

УДК 621.835:677.05

## О ПРОЕКТИРОВАНИИ МЕХАНИЗМОВ С ДВУМЯ СООСНЫМИ КУЛАЧКАМИ И ГЕОМЕТРИЧЕСКИМ ЗАМЫКАНИЕМ ВЫСШЕЙ КИНЕМАТИЧЕСКОЙ ПАРЫ

В.А. ЛЯСИЧ, Ю.В. КУЛЕМКИН

(Костромской государственной технологической университет, ЦНИИмашдеталь, г. Москва)

Механизмы со сдвоенными соосными кулачками применяются в текстильных машинах, например, для привода батана ремиз, а также и в других механизмах

ткацкого станка СТБ (рис. 1). Однако сведений о проектировании подобных механизмов в технической литературе крайне мало [1].

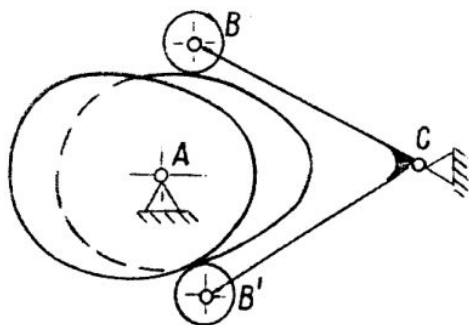


Рис. 1

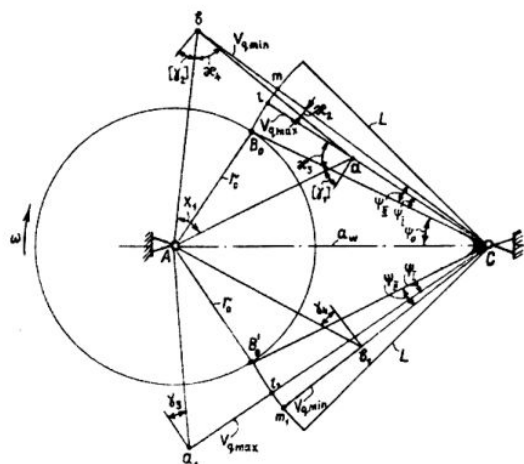


Рис. 2

Геометрическое замыкание высших кинематических пар не исключает появления монтажных напряжений в механизме, так как он имеет три избыточные связи.

Учитывая сказанное, в процессе проектирования необходимо оценивать условие передачи сил в высших парах, которые, как показывают расчеты, будут различными и зависящими, при прочих равных условиях, от расположения толкателей их длины, направления вращения кулачка.

На рис. 2 представлена расчетная схема определения наибольших углов давления, возникающих в высшей кинематической паре нижнего толкателя  $CB'$ , если наименьший центральный радиус  $r_0$  определен по допустимым углам давления для верхнего рычага  $CB_0$ . Оба толкателя принимаются равной длины  $L$ .

Рассматривая верхний рычаг, имеем:  $\psi_I$  – угловое перемещение толкателя, соответствующее максимальной передаточной кинематической функции  $V_{q \max}$ ;  $\psi_{II}$  – угловое перемещение толкателя, соответствующее минимальной передаточной кинематической функции  $V_{q \min}$ ;  $[\gamma]$  – допустимый угол давления для  $\psi_I$ ;  $[\gamma]$  – допустимый угол давления для  $\psi_{II}$ ; углы  $\chi_1, \chi_2, \chi_3, \chi_4, \psi_0$  и направление угловой скорости кулачка  $\omega$  (рис. 2):

$$l_{Ca} = L - V_{q \max}, \quad l_{Cb} = L + V_{q \min}, \quad (1)$$

$$l_{ab} = \sqrt{l_{Ca}^2 + l_{Cb}^2 - 2l_{Ca}l_{Cb} \cos(\psi - \psi_I)}, \quad (2)$$

$$\chi_2 = \arccos \left[ \frac{l_{Ca}}{l_{Cb}} \sin(\psi_{II} - \psi_I) \right], \quad (3)$$

$$\chi_3 = 90^\circ - [\gamma_1] + \chi_2 + (\psi_{II} - \psi_I), \quad (4)$$

$$\chi_3 = 90^\circ - [\gamma_2] - \chi_2. \quad (5)$$

$$\chi_3 = 180^\circ - (\chi_3 + \chi_4), \quad (6)$$

$$l_{Aa} = l_{ab} \frac{\sin \chi_4}{\sin \chi_1}, \quad (7)$$

$$l_{AC} = a_w = \sqrt{l_{Ca}^2 + l_{Aa}^2 + 2l_{Ca}l_{Aa} \sin(\gamma_1)}, \quad (8)$$

$$\psi_0 = \arcsin \left( \frac{l_{Aa}}{a_w} \cos[\gamma_1] \right) - \psi_I, \quad (9)$$

$$r_0 = \sqrt{a_w^2 + L^2 - 2a_w L \cos \psi_0}. \quad (10)$$

Переходя к нижнему рычагу, из треугольника  $ACa$  определяется наибольший угол давления  $\gamma_3$  на фазе удаления толкателя, а из треугольника  $ACb_1$  –  $\gamma_4$  наибольший угол давления на фазе возвращения толкателя:

$$l_{AC} = L + V_{q \max}, \quad l_{Cb_1} = L - V_{q \min}, \quad (11)$$

$$l_{Ab_1} = \sqrt{a_w^2 + L^2 - 2a_w L \cos(\psi_0 + \psi_I)}, \quad (12)$$

$$l_{ab_1} = \sqrt{a_w^2 + L^2 - 2a_w L \cos(\psi_0 + \psi_{II})}, \quad (13)$$

$$\gamma_3 = \arccos \left[ \frac{a_w}{l_{Aa_1}} \sin(\psi_0 + \psi_I) \right], \quad (14)$$

$$\gamma_4 = \arccos \left[ \frac{a_w}{l_{Ab_1}} \sin(\psi_0 + \psi_{II}) \right]. \quad (15)$$

В качестве примера принят параболический закон движения. Передаточная кинематическая функция для этого закона будет линейной (рис. 3).

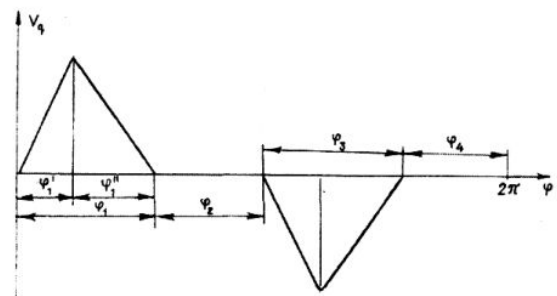


Рис. 3

Пусть наибольшее перемещение точек  $B_0$  и  $B'_0$   $S_{\max} = 0,03$  мм; коэффициент асимметрии  $K = \varphi'_1 / \varphi''_2 = 2/3$ ;  $V_{q \max} = 0,03438$  м;  $V_{q \min} = 0,03438$  м; фазовые углы  $\varphi_1 = \varphi_3 = 100^\circ$ ;  $\varphi_2 = \varphi_4 = 80^\circ$ ;  $[\gamma_1] = [\gamma_2] = 30^\circ$ , длина толкателя  $L = 0,09$  м.

Результаты расчетов. Наименьший центральный радиус  $r_0 = 48,3$  мм; межосевое расстояние  $a_w = 108,64$  мм; наибольшие углы давления на нижнем рычаге  $\gamma_3 = 29,42^\circ$ ;

$\gamma_1 = 24,806^\circ$  не превышают  $30^\circ$ . Следовательно, условие передачи сил несколько лучше, чем на верхнем. Если при тех же исходных данных ось вращения толкателей С расположить слева от оси вращения кулачков, то результатами расчетов будут:  $r_0 = 41,5$  мм;  $a_w = 107,72$  мм;  $\gamma_3 = 35,54^\circ$ ;  $\gamma_4 = 30,16^\circ$ . Отмечается уменьшение габаритов при ухудшении условия передачи сил на фазе удаления толкателя, когда кулачок передает движение толкателю.

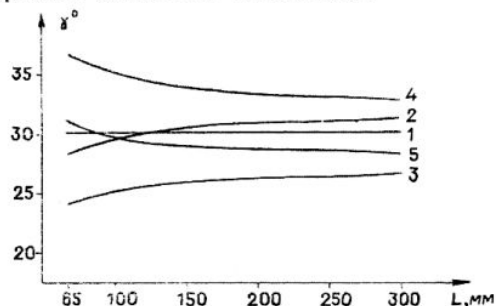


Рис. 4

На рис. 4 показаны зависимости наибольших углов давления от длины и расположения оси нижнего толкателя. Во всех этих вариантах для верхнего толкателя принимается наибольший угол давления  $30^\circ$  (прямая 1). Передаточная функция та же (рис. 3). Так, зависимость 2 показывает рост углов давления на фазе удаления толкателя с превышением  $30^\circ$ ; зависимость 3 – то же, по фазе возвращения толкателя.

Располагая ось вращения толкателей

слева от кулачков при том же направлении их движения, будем иметь существенное ухудшение условия передачи сил, так как углы давления превышают  $30^\circ$  на фазе удаления нижнего толкателя (зависимость 4). Зависимость 5 показывает изменение углов давления для этого же толкателя, но на фазе его возвращения.

## ВЫВОДЫ

1. Условие передачи сил в кулачковых механизмах (рис. 1) зависит от расположения толкателей, направления вращения кулачков и длины толкателей.

Алгоритм расчета позволяет подобрать размеры звеньев механизма так, чтобы условия передачи сил от кулачков к толкателям выравнивались.

2. При проектировании таких механизмов предпочтение следует отдавать схеме на рис. 2 или ей равноценной, когда ось С будет слева от кулачков, а направление вращения их будет по часовой стрелке.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Юдин В.А. Проектирование кинематических схем механизмов. – М: Искусство, 1963.

Рекомендована кафедрой теории механизмов и машин и проектирования текстильных машин КГТУ. Поступила 01.12.03.