

Синтез кулачкового механизма с учетом условий передачи сил и контактной прочности

¹И.А.Халилов, ²С.Х.Керимов, ³С.А.Багирова, ⁴Ф.Ш.Гаджиева
^{1,2,3,4} Азербайджанский Технический Университет
Азербайджан, Баку, прос. Г. Джавида, 25
E-mail: khalilov-isa@rambler.ru

Аннотация. Объект исследования – кулачковый механизм с роликовым толкателем. Разработан метод для определения минимального радиуса практического профиля кулачка r_0 и других конструктивных размеров кулачкового механизма, обеспечивающий условия передачи силы и контактной прочности для целого цикла движения кулачка.

Ключевые слова: кулачковый механизм, угол давления, контактное напряжение, минимальный радиус кулачка, радиус ролика, ширина ролика, радиус кривизны.

1. Введение

Кулачковые механизмы широко используются во многих современных технологических, транспортных и др. машин-автоматах. Эти механизмы наряду с простотой и компактностью обладают многими преимуществами.

В настоящее время достаточно широко и всесторонне исследован структурный, кинематический и динамический анализ, а также синтез различных широко распространённых в технике кулачковых механизмов [1, 2]. В существующих методах проектирования кулачковых механизмов обычно задаются следующие данные: кинематическая схема; закон движения кулачка; закон движения толкателя (обычно, аналог ускорения); ход толкателя; силы, действующие на механизм; максимальный угол давления толкателя и материалы. Определяется минимальный радиус кулачка и проводится профилирование кулачка. При таком подходе не прогнозируется контактная прочность и долговечность механизма. В этом случае может получиться так, что условие надежности не будет выполняться должным образом. Поэтому при проектировании кулачковых механизмов максимальный угол давления толкателя также должен обеспечить контактную прочность высшей кинематической пары «кулачок-толкатель». Надежность и долговечность кулачкового механизма в

первую очередь зависит от контактной прочности между кулачком и толкателем. В свою очередь контактная прочность напрямую зависит от радиуса кривизны профиля кулачка. Радиус кривизны профиля кулачка, минимальный радиус кулачка и угол давления механизма взаимосвязаны. С учетом изменения рабочих нагрузок на толкатель решение контактной задачи еще больше усложняется. Определение радиуса ролика толкателя тоже тесно связано с радиусом кривизны кулачка. Поэтому определение оптимального значения минимального радиуса кулачка, обеспечивающее условия передачи сил и контактной прочности, является актуальной задачей.

2. Математическая модель

Рассмотрим центральный кулачковый механизм с роликовым толкателем, как наиболее распространенный. Расчетная схема динамического синтеза этого механизма представлена на рис.1 [3]. Здесь r_0 - минимальный радиус практического профиля кулачка, R - текущий радиус-вектор кулачка, φ_1 - угол поворота кулачка, S - текущий ход толкателя.

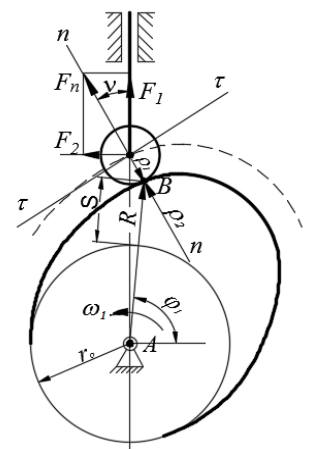


Рис. 1. Расчетная схема динамического синтеза центрального кулачкового механизма с роликовым толкателем

Контакт кулачка и ролика толкателя создает высшую кинематическую пару в виде контакта двух цилиндров и контакт происходит по линии. Тогда



условие по контактной прочности между кулачком и роликом толкателя можно выразить, согласно уравнению Герца, следующим образом:

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{F_n \cdot E_{np}}{b \cdot \rho_{np}}} \leq [\sigma_H], \quad (1)$$

где b - длина контактной линии или ширина ролика, мм; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение, которое выбирается из справочной литературы согласно выбранного материала, МПа; $E_{np} = \frac{2E_1 E_2}{E_1 + E_2}$ - приведенный модуль упругости материалов (E_1 - модуль упругости ролика, E_2 - модуль упругости кулачка) выбирается из справочной литературы согласно выбранного материала, МПа; ρ_{np} - приведенный радиус кривизны, который определяется следующим образом:

$$\frac{1}{\rho_{np}} = \frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}, \quad (2)$$

где ρ_1 - радиус кривизны ролика толкателя, мм; ρ_2 - радиус кривизны кулачка, мм.

Радиус кривизны ролика подбирается так, чтобы кривая профиля кулачка носил непрерывный характер. Конструктивный профиль кулачка не должен быть заостренным или срезанным. Для этого должно выполняться следующее условие:

$$\rho_1 \leq 0,4r_0 \quad \text{или} \quad \rho_1 \leq 0,7\rho_{2\min}, \quad (3)$$

где, $\rho_{2\min}$ - минимальный радиус кривизны центрального профиля кулачка.

Выполнение этих соотношений обеспечивает примерно равную контактную прочность как для кулачка, так и для ролика. Ролик обладает большей контактной прочностью, но так как его радиус меньше, то он вращается с большей скоростью и рабочие точки его поверхности участвуют в большем числе контактов. Рекомендуется выбирать радиус ролика из стандартного ряда диаметров в диапазоне

$$\rho_1 = (0,2 \div 0,35)r_0. \quad (4)$$

Радиус кривизны кулачка можно определить следующим образом [3, 4]:

$$\rho_2 = \frac{(R^2 + (R')^2)^{\frac{3}{2}}}{R^2 + 2 \cdot (R')^2 - R \cdot R''}, \quad (5)$$

где, R'' , R' и R - соответственно, аналог ускорения, аналог скорости и перемещение толкателя.

При синусоидальном законе движения толкателя [3]

$$S'' = \frac{2\pi h}{\varphi_y^2} \cdot \sin \frac{2\pi}{\varphi_y} \cdot \varphi_1, \quad (6)$$

$$S' = \frac{h}{\varphi_y} \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\varphi_y} \cdot \varphi_1 \right) \right), \quad (7)$$

$$R = r_0 + S; \quad S = h \cdot \left(\frac{\varphi_1}{\varphi_y} - \frac{1}{2\pi} \sin \left(\frac{2\pi}{\varphi_y} \cdot \varphi_1 \right) \right). \quad (8)$$

Здесь $h = S_{\max}$ - полный ход толкателя, мм.

Так как r_0 - постоянное число, то получим:

$$R = r_0 + S, \quad R' = S', \quad R'' = S''. \quad (9)$$

Требуемая нормальная сила F_n толкателя на кулачок определяется следующим образом:

$$F_n = \frac{(F_{nc} + F_u + F_{mp} + F_G + F_{np})}{\cos \nu} = \frac{F_1}{\cos \nu}, \quad (10)$$

где, F_{nc} - полезная сила сопротивления, Н; F_u - сила инерции толкателя, Н; F_{mp} - сила трения между толкателем и направляющей опорой, Н; F_G - сила тяжести толкателя, Н; F_{np} - упругая сила сопротивления пружины, сжимающей толкатель к кулачку, Н; F_1 - составляющая нормальной силы вдоль направления толкателя, Н; ν - угол давления кулачкового механизма, град.

Угол давления кулачкового механизма можно определить из условия передачи силы:

$$\nu = \arctg \frac{S'}{r_0 + S}. \quad (11)$$

Ширину ролика обычно определяют из условия контактной прочности. Из конструктивных соображений примем

$$b = (0,4 \div 1,2)\rho_1. \quad (12)$$

Учитывая выражения (2)÷(12) в условии контактной прочности (1), можно определить минимальный радиус практического профиля кулачка r_0 , обеспечивающий условия передачи силы и контактной прочности при минимальных габаритных размерах кулачкового механизма.

Таким образом, решение задачи зависит не только от выбора оптимального значения отношения $\frac{F_n}{\rho_{np}}$, но и от множества других параметров.

Контактное напряжение является функцией многочисленных переменных:

$$\sigma_H = f(r_0, \nu, \rho_1, b, E_{np}, F_1, [\sigma_H]). \quad (13)$$

С учетом деформаций, перемещений и трений в опорах ролика и податливости элементов конструкции



задача еще более усложняется. Поэтому решение задачи можно осуществить методом многопараметрической оптимизации.

3. Результаты исследования

Согласно (1), проводим численный эксперимент и определим контактное напряжение и угол давления V при следующих входных данных: фаза удаления $\varphi_y = 60^\circ$, фаза верхнего выстоя $\varphi_{вв} = 40^\circ$, фаза приближения $\varphi_n = 60^\circ$, полный ход толкателя $h = 20$ мм, составляющая нормальной силы вдоль направления толкателя $F_1 = 1200$ Н, приведенный модуль упругости $E_{np} = 2,1 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$ (для сталей), ширина ролика $b = (0,4 \div 1,2) \rho_1$, допусаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 594 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$.

В результате проведенного численного эксперимента построим графики зависимостей угла давления от угла поворота кулачка только для фазы удаления толкателя (рис 2). В фазах верхнего и нижнего выстоя угол давления не меняется. А фаза приближения идентична фазе удаления. Как видно из рисунка, угол давления уменьшается с увеличением минимального радиуса кулачка. Свое максимальное значение получает в районе 28° угла поворота кулачка. Значения минимального радиуса кулачка $r_0 = 50$ мм и $r_0 = 55$ мм не удовлетворяют заданному условию угла давления $v_{\max} \leq 30^\circ$. А значения $r_0 = 65$ мм и $r_0 = 70$ мм будут необоснованно завышенными. Поэтому при приведенных начальных данных согласно рисунку, можно принять $r_0 = 60$ мм.

На рис. 3 приведены зависимости контактного напряжения от угла поворота кулачка для различных значений минимального радиуса кулачка. При $r_0 = 50$ мм и $r_0 = 55$ мм контактное напряжение превышает допусаемое значение $[\sigma_H] = 594$ МПа. А при $r_0 = 65$ мм и $r_0 = 70$ мм максимальное значение контактного напряжения не достигает и 500 МПа, что говорит о завышенных габаритах.

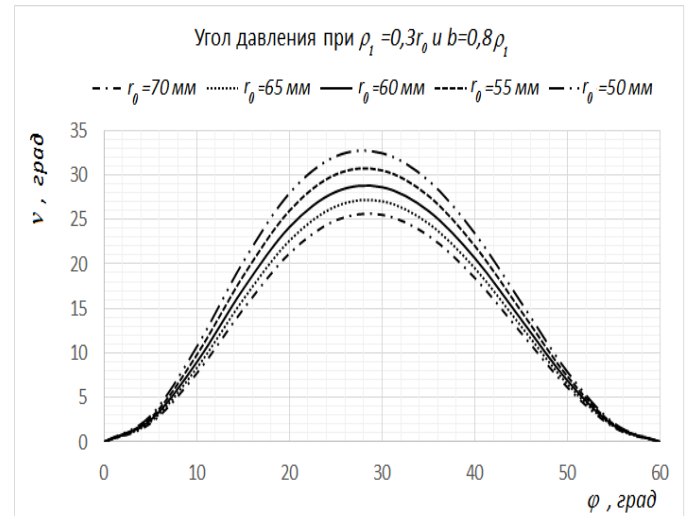


Рис. 2. Зависимость угла давления от угла поворота кулачка

На рис. 4 и 5 представлены изменения контактных напряжений в зависимости от радиуса и ширины ролика, соответственно. При перечисленных выше входных данных здесь тоже можно, согласно условия (1), определить оптимальные значения радиуса ролика $\rho_1 = 0,3r_0$ (рис.4) и $b = 0,7\rho_1$ (рис.5). Методом последовательных приближений эти значения также можно еще более уточнить.

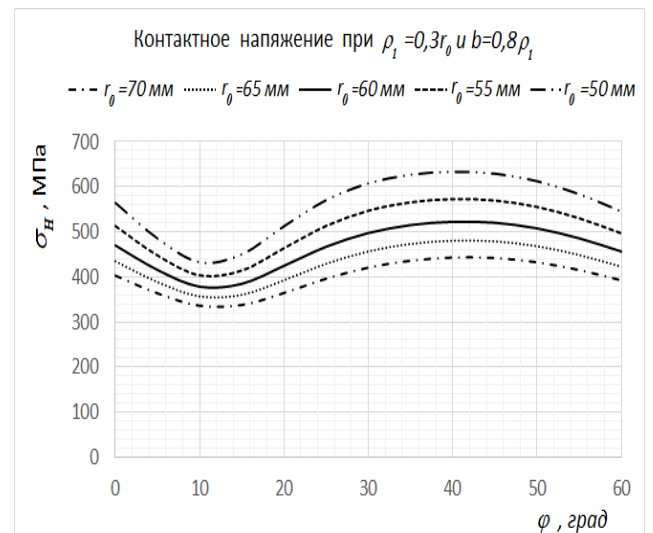


Рис. 3. Зависимость контактного напряжения от угла поворота кулачка

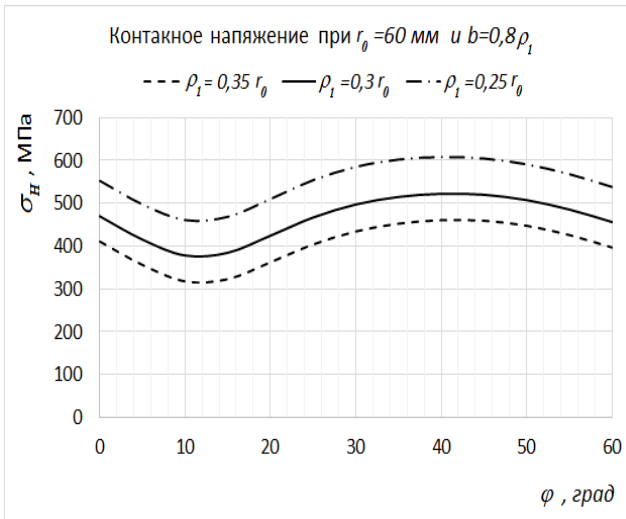


Рис. 4. Зависимость контактного напряжения от угла поворота кулачка для различных значений радиуса ролика

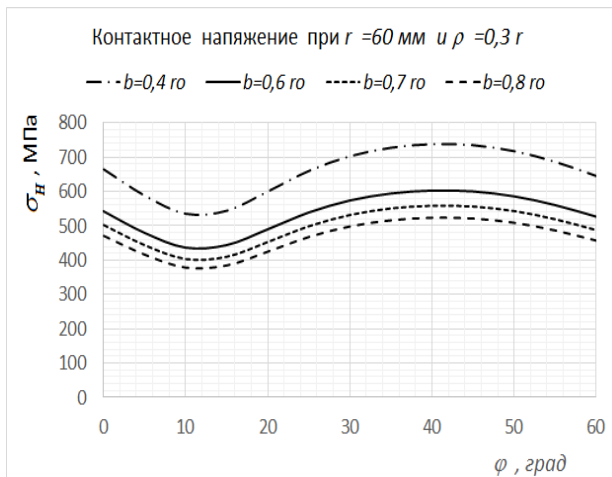


Рис. 5. Зависимость контактного напряжения от угла поворота кулачка для различных значений ширины ролика

Анализ рис. 2÷5 показывает, что угол давления и контактные напряжения свои максимальные значения достигают при различных углах поворота кулачка. Если угол давления получает свой максимум в районе 28° , то контактные напряжения свои максимальные значения достигают при 41° угла поворота кулачка.

4. Выводы

Разработан метод для определения минимального радиуса практического профиля кулачка r_0 и других конструктивных размеров кулачкового механизма, обеспечивающий условия передачи силы и контактной прочности. Предложенный метод позволяет аналитически определить перемещения, скорости, ускорения, углы давления, радиусы кривизны кулачка и контактные напряжения между роликом и кулачком для целого цикла движения кулачка.

Литература

- [1]. А.М. Кəngərlі. Маşın və mexanizmlər nəzəriyyəsi. – Bakı: “Müəllim”, 2004. - 674s.
- [2]. В.А. Юдин, Л.В. Петрокас. Теория машин и механизмов. – М.: «Высшая школа», 1977.
- [3]. И.А. Халилов, С.Х. Керимов, А.С. Иманов. Аналитическое определение радиуса кривизны профиля кулачка кулачкового механизма с роликовым толкателем//Вестник Азербайджанской Инженерной Академии/ Баку-2017
- [4]. В.А. Ильин, Э.Г. Позняк. Основы математического анализа. Часть II. – М.: «Физматлит», Ч.1 - 2005, 7-е изд., 648с.