

**ДИНАМИЧЕСКИЙ СИНТЕЗ ПЛОСКИХ КУЛАЧКОВЫХ
МЕХАНИЗМОВ С ПОСТУПАТЕЛЬНЫМИ КУЛАЧКАМИ И
РОЛИКОВЫМИ ТОЛКАТЕЛЯМИ**

Ю. Я. КОВЫЛИН

(Представлено научным семинаром кафедры прикладной механики)

1. Динамический синтез механизма представляет задачу об определении таких параметров его схемы, которые удовлетворяют необходимым динамическим условиям, обеспечивающим заданное движение спроектированного механизма без заклинивания и при достаточно высоком к. п. д. Эти условия, как известно, сводятся к тому, чтобы величина угла давления в кулачковой паре при любом положении механизма не превышала допустимое значение этого угла.

В настоящей работе величина допускаемого угла давления считается заданной.

2. Рассмотрим какое-либо i -тое мгновенное положение механизма в пределах хода H кулачка (фиг. 1, a). Пусть в выбранном положении механизма скорость движения кулачка будет $\bar{u}_i$, скорость центра C ролика толкателя $\bar{v}_i$ и скорость скольжения центра C ролика толкателя по центровому профилю кулачка $\bar{w}_i$.

Эти три скорости, как известно, связаны между собой векторным уравнением

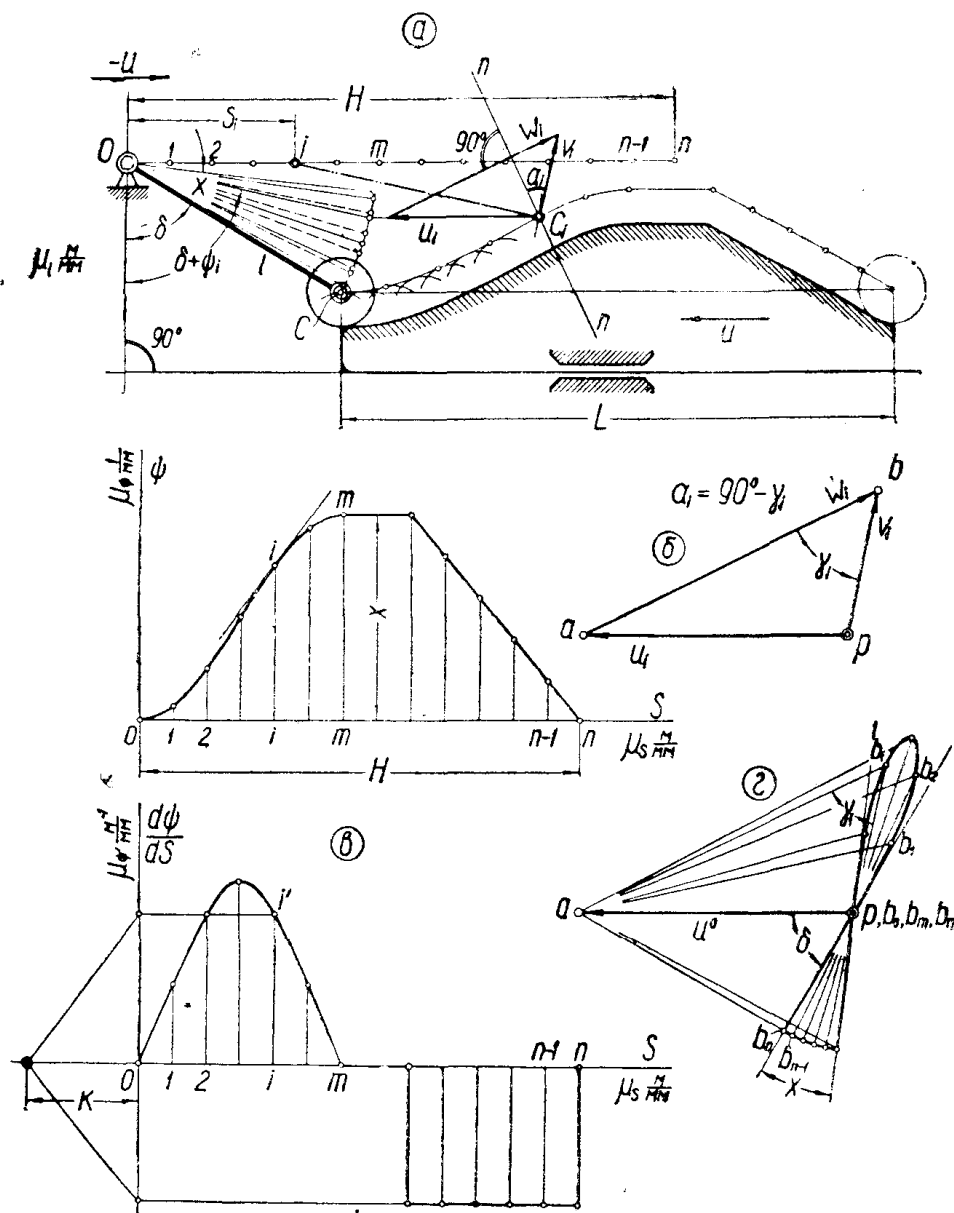
$$\bar{v}_i = \bar{u}_i + \bar{w}_i, \quad (1)$$

причем вектор $\bar{w}_i$ должен быть перпендикулярным нормали nn к центрному профилю кулачка в точке C_i .

Острый угол α_i между нормалью к центрному профилю кулачка и направлением скорости $\bar{v}_i$ толкателя есть угол давления в i -том мгновенном положении механизма.

Если величины и направления векторов $\bar{v}_i$ и $\bar{u}_i$ известны, то угол давления α_i можно определить без построения нормали к центрному профилю кулачка и даже без построения самого профиля кулачка. Для этого достаточно в произвольном месте чертежа (фиг. 1, b) построить план скоростей по уравнению (1) и определить острый угол γ_i между линиями действия векторов скоростей $\bar{v}_i$ и $\bar{w}_i$, а затем и угол давления α_i , пользуясь очевидным соотношением

$$\alpha_i = 90^\circ - \gamma_i. \quad (2)$$



Фиг. 1

3. При исследовании углов давления кулачкового механизма целесообразно уравнение (1) разделить на скаляр, численно равный u_i , и преобразовать затем к виду

$$\left| l \frac{d\psi}{dS} \right|_i \bar{v}_i^\circ = \bar{u}^\circ + \frac{\bar{w}_i}{u_i}. \quad (3)$$

В уравнение (3) входят:

$l = l_{OC}$ — длина толкателя;

$\frac{d\psi}{dS}$ — производная углового перемещения толкателя по перемещению кулачка;

$\bar{v}_i^\circ$ и $\bar{u}^\circ$ — векторы того же направления, как и векторы $\bar{v}_i$ и $\bar{u}_i$ с длиной, равной единице, т. е. $v_i^\circ = 1$, $u^\circ = 1$.

В безразмерном уравнении (3) все векторы имеют то же самое направление, что и в уравнении (1). Поэтому его можно назвать безразмерным векторным уравнением скоростей механизма.

Используя данные кинематического анализа механизма (фиг. 1, в), при помощи уравнения (3) легко определить углы давления в любом положении механизма. Для этого достаточно построить совмещенные стороной $\bar{u}$ планы безразмерных скоростей механизма (фиг. 1, г). Построение ведется в следующем порядке.

а) Из произвольной точки p в направлении движения кулачка откладываем произвольный отрезок pa , изображающий вектор $\bar{u}^0$ с модулем, равным единице. б) По направлениям мгновенных скоростей точки C толкателя из точки p откладываем отрезки (плечи)

$$pb_i = \left| l \frac{d\varphi}{dS} \right|_i (pa), \quad (4)$$

изображающие в масштабе вектора $\bar{u}^0$ безразмерные скорости точки C толкателя; геометрическое место точек b_i представляет годограф вектора безразмерной скорости точки C толкателя—диаграмму плеч.

в) Соединив точку a с точками b_i диаграммы плеч отрезками прямых, определяем величины углов γ_i , а затем и углов давления α_i по формуле (2).

4. Теперь рассмотрим задачу динамического синтеза кулачкового механизма с поступательным кулачком и вращательным роликовым толкателем.

Дано:

- а) вид графика $\psi = \psi(S)$ движения толкателя,
- б) размах X толкателя,
- в) длина толкателя l ,
- г) движение кулачка—к центру O вращения толкателя,
- д) допустимый угол давления $[\alpha]$.

Требуется определить основные размеры схемы механизма: начальный угол δ толкателя и ход H кулачка.

Порядок решения

а) По заданному виду графика $\psi = \psi(S)$ движения толкателя вычерчиваем его в прямоугольной системе координат $S-\psi$ (фиг. 1, в).

Масштаб по оси ординат:

$$\mu_\psi = \frac{X}{mm}, \quad (5)$$

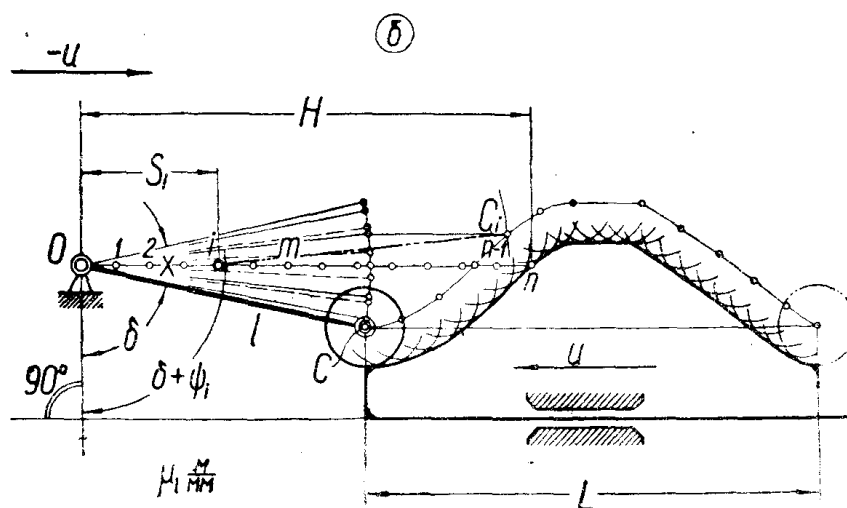
где mm —ордината графика $\varphi = \varphi(S)$, изображающая размах X толкателя. Масштаб по оси абсцисс—неопределенный.

б) Строим график $\frac{d\psi}{dS} - \frac{d\psi}{dS}(S)$ путем графического дифференцирования кривой $\psi = \psi(S)$ (фиг. 1, в).

Оба масштаба этого графика—неопределенные.

в) В соответствии с заданным законом $\psi = \psi(S)$ вычерчиваем последовательные мгновенные положения толкателя (фиг. 2, б). Начальное положение—произвольно.

Масштаб построения μ_i —произвольный.



д) На этих лучах в неопределенном масштабе откладываем плечи

$$\overline{pb_i}, \text{ пропорциональные. } \left| l \frac{d\psi}{dS} \right|_i \overline{v_i}.$$

84

е) Через концы b_i плеч проводим кривую — диаграмму плеч (фиг. 2, а).

ж) Из точек b_i диаграммы плеч проводим прямые, составляющие с соответствующими плечами углы, равные

$$[\gamma] = 90^\circ - [\alpha]. \quad (6)$$

Проведенные таким образом прямые ограничивают область (на фиг. 2, а заштрихована), в которой можно любую точку принять за конец вектора $\bar{u}^\circ$, причем угол давления α в этом случае ни в одном из положений механизма не будет превышать допустимое значение.

Пусть, например, в качестве такой точки выбрана точка a' . Соединив точку a' с точкой p отрезком прямой, найдем вектор $(\bar{u}^\circ)'$, модуль которого равен единице. Направление вектора $(\bar{u}^\circ)'$ показывает направление движения кулачка относительно построенных ранее положений толкателя (угол δ').

з) Из (4), заменив pa на pa' , найдем величину $\left| \frac{d\psi}{dS} \right|_i$ для i -того положения механизма, а затем масштаб по оси ординат графика

$$\frac{d\psi}{dS} = \frac{d\psi}{dS} (S), \text{ как}$$

$$\mu_\psi = \frac{\left| \frac{d\psi}{dS} \right|_i}{ii'} = \frac{p b_i}{l(p a')(ii')}. \quad (7)$$

Здесь ii' — отрезок, взятый из графика первой производной (фиг. 1, в).

и) Масштаб по оси абсцисс обоих графиков (фиг. 1, в) определяем по известным соотношениям при графическом дифференцировании:

$$\mu_s = \frac{\mu_\psi}{k \mu_{\psi^1}} = \frac{\mu_\psi l(pa)(ii')}{k(p b_i)}, \quad (8)$$

где k — произвольно выбранное при графическом дифференцировании полюсное расстояние.

к) Затем определяем ход кулачка

$$H = \mu_s (On) = \frac{\mu_\psi l(pa')(ii')(On)}{k(p b_i)}, \quad (9)$$

где On — длина базы диаграммы $\psi = \psi(S)$.

Из выражения (9) видно, что при прочих равных обстоятельствах величина хода кулачка H тем меньше, чем меньше отрезок pa' , изображающий безразмерную скорость кулачка $(\bar{u}^\circ)'$. Наименьшим ход H кулачка, очевидно, будет в том случае, когда точка a' совпадает с точкой a пересечения прямых, проведенных под углами $[\lambda]$ к лучам диаграммы плеч, т. е. при

$$pa' = pa.$$

При этом начальный угол толкателя будет равен δ (фиг. 2, а и б).

л) После определения H и δ обычным путем производится построение центрового и конструктивного профилей кулачка, т. е. осу-

ществляется кинематический синтез механизма (фиг. 2, б). Размер ролика определяется по известным соотношениям [2], [3].

м) Наименьшая длина L кулачка определяется непосредственно по чертежу (если $\psi_n = 0$, то $L = H$).

5. Рассмотренный метод динамического синтеза, очевидно, применим и в том случае, когда толкатель движется поступательно. В этом случае в уравнении (3) величину $l \frac{d\psi}{dS}$ следует только заменить величиной $\frac{d\sigma}{dS}$, где σ — линейное перемещение толкателя.

6. Предлагаемый метод может быть использован также для динамического синтеза цилиндрических кулачков пространственных механизмов, так как цилиндрический кулачок можно привести к поступательному, если его развернуть на плоскость по цилиндру среднего диаметра [2], [3].

7. На основе предлагаемого графического построения в некоторых частных случаях возможно получить конечное выражение в аналитической форме.

Выводы

1. Предлагаемый метод требует несложные вспомогательные построения.

2. Метод позволяет прямым путем определить наименьшую длину L кулачка и направление его движения (угол δ).

3. При заданном направлении движения кулачка можно определить наименьшую длину кулачка и наоборот.

4. Метод может быть использован для синтеза не только плоских, но и некоторых пространственных механизмов.

ЛИТЕРАТУРА

1. Основные проблемы теории машин и механизмов, АН СССР, М., 1956.
 2. Артоболовский И. И. Теория механизмов и машин, ГИТТЛ, 1940 — 1953.
 3. Решетов Л. Н. Кулачковые механизмы, М., Машгиз, 1953.
-