно

перемещающимся плоским толкателем

Во всех положениях кулачкового механизма (см. рис. 1, в) угол давления γ равен нулю. Поэтому радиус r_0 кулачка (рис. 12, в) определяется из условия обеспечения выпуклости его профиля

$$\rho_x > r_0 + S + S'' > 0,$$

где ρ_x – текущий радиус кривизны кулачка (рис. 12, б).

После преобразования условие выпуклости будет иметь вид

$$r_0 > -(S + S'').$$

Складывая ординаты графика $S(\varphi)$ (рис. 11, в) с ординатами графика $S''(\varphi)$ (рис. 12, з) при равенстве масштабных коэффициентов μ_S и $\mu_{S''}$, получают функцию $[S + S''](\varphi)$, наибольшее отрицательное значение которой ограничивает зону M возможных положений оси вращения кулачка (рис. 12, в).

6. ПРОФИЛИРОВАНИЕ КУЛАЧКОВ

При профилировании кулачков используется метод обращения движения, заключающийся в том, что всем звеньям кулачкового механизма условно сообщается вращение с угловой скоростью, равной скорости кулачка, но направленной в противоположную сторону. Таким образом, если кулачок вращался со скоростью $+\omega_1$, то скорость обращенного движения равна $-\omega_1$. В результате кулачок становится как бы неподвижным, а стойка получает подвижность и начинает вращаться относительно центра кулачка с угловой скоростью $-\omega_1$. Движение толкателя относительно профиля кулачка в действительном и обращенном движении одинаково.

Графические построения профилей кулачков показаны на рис. 12, а, рис. 13 и 14.

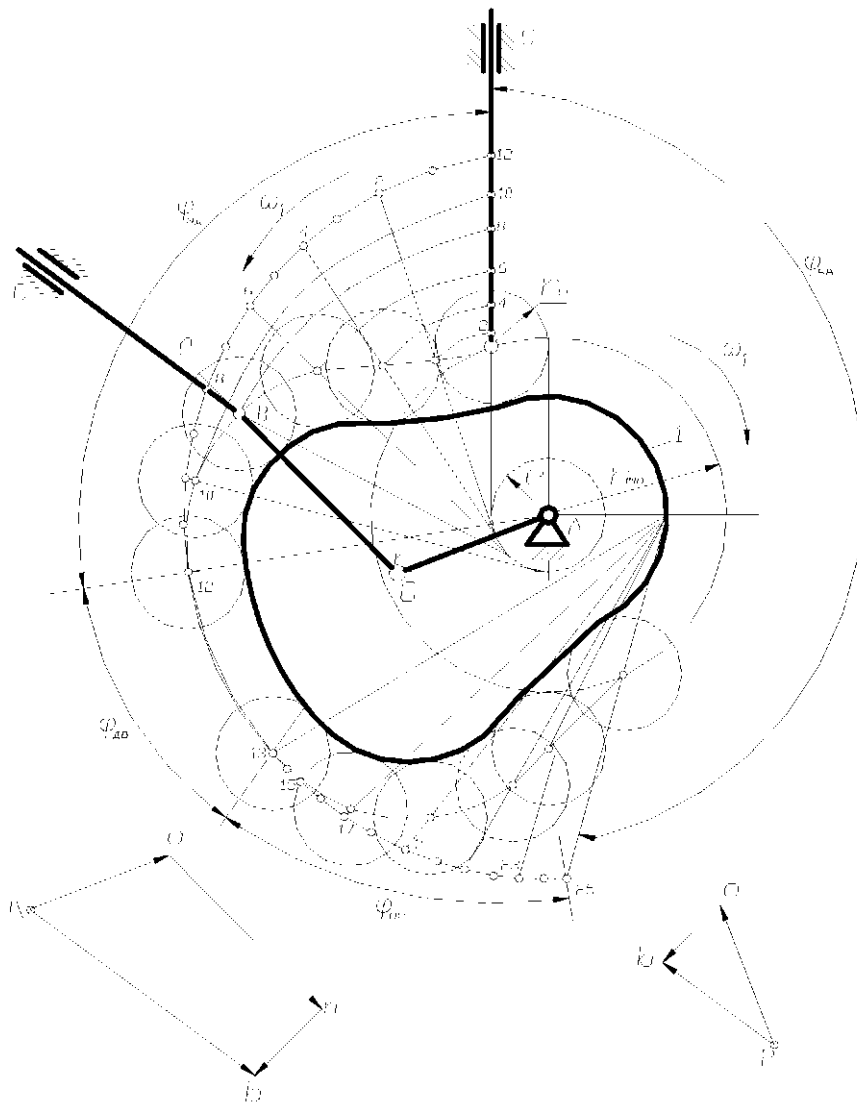


Рис. 13. Профилирование кулачка и кинематический анализ механизма с поступательно движущимся роликвым толкателем

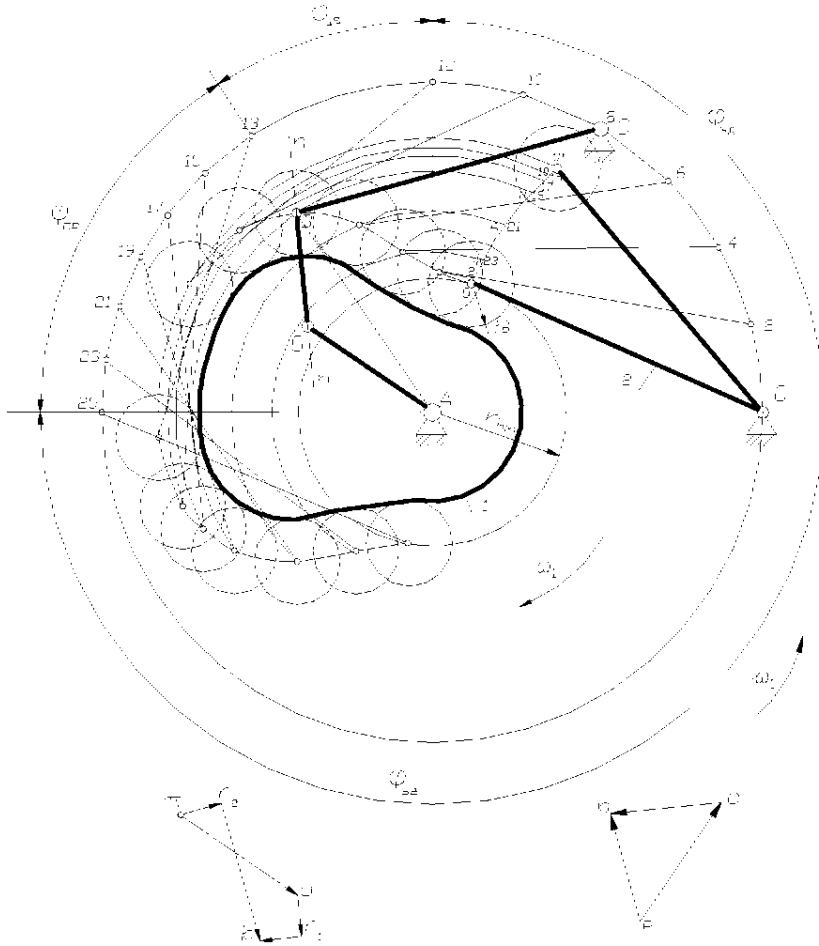


Рис. 14. Профилирование кулачка и кинематический анализ кулачкового механизма с качающимся роликовым толкателем

Профиль, по которому перемещается точка B роликового толкателя (рис. 13, 14), называется теоретическим. Практический профиль, по которому перекатывается ролик, представляет собой эквидистантную кривую, отстоящую от теоретического профиля на расстоянии, равном радиусу r_p ролика.

Радиус r_p ролика выбирается наименьшим из двух условий

$$r_p \leq 0,7\rho_{\min}, r_p \leq (0,4 \dots 0,5) r_{\min},$$

где ρ_{\min} – минимальный радиус кривизны теоретического профиля кулачка на фазах удаления и приближения толкателя. На рис. 13 и 14 радиусы ρ_{\min} показаны в виде отрезков BO .

6. КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ КУЛАЧКОВЫХ МЕХАНИЗМОВ

Кинематический анализ каждого кулачкового механизма можно выполнять по действительной схеме или по схеме его заменяющего механизма. Замена высшей кинематической пары сводит задачу к анализу рычажного механизма $AOBC$ с низшими парами, являющегося чаще всего кривошипно-ползунным (рис. 13), шарнирным четырехзвенником (рис. 14) или кулисным.

В схемах заменяющих механизмов, показанных на рисунках, звенья BC представляют собой положения толкателей в процессе их обращенного движения вокруг условно неподвижных кулачков, а звенья BO – радиусы кривизны теоретических профилей кулачков в рассматриваемых положениях, направленные по нормальям $n-n$ к элементам высших пар в точках их контакта.

Необходимо построить в масштабе, равном или кратном кривошипу AO , планы скоростей и ускорений для заменяющего механизма в положении, соответствующем минимальному радиусу кривизны теоретического профиля кулачка на фазах движения толкателя (исключая фазы его выстоя). При этом масштабные коэффициенты планов скоростей и ускорений

$$\mu_v = \mu_1 \omega_1, \frac{M}{C \cdot \text{мм}}; \mu_a = \omega_1^2, \frac{M}{C^2 \cdot \text{мм}},$$

где $\omega_1, \text{с}^{-1}$ – угловая скорость вращения кулачка.

Векторные уравнения, определяющие связь между скоростями звеньев заменяющих механизмов имеют вид

$$\vec{V}_B = \vec{V}_O + \vec{V}_{B:O}; \vec{V}_B = \vec{V}_C + \vec{V}_{B:C}.$$

Векторные уравнения, определяющие связь между ускорениями звеньев заменяющего механизма на рис. 13 имеют вид

$$\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B:O}^n + \vec{a}_{B:O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B:C}.$$

На рис. 14 $\vec{a}_B = \vec{a}_O + \vec{a}_{B:O}^n + \vec{a}_{B:O}^t; \vec{a}_B = \vec{a}_C + \vec{a}_{B:C}^n + \vec{a}_{B:C}^t.$

СПИСОК РЕКОМЕНДУЕМОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / под ред. А.С. Кореняко. – Киев : Высшая школа, 1970. – 332 с.
2. Левитская, О.Н. Курс теории механизмов и машин / О.Н. Левитская, Н.И. Левитский. – М. : Высшая школа, 1978. – 269 с.
3. Теория механизмов и машин: Проектирование / под ред. О.И. Кульбачного. – М. : Высшая школа, 1970. – 288 с.
4. Юдин, В.А. Теория механизмов и машин / В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. – М. : Высшая школа, 1977. – 527 с.
5. Марголин, Ш.Ф. Теория механизмов и машин / Ш.Ф. Марголин. – Минск : Высшая школа, 1968. – 359 с.
6. Попов, С.А. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / С.А. Попов. – Минск : Высшая школа, 1986. – 295 с.
7. Анурьев, В.И. Справочник конструктора машиностроителя : в 3 т. / В.И. Анурьев. – 6-е изд., перераб. и доп. – М. : Машиностроение, 1982. – Т. 1. 2. 3.