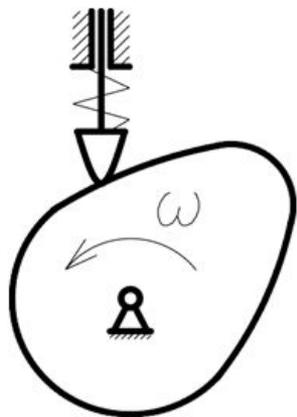


ЛЕКЦИЯ

- ▶ Область применения кулачковых механизмов.
- ▶ Классификация кулачковых механизмов.
- ▶ Законы движения ведомых звеньев.
- ▶ Кинематическое и динамическое условия.
Жесткие и мягкие удары.
- ▶ План скоростей. Определение угла давления δ .
- ▶ Определение минимального радиуса кулачка

Кулачковые механизмы применяются во многих приборах (программных, счетно-решающих, самопишущих автоматах) и машинах (станки, двигатели). В большинстве случаев кулачковый механизм состоит из трех звеньев: стойки, кулачка, и ведомого звена – толкателя, коромысла.



Степень подвижности такого механизма равна:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 - p_4 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 2 - 1 = 1.$$

Для уменьшения потерь на трение и износ профиля кулачка ведомое звено снабжают роликом, катящимся по профилю.

К конструкции кулачкового механизма предъявляют ряд требований: механизм должен иметь габариты; ограниченные динамические нагрузки; максимальный коэффициент полезного действия; входящие в него звенья должны обладать достаточной прочностью и износостойкостью.

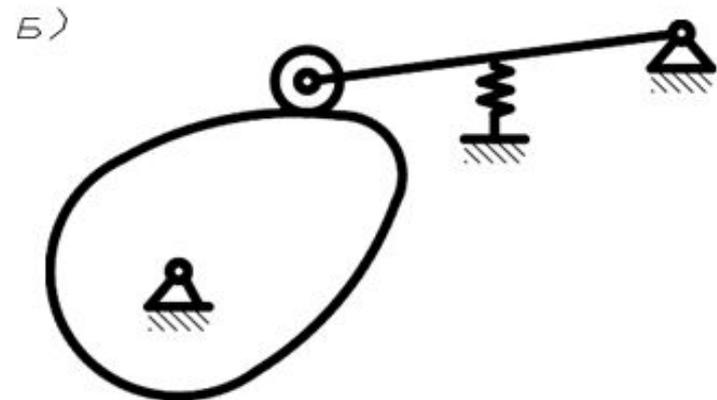
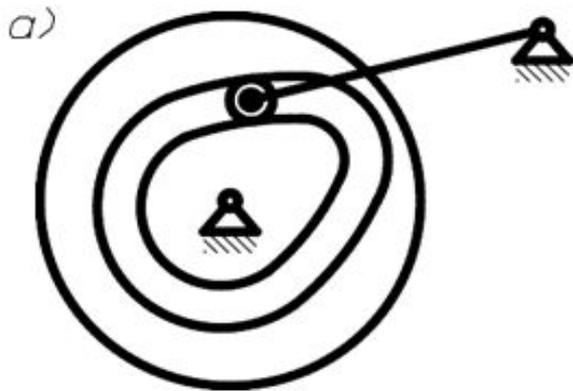
Достоинства кулачковых механизмов:

- возможность получения заранее заданного закона движения толкателя с помощью кулачка.

Недостатки кулачковых механизмов:

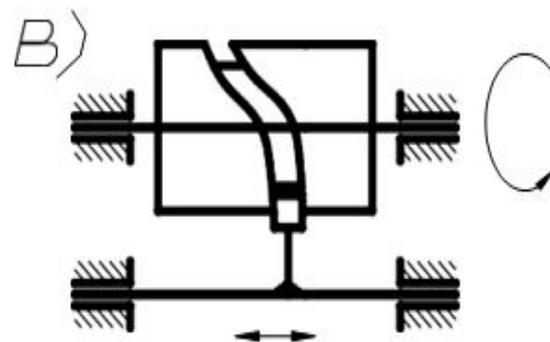
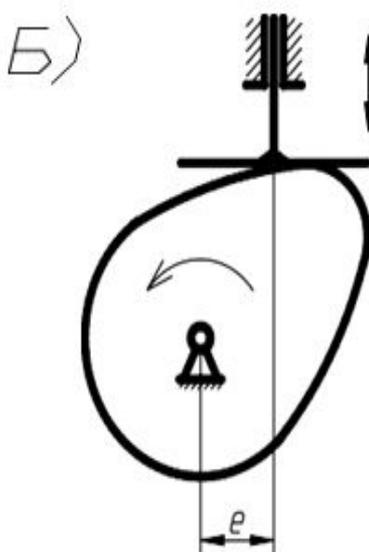
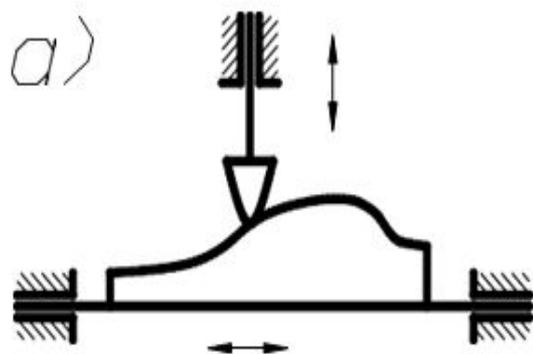
- сложность изготовления профиля кулачка;
- быстрый износ профиля кулачка, вызывающий изменение закона движения ведомого звена и снижение точности механизма.

Постоянный контакт толкателя с кулачком обеспечивается с помощью *кинематического* (а) или *силового* замыкания (б).



В зависимости от *вида движения* кулачка и толкателя возможно преобразование вращательного или поступательного движения кулачка во вращательное или поступательное движение толкателя.

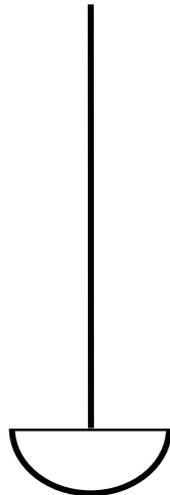
Кулачковые механизмы *по характеру движения* могут быть плоскими (а, б) и пространственными (в), *по взаимному расположению кулачка и толкателя*: осевыми ($e = 0$) и внеосными ($e \neq 0$) с плоским, тарельчатым или роликовым толкателем, где ролик устанавливается для уменьшения трения и износа.



ВИДЫ ТОЛКАТЕЛЕЙ



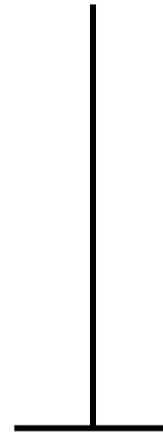
а



б



в



г



д

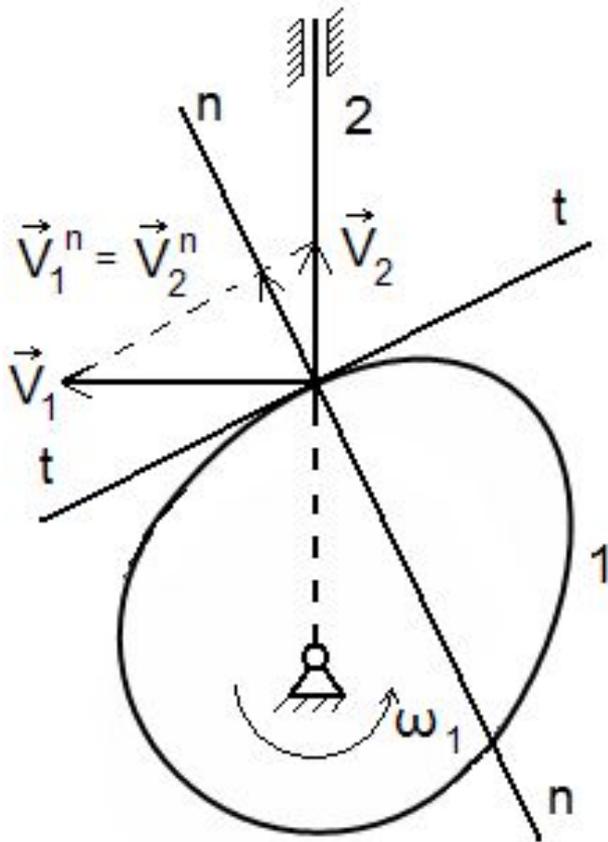
а – толкатель с роликом; б – толкатель грибообразный;
в – толкатель с острием; г, д – плоские толкатели

Законы движения ведомых звеньев

Теоретически в кулачковом механизме можно осуществить самые различные законы движения ведомых звеньев, но на практике пользуются только теми, которые удовлетворяют кинематическим и динамическим требованиям к кулачковым механизмам.

Кинематическое условие

Кинематическое условие состоит в том, что передача движения между кулачком и ведомым звеном возможна только тогда, когда проекции линейных скоростей точки касания этих звеньев на общую нормаль равны (см. рис).



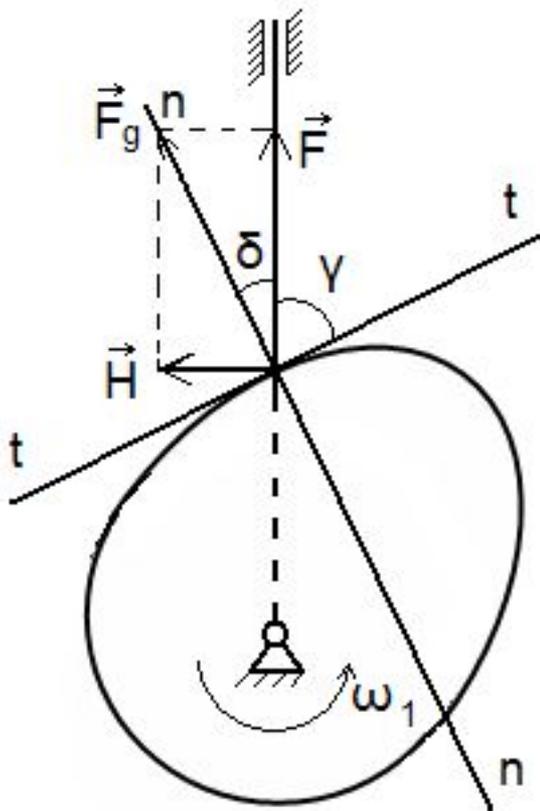
Динамическое условие

Пусть кулачок действует на толкатель с некоторой силой F_δ (сила давления). Вектор силы F_δ направлен вдоль нормали $n-n$ (см. рис.). Угол между направлениями векторов силы F_δ и скорости толкателя V_2 обозначим δ – *угол давления*.

Угол $\gamma = 90^\circ - \delta$ – *угол передачи движения*.

Сила $F = F_\delta \cos \delta$ – сила полезных сопротивлений (сила тяжести, сила инерции, давления в пружине и т.д.). При расчетах сила F считается известной.

Сила $H = F_\delta \sin \delta$ – сила вредных сопротивлений. Вызывает перекося толкателя, возникновение сил трения в направляющих. Если эта сила будет очень велика, может произойти заклинивание и поломка толкателя.



Для уменьшения силы N необходимо уменьшать угол давления δ . Однако, с другой стороны, с уменьшением угла δ , возрастают размеры кулачка.

Динамическое условие записывается в виде:

$$\delta \leq \delta_{max}$$

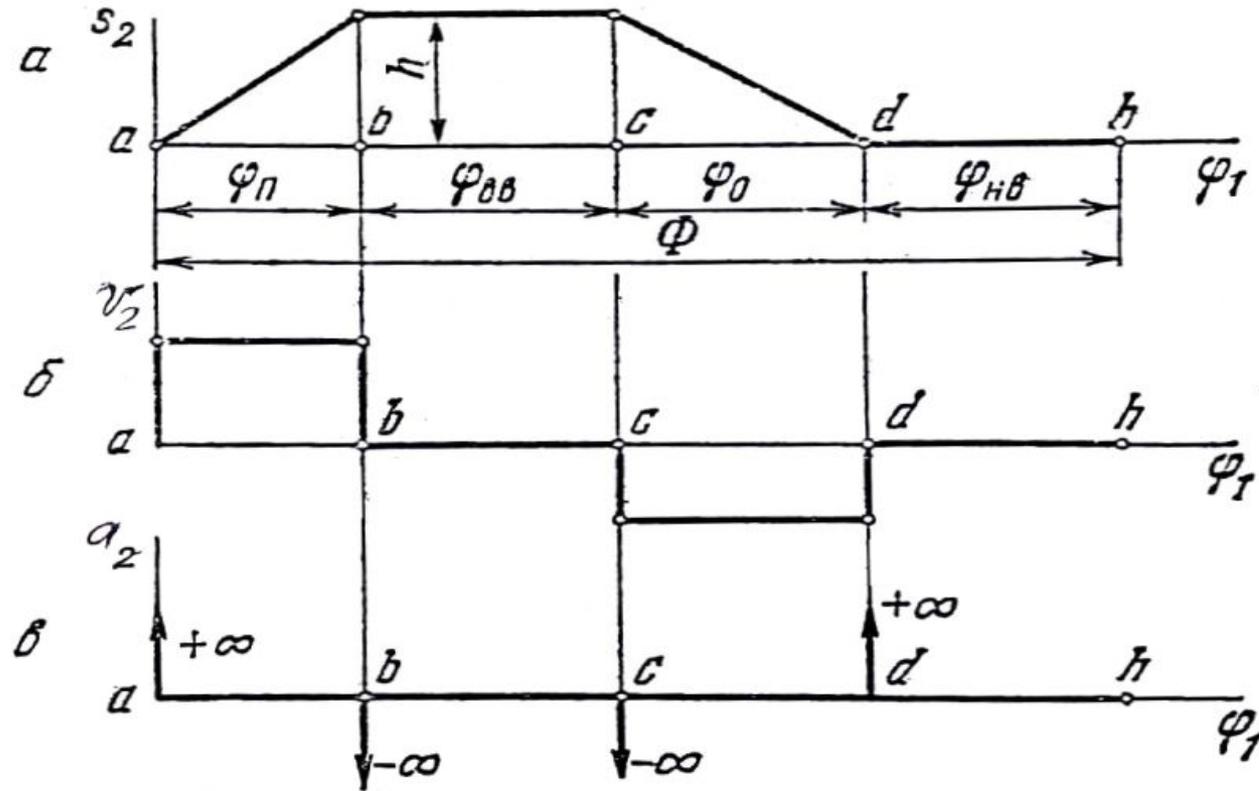
Принимают:

$\delta_{max} = 30^\circ$ – для поступательно движущихся толкателей;

$\delta_{max} = 45^\circ$ – для вращающихся толкателей.

Кинематическому и динамическому условиям удовлетворяют три типа законов движения ведомого звена:

1. Законы, дающие постоянную скорость ведомого звена (см. рис.)



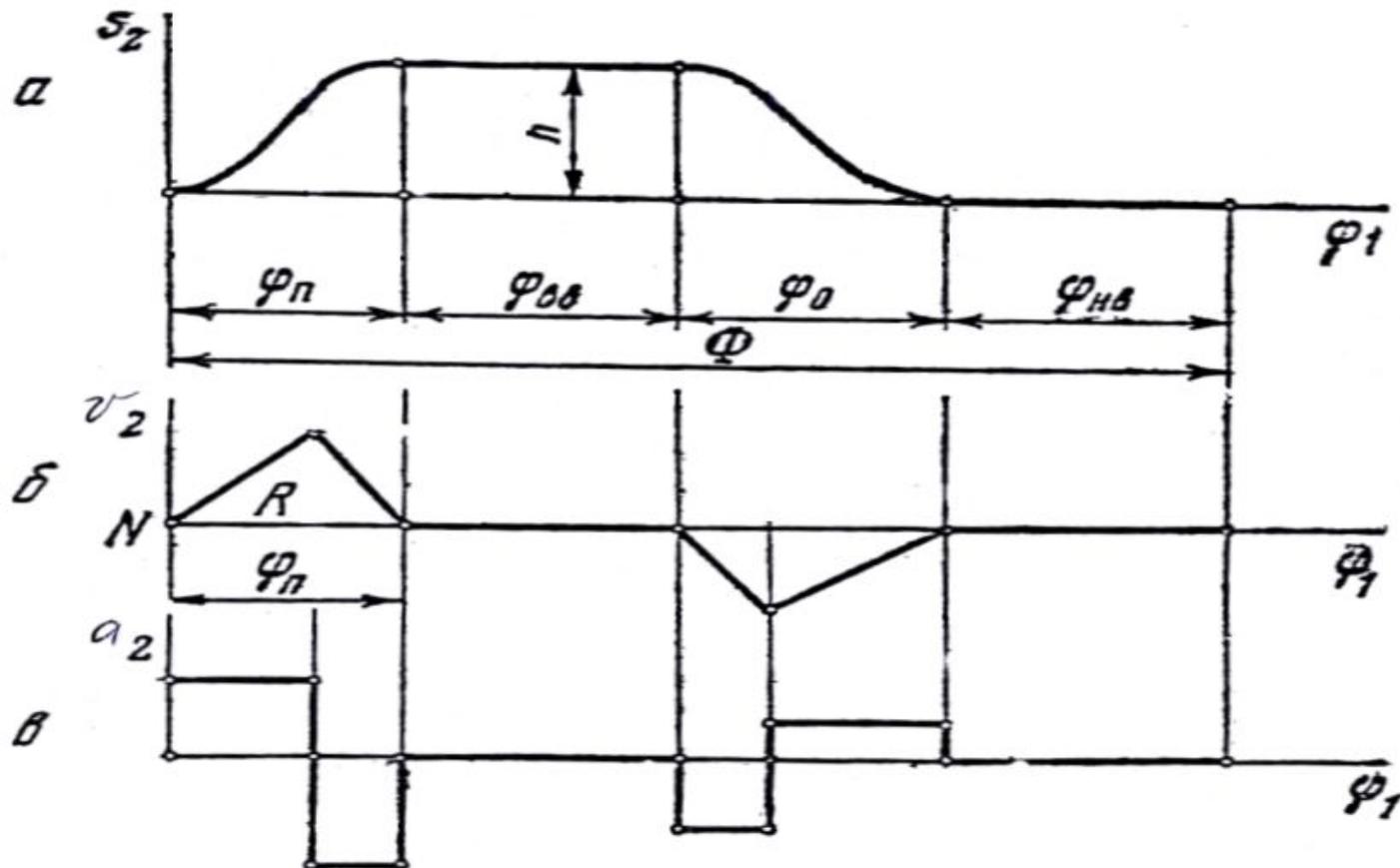
За один оборот кулачка ($\varphi = 2\pi$) толкатель проходит следующие фазы: φ_n – фаза подъема, φ_{vv} – фаза верхнего выстоя, φ_o – фаза опускания, φ_{nv} – фаза нижнего выстоя.

Скорость движения толкателя на фазах подъема и опускания постоянна. Ускорения на обеих фазах равны нулю, кроме положений a , b , c , и d , где функция $S_z = f(\varphi_1)$ имеет разрывы. В этих положениях теоретически ускорения ведомого звена, а, следовательно, и силы инерции являются равными бесконечности.

Это вызывает появление в механизме так называемых *жестких ударов*. Практически, из-за наличия упругих деформаций и зазоров в кинематических парах ускорения (следовательно и силы инерции) имеют большую, но конечную величину. Это приводит к размыканию элементов высшей кинематической пары, соударению кулачка и толкателя, быстрому износу поверхностей в этих местах.

Применяется данный закон при малых скоростях ведомого звена или только на части фаз подъема и опускания и в закон вводятся переходные кривые, позволяющие осуществить плавный переход на участках сопряжения двух линейных законов.

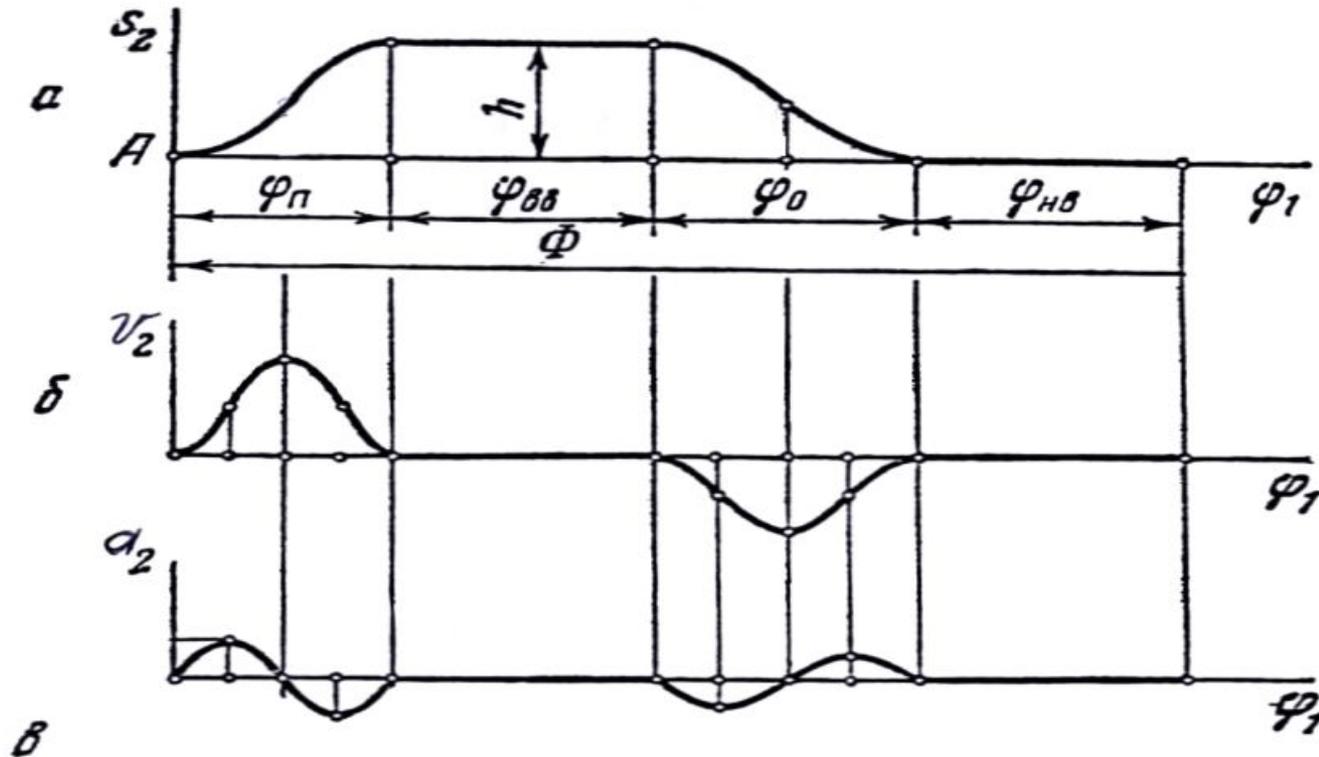
2. Законы, дающие постоянное ускорение ведомого звена (см.рис.)



В этих законах ускорение в некоторых точках мгновенно изменяется на конечную величину, вызывая резкое изменение силы инерции, что ведет к появлению мягкого удара.

3. Безударные законы

В этом случае кривая ускорений не имеет точек разрыва ни первого, ни второго рода (см. рис).

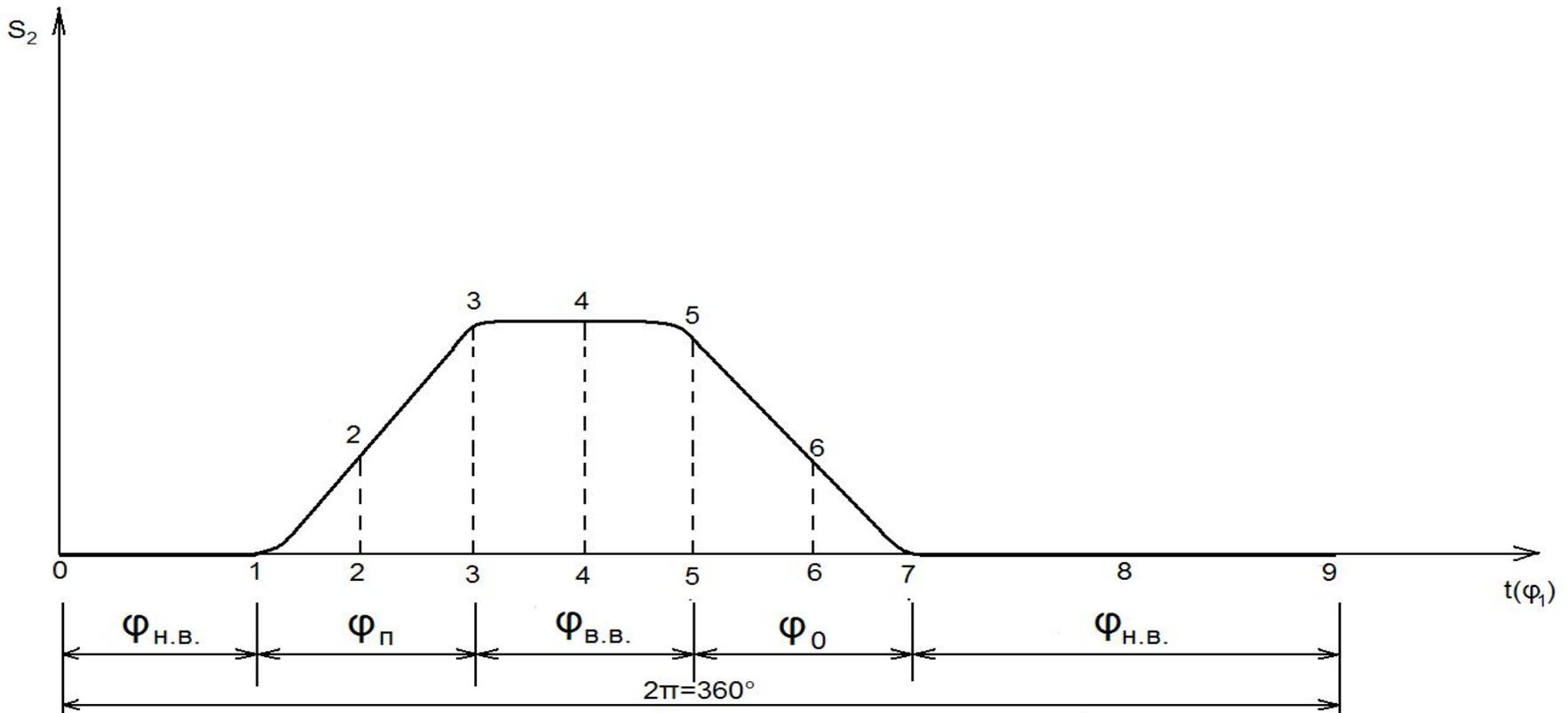


Закон движения ведомого звена в этом случае может быть синусоидальным или косинусоидальным. Такие законы способствуют наибольшей работоспособности и долговечности кулачкового механизма.

Профилирование кулачка для центрального кулачкового механизма с острым толкателем

Требуется построить профиль кулачка, который бы обеспечил движение ведомого звена по заданному закону.

Дано: закон движения ведомого звена $S_2 = f(\varphi_1)$ (см. рис), минимальный радиус кулачка r_{min} , направление вращения кулачка



Профилирование осуществляется следующим образом:

1. Делим фазы подъема, верхнего выстоя и опускания на диаграмме $S_2 = f(\varphi_1)$ на некоторое количество равных частей. Фазу нижнего выстоя можно не делить.

2. Находим графически значения перемещений толкателя:

$$S_1 = \mu_s(1-1); \quad S_2 = \mu_s(2-2); \quad \dots; \quad S_n = \mu_s(n-n),$$

где μ_s – масштаб перемещения,

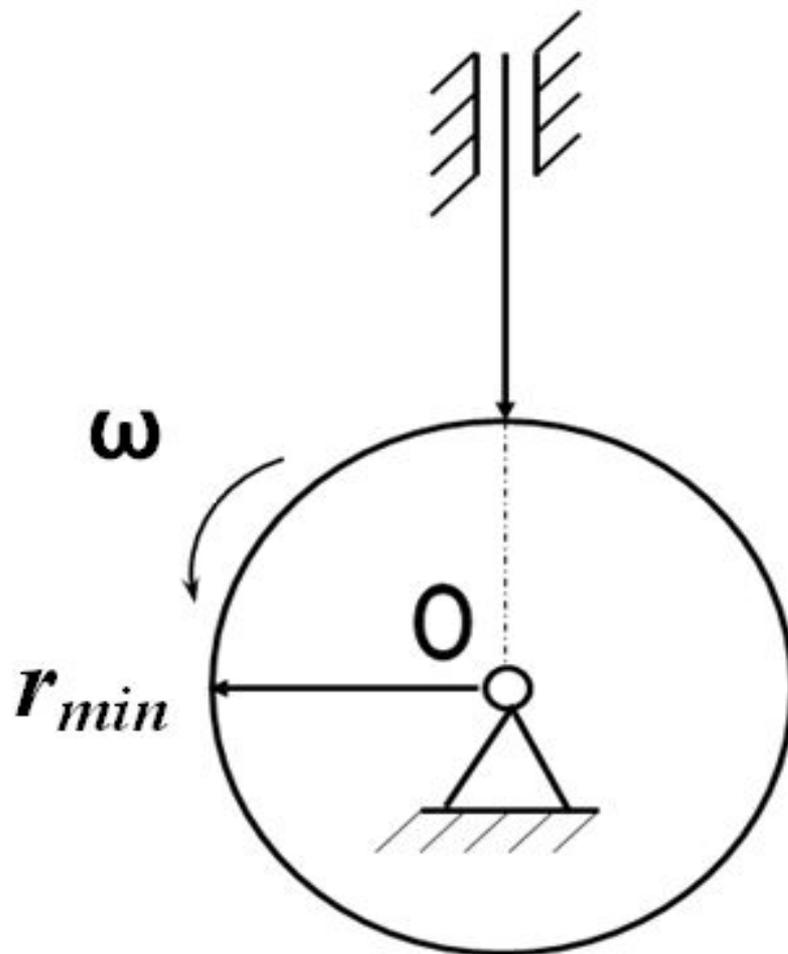
$1-1; 2-2 \dots, n-n$ – ординаты на диаграмме

3. Радиусом $r = r_{min}$ проводим окружность и через центр O – линию движения толкателя.

4. В соответствии с разметкой углов φ_1 на диаграмме

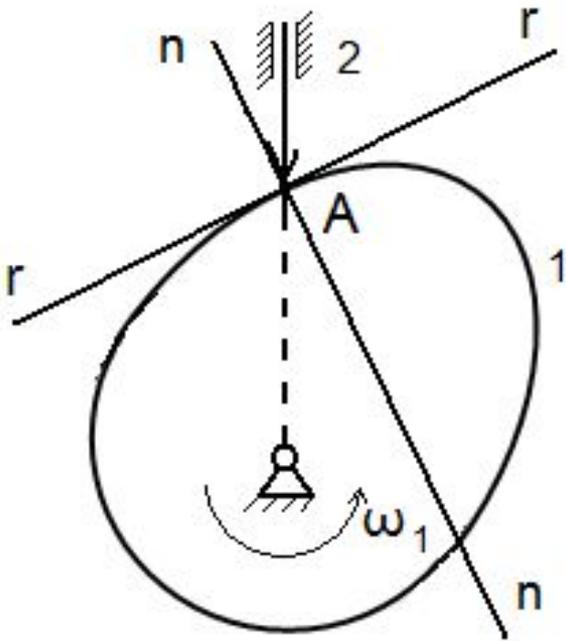
из центра O проводим лучи. Вдоль лучей, начиная от проведенной окружности, откладываем отрезки S_1, S_2, \dots, S_n .

5. Соединяя полученные точки $1', 2', \dots, n'$ плавной кривой получим профиль кулачка.



План скоростей кулачкового механизма

Строится по принципам графического кинематического исследования механизмов (см. рис.).



Вектор скорости точки A_2 , принадлежащей толкателю, определяется из векторного уравнения: $\vec{V}_{A_2} = \vec{V}_{A_1} + \vec{V}_{A_2A_1}$,

где \vec{V}_{A_1} – вектор скорости точки A_1 , принадлежащей кулачку;

$\vec{V}_{A_2A_1}$ – вектор относительной скорости;

\vec{V}_{A_2} – вектор скорости точки A_2 , направлен параллельно линии движения толкателя.

$$V_{A_1} = \omega_1 \cdot OA; \quad \vec{V}_{A_1} \perp OA$$

$$\vec{V}_{A_2A_1} \parallel \tau\text{-}\tau;$$

Из полюса p_V в масштабе μ_v проводим вектор \vec{V}_{A_1} . Из конца этого вектора проводим направление вектора $\vec{V}_{A_2A_1}$, а из полюса p_V – направление вектора \vec{V}_{A_2} . При пересечении этих направлений получаем треугольник, из которого определяем искомую скорость \vec{V}_{A_2} .

Определение угла давления δ

Покажем схему механизма и план скоростей (см. рис).

Дополнительные построения состоят в следующем: через ось вращения кулачка O проводим линию, перпендикулярную направлению движения толкателя, до пересечения с нормалью $n-n$ в точке B .

Полученный треугольник AOB и план скоростей $p_v ab$ подобны.
Следовательно:

$$\frac{y}{r} = \frac{V_{A_2}}{V_{A_1}} = \frac{dS_A / dt}{\omega_1 \cdot r} = \frac{dS_A}{\omega_1 \cdot r dt} \quad *$$

Поскольку $y = \frac{dS_A}{d\varphi_1}$, где $d\varphi_1 = \omega_1 \cdot dt$.

Из точки A отложим отрезок y в направлении, перпендикулярном направлению движения толкателя (влево). В ту сторону, куда окажется направленным вектор V_{A_2} , если повернуть его на 90° по направлению вращения кулачка. Конец отрезка (точку k) соединим с осью вращения кулачка O .

Как видно из рисунка, угол между Ok и направлением движения толкателя — угол давления δ . Таким образом, для определения угла давления δ не нужно знать профиль кулачка. Достаточно вычислить y по формуле $*$ и, воспользовавшись рассмотренной методикой, графически найти угол δ в любом положении толкателя.

Определение размера минимального радиуса профиля кулачка

Известны:

- закон движения толкателя;
- максимальные углы давления при подъеме и опускании толкателя δ_{max} и δ'_{max} .

Требуется определить положения оси вращения кулачка и r_{min} (минимальный размер кулачка).

Решение:

*

1. Для всех положений по формуле () найти y .
2. Отложить эти отрезки от вертикальной линии.
3. Соединить концы отрезков плавной кривой.
4. Провести касательные под углами δ_{max} и δ'_{max} .
Точка пересечения касательных O определяет центры вращения кулачка.