ОБ УДЕЛЬНОМ ДАВЛЕНИИ В КУЛАЧКОВОМ МЕХАНИЗМЕ ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

А. Е. Лисун

Учреждение образования «Гомельский государственный технический университет имени П. О. Сухого», Беларусь

Научные руководители: А. Т. Бельский, Г. П. Тариков

Кулачковые механизмы наряду с зубчатыми механизмами относятся к наиболее распространенному виду передаточных механизмов современных машин. Особенно широко они нашли применение в производственных машинах-автоматах, когда исполнительный механизм предназначается для осуществления движения, имеющего стабильный, цикловой характер, а также в двигателях внутреннего сгорания.

Износ деталей кулачковой пары двигателя внутреннего сгорания (рис. 1) приводит к изменению характеристик рабочей поверхности кулачка, которые характеризуют работу механизма.

Интенсивность износа кулачка в большей степени зависит от удельного давления q, возникающего на поверхности контакта кулачка с коромысловым толкателем, величину которого определяют по формулу Герца:

$$q = 0{,}418\sqrt{\frac{E_{\text{пр}}N}{b\rho}},$$

где $E_{\text{пр}}$ – приведенный модуль упругости; N – нормальная сила на поверхности контакта; b – ширина кулачка; ρ – радиус кривизны профиля кулачка в точке соприкосновения.

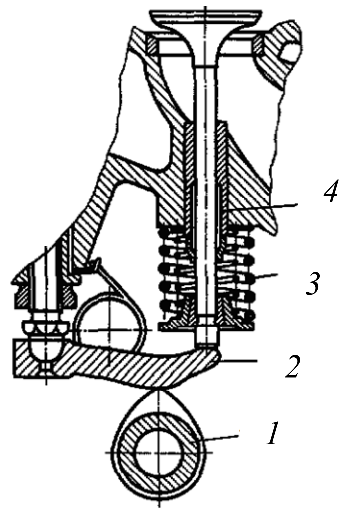

Рис. 1. Детали кулачковой пары:
1 – кулачок; *2* – толкатель; *3* – пружина; *4* – клапан

Используя расчетную схему (рис. 2), нормальную силу N можно определить по зависимости

$$N = \frac{\Sigma M_{\text{c}}}{l},$$

где ΣM_{c} – сумма моментов всех сил, действующих на коромысло за исключением нормальной силы N, относительно шарнира C.

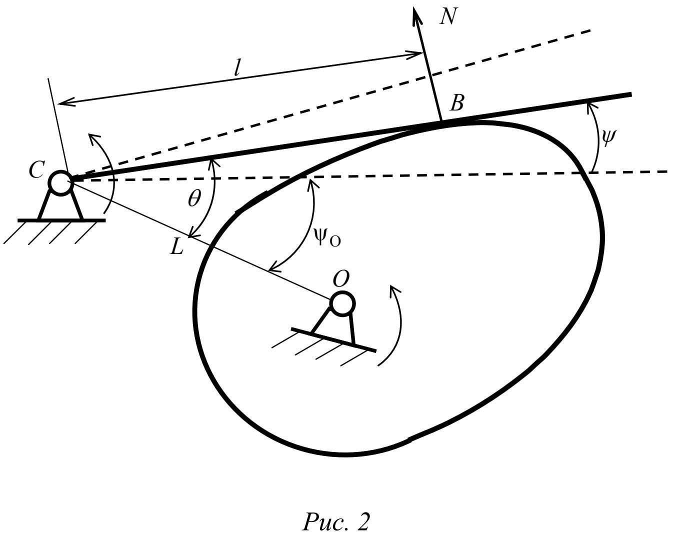

Рис. 2

В этом случае зависимость для определения удельного давления примет вид:

$$q = 0{,}418\sqrt{\frac{E}{b}\,\frac{\Sigma M_{\text{c}}}{l\rho}}.$$

Из приведенной зависимости следует, что удельное давление в определенной степени зависит от расстояния l и радиуса кривизны профиля кулачка ρ. Определению зависимостей для определения длины толкателя l и радиуса кривизны профиля кулачка ρ и была посвящена данная работа.

Заменим кулачковый механизм эквивалентным ему кулисным механизмом (рис. 3). Пусть точка M будет центром кривизны профиля кулачка в точке K. Совместим с точкой M точку N коромыслового толкателя. Построим повернутый план скоростей в масштабе $\mu_V = \omega$ для заменяющего механизма.

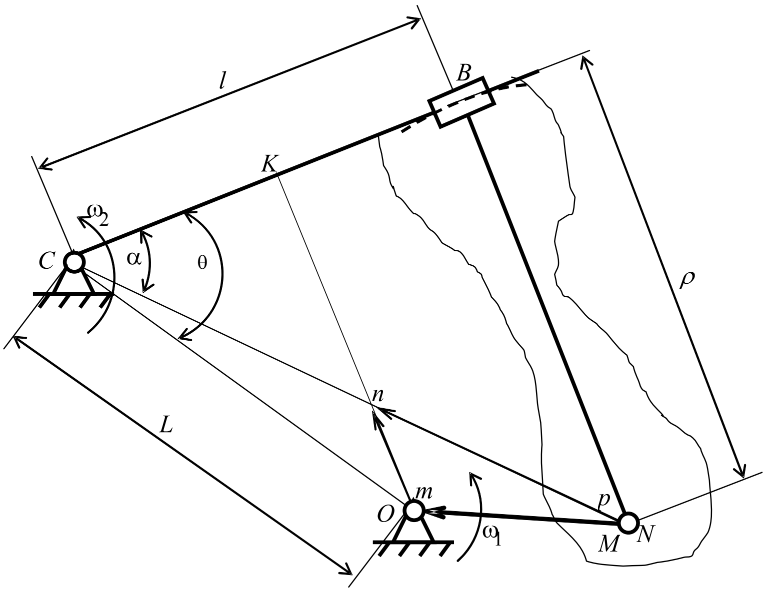

Рис. 3

Абсолютная скорость точки N, равная $V_N = CN\omega_2$, будет изображаться отрезком pn и может быть определена из плана скоростей как $V_N = pn\omega_1$. Приравнивая правые части, получаем:

$$CN\omega_2 = pn\omega_1, \ \frac{pn}{CN} = \frac{\omega_2}{\omega_1} = \frac{d\psi}{dt\omega_1} = \frac{d\psi}{d\varphi}.$$

Используя теорему подобия, находим

$$\frac{pn}{CN} = \frac{KB}{CB} = \frac{CB - CK}{CB} = \frac{l - L\cos\theta}{l} = \frac{d\psi}{d\varphi}, \text{ откуда } l = L\frac{\cos\theta}{1 - \dfrac{d\psi}{d\varphi}}.$$

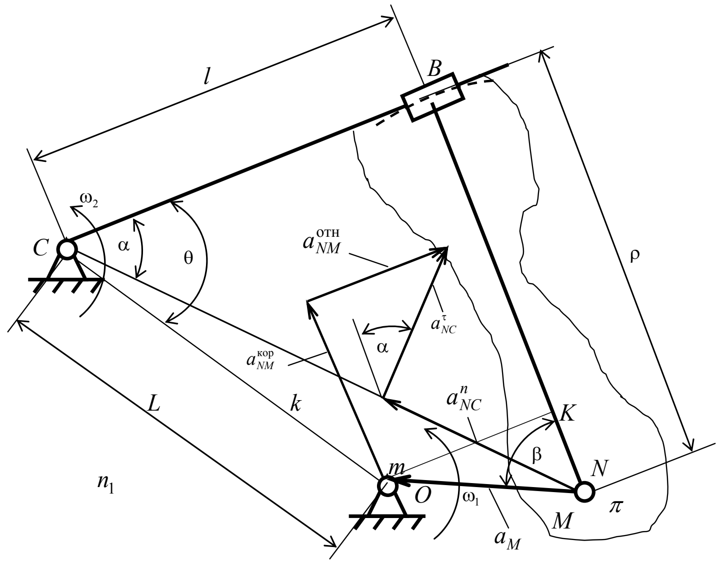

Рис. 4

Для определения радиуса кривизны профиля кулачка в точке контакта использовали план ускорений заменяющего кулисного механизма, построенный в масштабе $\mu_a = \omega_1^2$ (рис. 4) по векторному уравнению: $\vec{a}_N = \vec{a}_M + \vec{a}_{NM}^{\text{кор}} + \vec{a}_{NM}^{\text{отн}} = \vec{a}_N^{\,n} + \vec{a}_{NM}^{\,\tau}$.

Учитывая, что $a_M = OM\omega_1^2$; $a_{NM}^{\text{кор}} = 2V_{NM}\omega_2$; $a_N^n = CN\omega_2^2$ и $a_N^\tau = CN\varepsilon_2$, после преобразований получили зависимость для определения радиуса кривизны ρ

$$\rho = L\frac{\dfrac{d^2\psi}{d\varphi^2}\cos\theta + \left(1-\dfrac{d\psi}{d\varphi}\right)\left(1-2\dfrac{d\psi}{d\varphi}\right)\sin\theta}{\left(1-\dfrac{d\psi}{d\varphi}\right)^3}.$$

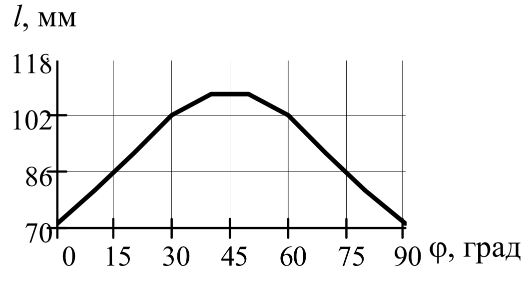

Рис. 5

Полученные зависимости для определения величин l и ρ, позволили изучить влияние различных параметров на их значения и в целом на величину удельного давления q. Так, например, на рис. 5 показана зависимость изменения величины l от угла поворота кулачка при косинусоидальном законе движения толкателя.