

Рис. 2. Геометрические параметры шатунной кривой

В результате проведенных исследований получены параметры шатунных кривых в механизмах с группами Ассура III класса, которые могут применяться для синтеза и дальнейшего проектирования механизмов.

Литература

1. Wang, D. Kinematic Differential Geometry and Saddle Synthesis of Linkages / D. Wang, W. Wang. – John Wiley & Sons Singapore Pte. Ltd., 2015. – 484 p.
2. Джолдасбеков, У. А. Графо-аналитические методы анализа и синтеза механизмов высоких классов / У. А. Джолдасбеков. – Алма-Ата, 1983. – 256 с.
3. Пейсах, Э. Е. Определение положений звеньев трехповодковой и двухповодковой четырехзвенных групп Ассура с вращательными парами / Э. Е. Пейсах // Машиноведение. – 1985. – № 5. – С. 55–61.
4. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин / И. И. Артоболевский. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
5. Корн, Г. Справочник по математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука. Гл. ред. физ.-мат. лит., 1984. – 831 с.

КОЭФФИЦИЕНТ ПЕРЕКРЫТИЯ ЭВОЛЬВЕНТНОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В. С. Акулич

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

Научный руководитель А. Т. Бельский

Качественные показатели зубчатой передачи дают возможность при ее проектировании оценить плавность и бесшумность зацепления, прочность и возможный износ зубьев колес в сравнении с другими передачами.

Одним из важнейших качественных показателей зубчатого зацепления является коэффициент перекрытия, так как он оказывает существенное влияние на прочностные характеристики передачи.

Данная работа посвящена установлению зависимости коэффициента перекрытия от числа зубьев шестерни и передаточного отношения зубчатой передачи, состоящей из нулевых зубчатых колес.

Определение коэффициента перекрытия для прямозубого эвольвентного зацепления производится по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \frac{H_1 H_2}{\pi m \cos \alpha}. \quad (1)$$

Из данной зависимости видно, что коэффициент перекрытия ε_α зависит от длины активной части линии зацепления $H_1 H_2$ и модуля m .

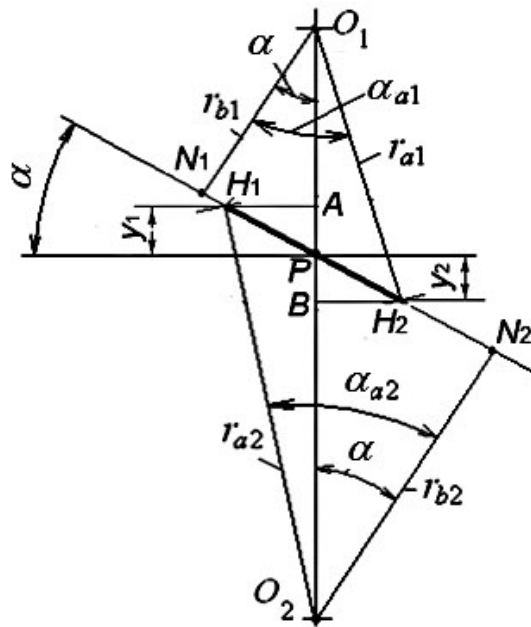


Рис. 1. Определение ординат точек входа и выхода

Чтобы увидеть влияние на коэффициент перекрытия таких параметров, как число зубьев шестерни и передаточного числа, длину практической линии зацепления $H_1 H_2$ выразим через ординаты точек входа и выхода из зацепления зубьев.

Из рис. 1 следует, что

$$H_1 H_2 = \frac{y_1 + y_2}{\sin \alpha}. \quad (2)$$

После подстановки (2) в (1) выражение для определения коэффициента перекрытия будет иметь вид:

$$\varepsilon_\alpha = \frac{y_1 + y_2}{\pi m \cos \alpha \cdot \sin \alpha} = \frac{2(y_1 + y_2)}{\pi m \sin 2\alpha}. \quad (3)$$

Ординаты y_1 и y_2 (рис. 1) могут быть определены:

$$y_1 = PH_1 \sin \alpha = (H_1N_2 - PN_2) \sin \alpha; \quad (4)$$

$$y_2 = PH_2 \sin \alpha = (H_2N_1 - PN_1) \sin \alpha. \quad (5)$$

Выразим отрезки H_1N_2 , PN_2 , H_2N_1 и PN_1 через параметры зубчатого зацепления:

$$H_1N_2 = \sqrt{r_{a2}^2 - r_{b2}^2}; \quad PN_2 = \sqrt{r_2^2 - r_{b2}^2}; \quad (6)$$

$$H_2N_1 = \sqrt{r_{a1}^2 - r_{b1}^2}; \quad PN_1 = \sqrt{r_1^2 - r_{b1}^2}. \quad (7)$$

Радиусы зубчатых колес определяем по зависимостям:

$$r_{a2} = r_2 + h = ur_1 + h; \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha = r_1 u \cos \alpha; \quad (8)$$

$$r_{a1} = r_1 + h; \quad r_{b1} = r_1 \cos \alpha. \quad (9)$$

С учетом (6)–(9) выражения (4) и (5) после преобразования примут вид:

$$y_1 = ur_1 \sin^2 \alpha \left(\sqrt{1 + \frac{2ur_1h + h^2}{(ur_1 \sin \alpha)^2}} - 1 \right); \quad (10)$$

$$y_2 = r_1 \sin^2 \alpha \left(\sqrt{1 + \frac{2r_1h + h^2}{(r_1 \sin \alpha)^2}} - 1 \right). \quad (11)$$

Принимая во внимание, что $r_1 = \frac{mz_1}{2}$ и $h = m$, и подставляя выражения (10) и (11) в уравнение (3), окончательно получаем для определения коэффициента перекрытия зубчатой передачи

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos \alpha} \left(\sqrt{\frac{u^2 z_1^2 \sin^2 \alpha}{4} + uz_1 + 1} + \sqrt{\frac{z_1^2 \sin^2 \alpha}{4} + z_1 + 1} \right) - \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha}{2\pi} (u + 1). \quad (12)$$

Данная зависимость позволяет проанализировать влияние числа зубьев шестерни и передаточного числа на величину коэффициента перекрытия.

На рис. 2 представлена зависимость коэффициента перекрытия зубчатой передачи от передаточного числа при различных значениях чисел зубьев шестерни.

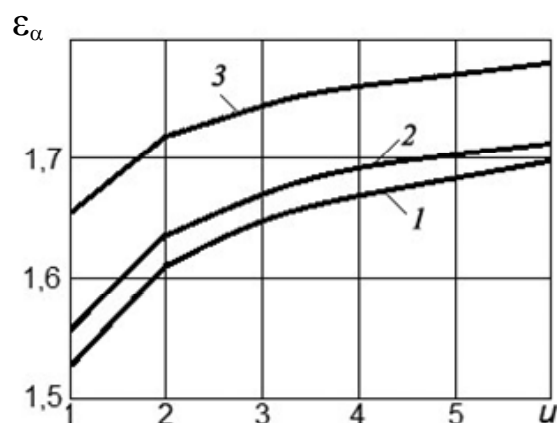


Рис. 2. Зависимость коэффициента перекрытия ε_α от передаточного числа u :
 1 — $z_1 = 18$; 2 — $z_1 = 20$; 3 — $z_1 = 30$

Влияние чисел зубьев шестерни на коэффициент перекрытия зубчатой передачи при различных передаточных числах показано на рис. 3.

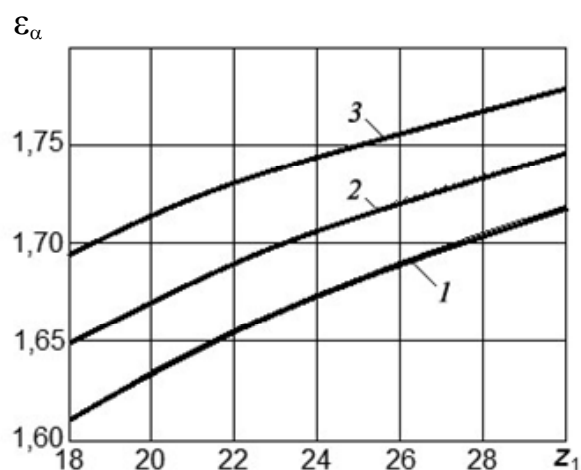


Рис. 3. Зависимость коэффициента перекрытия ε_α от числа зубьев шестерни:
 1 — $u = 2$; 2 — $u = 3$; 3 — $u = 6$

Полученные графические зависимости, построенные на основе расчетов по формуле (12), позволяют сделать вывод, что как увеличение числа зубьев шестерни, так и увеличение передаточного числа приводит к увеличению коэффициента перекрытия.

Литература

1. Артоболевский, И. И. Теория механизмов и машин : учеб. для вузов / И. И. Артоболевский. — 4-е изд., перераб. и доп. — М. : Наука, 1988. — 640 с.
2. Фролов, К. В. Теория механизмов и механика машин / К. В. Фролов. — М. : Высш. шк., 1998. — 496 с.