

Установлено, что интенсивность  $p = \sqrt{\sigma^2 + \tau^2} \approx \sigma$  и отклонение вектора  $p$  от нормали нигде не превышает  $14^\circ$ , т.е. можно считать, по крайней мере, в первом приближении, что найденные поверхностные силы действуют вдоль радиусов штампа. Относительно высокая контактная нагрузка наблюдается в полюсе штампа; именно она определяет выбор материала штампа.

#### Литература

1. Лехницкий С.Г. Теория упругости анизотропного тела.- 2-е изд., перераб. и дополн.- М.: Наука, 1977.- 416с.

#### SUMMARY

The effective introduction of progressive methods of sheet punching in a small lot manufacture of machine-building production requires of stamp metal details replacement by the details made from cheaper composite materials. In the paper a definition of displacements, deformations and stress in the homogeneous isotropic spherical stamp from a similar composite material during it axially symmetric deformation is considered. The analysis of the stressed state in the stamp is given. On its basis the reasonable choice of the cheapest composite material of a stamp with the minimal necessary strength characteristics becomes possible.

УДК 687.053.24

### СИНТЕЗ КУЛАЧКОВОГО МЕХАНИЗМА С ОСТАНОВКАМИ ТОЛКАТЕЛЯ

*А.Г. Семин, А.М. Тимофеев, А.В. Локтионов*

Исполнительные органы некоторых машин совершают прерывистые движения, вызванные требованиями технологического процесса. Для этих целей часто применяют кулачковые механизмы, обеспечивающие многократную остановку рабочего органа в течение одного цикла. Чем больше остановок (число операций) в цикле, тем больший диаметр имеет диск кулачка. Это значительно увеличивает габариты и ухудшает внешний вид машины.

Рассмотрим влияние технологических и динамических параметров на габариты проектируемого кулачкового механизма. Диаметр диска кулачка определим в зависимости от следующих параметров:

- количество операций (остановок) за цикл –  $z$ ;
- величины отклонения центра ролика за одну операцию –  $a$ ;
- коэффициента хода ролика –  $k$ ;
- радиуса ролика –  $r$ ;
- максимального угла давления –  $\mu_{max}$ .

В качестве движения ролика примем синусоидальный [1], как наиболее благоприятный в динамическом отношении. Минимальный радиус кривизны  $\rho_{min}$  вогнутой части профиля кулачка и радиус ролика  $r$  связаны следующим соотношением [2]

$$r = 0,7\rho_{min} \quad (1)$$

При синусоидальном законе движения толкателя (рис. 1) уравнение кривой имеет вид [1]

$$y = a \left( \frac{x}{l} - \frac{1}{2\pi} \sin \frac{2\pi}{l} x \right) \quad (2)$$

Величина  $l$ , характеризующая время перемещения ролика из одного крайнего положения в другое за одну операцию, оказывает значительное влияние на динамику механизма и его габариты. Чем больше  $l$ , тем меньше угол давления  $\mu$  в механизме. Величина радиуса кривизны кривой определяется по следующей зависимости [3]

$$\rho = \frac{[1 + (y')^2]^{3/2}}{y''} \quad (3)$$

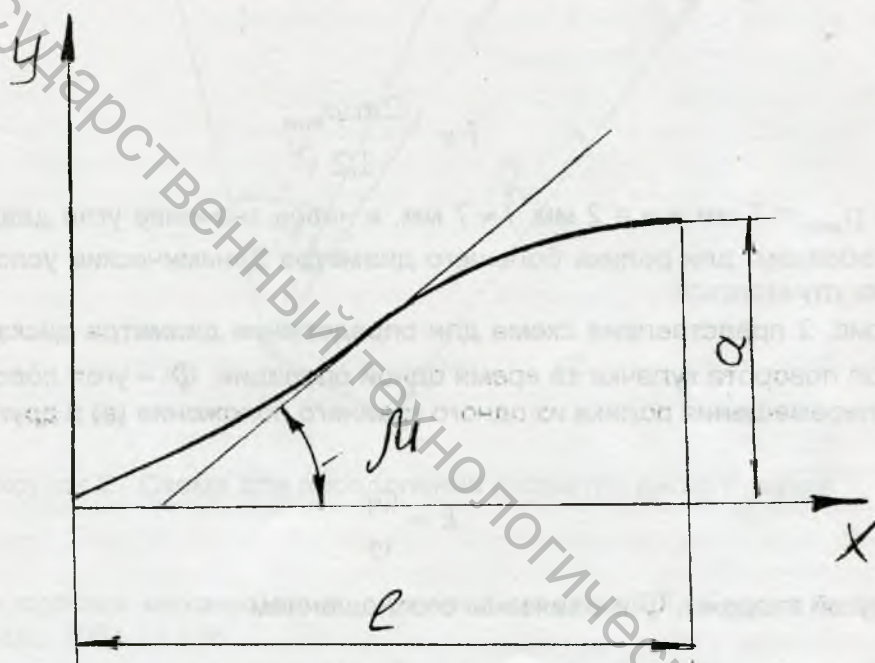


Рисунок 1 - Закон движения толкателя

Определим значение  $l$  при условии, что максимальный угол давления в кулачковом механизме с качающимся толкателем равен  $45^\circ$ , а с поступательно движущимся толкателем –  $30^\circ$ . Учитывая, что  $\operatorname{tg} \mu = y'$ , а максимальное значение угла давления будет при  $x = l/2$ , из (2) имеем

$$\operatorname{tg} 45^\circ = \frac{a}{l} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{l} \cdot \frac{l}{2} \right);$$

отсюда  $l = 2a$ .

$$\operatorname{tg}30^\circ = \frac{a}{l} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{l} \cdot \frac{l}{2} \right);$$

отсюда  $l = 3,5a$ .

Дифференцируя дважды (2) и подставляя полученные значения в (3), имеем

$$\rho = \frac{\left[ 1 + \frac{a^2}{l^2} \left( 1 - \cos \frac{2\pi}{l} x \right)^2 \right]^{3/2}}{2\pi a \cdot \sin \frac{2\pi}{l} x} \cdot l^2 \quad (4)$$

Принимая значение  $a = 2$  мм, получим при качающемся толкателе  $\rho_{\min} = 1,5$  мм и  $r = 2$  мм; при поступательно движущемся толкателе  $\rho_{\min} = 8$  мм и  $r = 11$  мм. Величина  $r = 2$  мм конструктивно трудно выполнима, поэтому принимаем  $r = 5$  мм и  $\rho_{\min} = 7$  мм. Значение  $l$  можно найти из приближенной зависимости, полученной из (4)

$$l \approx \frac{2\pi a \rho_{\min}}{1,2} \quad (5)$$

При  $\rho_{\min} = 7$  мм и  $a = 2$  мм  $l \approx 7$  мм, а новое значение угла давления  $\mu = 17^\circ$ . Таким образом, для ролика большего диаметра динамические условия работы механизма улучшаются.

На рис. 2 представлена схема для определения диаметра диска кулачка. Здесь  $\Phi$  – угол поворота кулачка за время одной операции,  $\Phi_1$  – угол поворота кулачка за время перемещения ролика из одного крайнего положения (а) в другое (б). Тогда

$$k = \frac{\Phi_1}{\Phi} \quad (6)$$

С другой стороны,  $\Phi$  и  $z$  связаны соотношением

$$\Phi = \frac{2\pi}{z}$$

Учитывая  $l = R\Phi_1$ , получим

$$R = \frac{z \cdot l}{2\pi k} \quad (7)$$

Принимая  $z = 40$  и  $k = 0,3$ , имеем  $R = 150$  мм. Диаметр диска кулачка

$$D = 2(R + z \cdot a + r + n),$$

где  $n$  – толщина стенки паза. Принимая  $n = 5$  мм, получим  $D = 480$  мм.

Таким образом, предложенная методика синтеза кулачкового механизма с остановками толкателя позволяет проектировать механизм с оптимальным соотношением геометрических и динамических параметров.

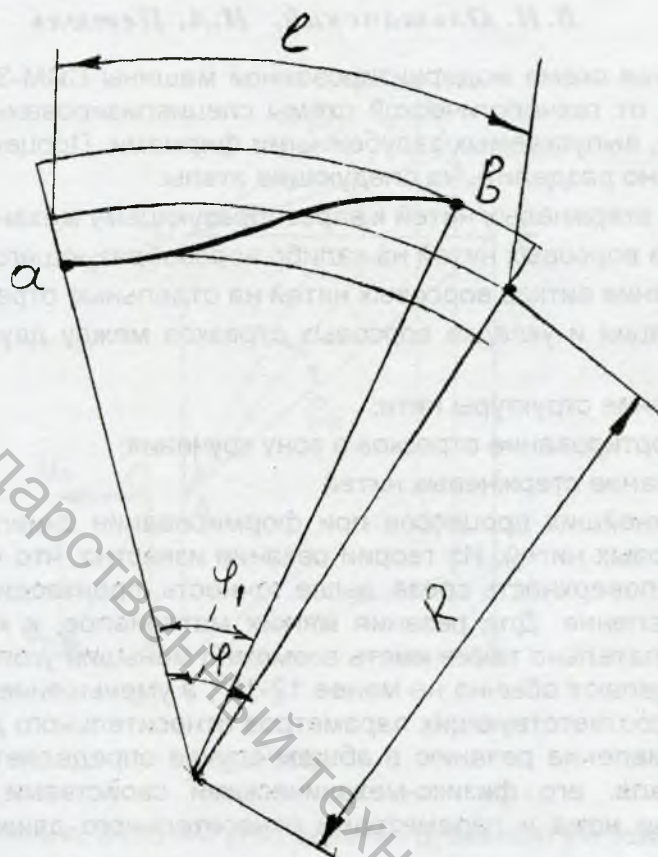


Рисунок 2 - Схема для определения диаметра диска кулачка

#### Литература

1. Теория плоских механизмов и динамика машин: Г.А. Барсов и др. – М.: Высш. шк., 1961.- с.336.
2. Теория механизмов и машин: Учеб. для студ. вузов/ К.В. Фролов, С.А. Попов, А.К. Мусатов и др.; Под ред. К.В. Фролова. – М.: Высш.шк., 1987.-496 с.
3. Вермант А.Ф., Араманович И.Г. Краткий курс математического анализа: Учеб.пособие для вузов. – 6-е изд. стереотип. – М.: Наука, 1969. – 735 с.

#### SUMMARY

This article describes the results of analytical synthesis of eccentric mechanism with stops of outlet link. The tie of technological and dynamic characteristics of mechanism and dimension of eccentric are fixed.