

УДК 621.835

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ КУЛАЧКОВ БЕЗ ПОСТРОЕНИЯ ФАЗОВЫХ ДИАГРАММ

Ю. Я. КОВЫЛИН

(Представлена научно-методическим семинаром кафедры прикладной механики)

Как известно, задача определения основных размеров кулачковых механизмов с учетом ограничений по углу давления (или углу передачи) имеет принципиально точное общее графическое решение при помощи фазовых диаграмм, называемых также диаграммами плеч [1—4].

Известны также ряд предложений по аналитическому решению указанной задачи. Применительно к наиболее распространенному в технике механизму, показанному на рис. 1, исходят из известной [1—3] зависимости угла давления  $\alpha$  от основных размеров механизма  $\Delta$  и  $S_0$  и заданного закона движения толкателя  $S = S(\varphi)$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\frac{ds}{d\varphi} - \Delta}{S_0 + s} \quad (1)$$

с учетом ограничений

$$\alpha_{\max} \gg \alpha \gg \alpha_{\min}, \quad (2)$$

где  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{\min}$  — предельно допустимые значения угла давления  $\alpha$ , обеспечивающие работу механизма без заклинивания и при достаточно высоком КПД.

При этом в работах [5, 6 и др.] исходят из допущения о том, что экстремальные углы давления имеют место в тех положениях кулачка, в которых передаточное отношение  $ds/d\varphi$  механизма (аналог скорости толкателя) принимает наибольшее и наименьшее значения. Указанное допущение (в применении к рассматриваемому механизму) далеко не всегда обеспечивает получение результатов с приемлемой точностью: предельная абсолютная ошибка размера  $S_0$  оценивается величиной, соизмеримой с ходом толкателя  $s_{\max}$ , причем она всегда влечет за собой расширение диапазона изменения угла давления по сравнению с заданным (2).

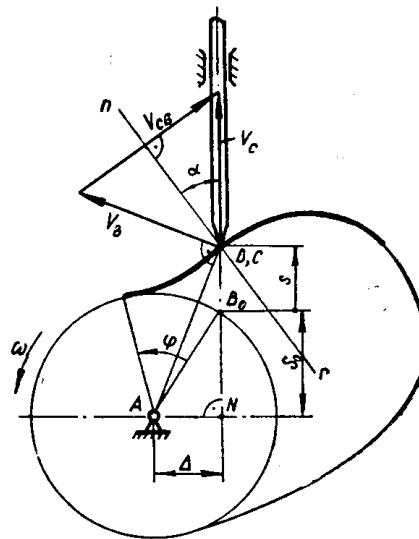


Рис. 1. К расчету основных размеров кулачков

В монографии [7] для определения упомянутых «опасных» положений механизма используется уравнение

$$\frac{d}{d\varphi} \operatorname{tg} \alpha(\varphi) = 0. \quad (3)$$

Однако в общем случае это уравнение получается трансцендентным, а его решение производится графически. И только для некоторого ограниченного числа простейших законов движения толкателя удастся довести решение задачи до конца в аналитической форме.

В силу изложенного перечисленные алгоритмы практически малоэффективны. Покажем более простой и, вместе с тем, более универсальный способ нахождения основных размеров механизма.

Уравнение (1) с учетом заданных ограничений (2) представим в следующих двух видах:

$$\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \frac{\frac{ds}{d\varphi} - \Delta - (S_0 + s) \operatorname{tg} \alpha_{\max}}{S_0 + s}; \quad (4)$$

$$\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \alpha_{\min} = \frac{\frac{ds}{d\varphi} - \Delta - (S_0 + s) \operatorname{tg} \alpha_{\min}}{S_0 + s}. \quad (5)$$

Из (4) и (5) следует, что

$$\Delta + S_0 \operatorname{tg} \alpha_{\max} = \left( \frac{ds}{d\varphi} - s \operatorname{tg} \alpha_{\max} \right)_{\max}; \quad (6)$$

$$\Delta + S_0 \operatorname{tg} \alpha_{\min} = \left( \frac{ds}{d\varphi} - s \operatorname{tg} \alpha_{\min} \right)_{\min}. \quad (7)$$

Так как зависимость  $s(\varphi)$  и углы  $\alpha_{\max}$  и  $\alpha_{\min}$  предполагаются здесь заданными, то нахождение величин, стоящих в правых частях (6) и (7) не представляет особых трудностей. В таком случае из системы (6) — (7) сразу находим наименьшее (оптимальное в смысле ограничений (2) значение размера

$$S_0 = \frac{\left( \frac{ds}{d\varphi} - s \operatorname{tg} \alpha_{\max} \right)_{\max} - \left( \frac{ds}{d\varphi} - s \operatorname{tg} \alpha_{\min} \right)_{\min}}{\operatorname{tg} \alpha_{\max} - \operatorname{tg} \alpha_{\min}}, \quad (8)$$

после чего соответствующую величину  $\Delta$  проще всего найти из равенства (6) или (7).

При необходимости (например, исходя из конструктивных соображений, условий прочности и т. д.) можно, не изменяя  $\Delta$ , увеличивать  $S_0$  сколько угодно против расчетного. При этом угол  $\alpha$  не выйдет из границ, устанавливаемых условием (2) (предполагается, что  $\alpha_{\max} > 0$ ,  $\alpha_{\min} < 0$ ).

Если при синтезе механизма дезаксиал  $\Delta$  задан, то уравнения (6) и (7) становятся независимыми. В таком случае минимальный размер  $S_0$  должен быть не меньше, чем наибольшее из двух значений этой величины, определяемых последовательно из (6) и (7).

В заключение заметим, что изложенный способ во многих практически важных случаях может быть реализован в аналитической форме. В остальных случаях — в удобной численной, а также простой графической формах.

## ЛИТЕРАТУРА

1. И. И. Артоболовский. Теория механизмов. М., «Наука», 1967.
  2. Н. И. Левитский. Методы расчета кулачковых механизмов. М., Машгиз, 1950.
  3. Л. Н. Решетов. Кулачковые механизмы. М., Машгиз, 1953.
  4. Ю. Я. Ковылин. Динамический синтез плоских кулачковых механизмов с поступательными кулачками и роликовыми толкателями. Известия ТПИ, т. 96. Томск, изд-во ТГУ, 1959.
  5. Д. М. Лукичев, А. А. Савелова. Теория механизмов. Шарнирно-рычажные и кулачковые механизмы. Вып. 1, изд. 2-е. М., изд-во МВТУ, 1968.
  6. Теория механизмов и машин. Проектирование. Под ред. О. И. Кульбачного. М., «Высшая школа», 1970.
  7. Н. Н. Попов. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. М., «Машиностроение», 1965.
-