

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{l_1^2 + l_2^2}{l_1 - l_2} - \quad (2)$$

коэффициент потерь в зацеплении эвольвентных колес,  $\mu$  – коэффициент трения,  $m$  – модуль зацепления,  $\alpha_s$  – угол зацепления,  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев ведущего и ведомого колес,  $l_1$  и  $l_2$  – длины рабочих частей линии зацепления для зубьев шестерни и колеса соответственно.

*Целью статьи* является разработка метода определения КПД для глобоино-цилиндрических передач с зацеплением Новикова.

**Результаты исследования.** Разработан метод определения КПД зубчатых глобоино-цилиндрических передач Новикова. Получены расчетные формулы для определения КПД данных передач на стадии проектирования.

Запишем выражения коэффициента потерь в зубчатых передачах Новикова:

$$K = \frac{\mu}{m \cos \alpha_s} \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot \frac{R_1^2 + R_2^2}{R_1 - R_2}, \quad (3)$$

где  $R_1$  и  $R_2$  – радиусы выпуклых и вогнутых участков профилей зубьев, для дозополсных передач Новикова согласно ГОСТ 15023-76 имеем:

$$R_1 \approx 1,15m; R_2 \approx 1,3m; \alpha_s = 27^\circ, \quad (4)$$

учитывая, что в зацеплении Новикова в точке контакта зубьев одновременно происходит качение, верчение и скольжение контактирующих поверхностей, то приближенно принимаем  $\mu = 0,1$ .

Подставив значение параметров (4) в формулу (3) после несложных расчетов получим:

$$K = 2,20317 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right). \quad (5)$$

Тогда с учетом выражения (5) в (2) КПД зубчатой глобоино-цилиндрической передачи Новикова будет равно:

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right)}. \quad (6)$$

Из выражения (6) следует, что КПД зубчатых передач Новикова зависит от чисел зубьев шестерни и колеса. Выражение (6) является приближенным, так как не учитывает дифференцированно значений коэффициентов трения, качения и верчения в точках контакта поверхностей зубьев.

Если в выражении (6) числа зубьев выразить через диаметры колес и модуль зацепления, то получим:

УДК 621.833.1

**Н.В. ПЛЯСУЛЯ**, асс. каф. ПМ ВНУ им. В. Даля, Луганск

### КОЭФФИЦИЕНТ ПОЛЕЗНОГО ДЕЙСТВИЯ ГЛОБОИДНО-ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ НОВИКОВА

В статье получены расчетные зависимости для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения. Показано, что коэффициент полезного действия снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче, а увеличение передаточного числа способствует увеличению коэффициента полезного действия.

**Ключевые слова:** диаметр, зубчатая передача, коэффициент полезного действия, модуль.

**Постановка задачи.** Коэффициент полезного действия в зубчатых передачах является одним из показателей, характеризующих данную передачу.

В работе [1] приведена аналитическая зависимость для определения КПД в цилиндрической зубчатой передаче с эвольвентным профилем зацепления

$$\eta = \frac{1}{1 + K}. \quad (1)$$

Здесь

© Н.В. Плясуля, 2014

$$\eta = \frac{1}{1 + 2,20317 \cdot \left(1 + \frac{1}{u}\right) \cdot \frac{m}{d_1}}, \quad (7)$$

где  $d_1$  – начальный диаметр шестерни, а  $u$  – передаточное число передачи.

Из выражения (7) следует, что КПД передач Новикова увеличивается с увеличением модуля зацепления и уменьшается с увеличением диаметра ведущего колеса и передаточного числа передачи. Формулы (6) и (7) могут использоваться для определения КПД передач с зацеплением Новикова независимо от расположения осей их вращения.

На рис. 1 показан график изменения КПД с изменением чисел зубьев ведущего колеса и передаточного числа. Из графиков (см. рис. 1) следует, что с увеличением числа зубьев ведущего колеса и передаточного числа КПД передачи возрастает. Из графика (см. рис. 1) так же следует, что для повышения КПД в передачах Новикова необходимо принимать число зубьев ведущего колеса в пределах 20...30.

Рассмотрим более подробно случай, когда в точке контакта зубьев передач Новикова одновременно происходит качение, верчение и скольжение поверхностей зубьев при смазке в режиме полужидкостного трения.

Трение, возникающее в точке контакта, запишем в виде суммы:

$$\mu = f_{ск} + K_{кач} + K_{верч} = 0,08 + 0,005 + 0,0025 = 0,0875. \quad (8)$$

Здесь  $f_{ск} \approx 0,08 \dots 0,1$  – коэффициент трения скольжения [2],  $K_{кач} \approx 0,005$  – коэффициент трения качения [2],  $K_{верч} \approx 0,0025$  – коэффициент верчения [2],  $\alpha_s = 27^\circ$  – угол зацепления в передаче Новикова [1],  $z_1$  и  $z_2$  – числа зубьев передачи,  $l_1 = R_1 \approx 1,15m$  – радиус кривизны зуба Новикова на головке, а  $l_2 = R_2 \approx 1,3m$  – радиус кривизны зуба Новикова на ножке.

С учетом принятых здесь значений и значения (8) в выражении (2) получим после несложных расчетов:

$$K = \frac{0,085}{m \cos 27^\circ} \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) \cdot \frac{(1,15m)^2 + (1,3m)^2}{1,15m + 1,3m} = 0,2792 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right). \quad (9)$$

С учетом значения (9) в выражении (1) получим:

$$\eta = \frac{1}{1 + 0,2792 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)}. \quad (10)$$

Из выражения (9) следует, что коэффициент потерь в передачах Новикова с двумя линиями зацепления (в том числе глобоидно-цилиндрических) зависит от чисел зубьев зубчатых колес. При этом коэффициент потерь снижается при увеличении чисел зубьев и растет с уменьшением чисел зубьев зацепляющихся колес.

Из выражения (10) следует, что коэффициент полезного действия в зубчатых передачах Новикова снижается с уменьшением суммарных чисел зубьев колес в передаче. При этом увеличение передаточного числа передачи способствует увеличению коэффициента полезного действия передачи.

Из графиков на рис. 2 следует, что более рациональной является зубчатая передача, у которой коэффициент потерь минимальный при суммарном числе зубьев больше 140, а коэффициент полезного действия максимальный при суммарном числе зубьев больше 120.

**Выводы.** Разработан метод определения КПД зубчатой передачи с зацеплением Новикова независимо от расположения осей вращения колес.

Получены расчетные формулы для определения коэффициента потерь и коэффициента полезного действия зубчатых передач Новикова с двумя линиями зацепления, в том числе передач с перекрещивающимися осями вращения, в зависимости от суммарного числа зубьев передачи на стадии проектирования.

**Список литературы:** 1. Кожевников С.Н. Теория механизмов и машин. – М.: Машиностроение, 1969. – 584 с. 2. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. – М.: Наука. 1969. – 478 с.

Поступила в редколлегию 23.02.2014

УДК 621.833.1

Коэффициент полезного действия глобоидно-цилиндрической зубчатой передачи Новикова / Н.В. Плясуля // Вісник НТУ «ХП». Серія: Машинознавство та САПР. – Х. : НТУ «ХП», 2014. – № 29 (1072). – С. 123-126. – Бібліогр.: 2 назв. ISSN 2079-0075.

У статті отримані розрахункові залежності для визначення коефіцієнта корисної дії зубчастих передач Новикова.

**Ключові слова:** діаметр, зубчаста передача, коефіцієнт корисної дії, модуль

Calculated dependences to determine efficiency of gearings Novikov were got In this article.

**Keywords:** diameter, gearing, efficiency, module

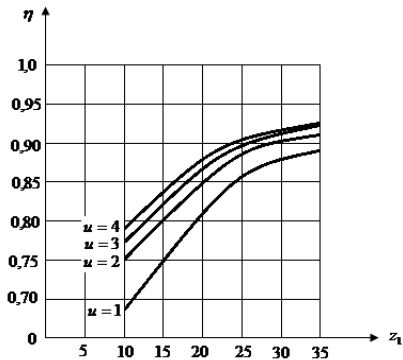


Рисунок 1 – Графики зависимости КПД от числа зубьев шестерни и передаточного числа передачи Новикова

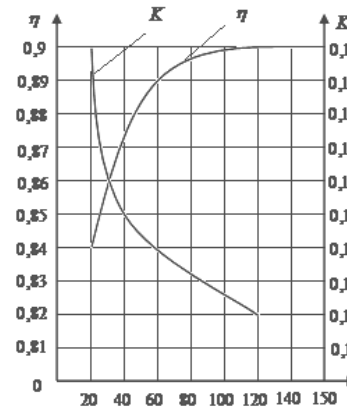


Рисунок 2 – Коэффициент потерь K и КПД в зубчатой передаче Новикова