

**Р.В. ПРОТАСОВ**, ассистент каф. ТММ и САПР НТУ "ХПИ", Харьков;  
**А.В. УСТИНЕНКО**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР;  
**Г.А. КРОТЕНКО**, к.т.н., доцент каф. ТММ и САПР";  
**В.И. СЕРИКОВ**, к.т.н., доц., старший научный сотрудник каф. ТММ и САПР

**ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ СКОЛЬЖЕНИЯ ЗУБЬЕВ  
 В ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧАХ**

Рассмотрены абсолютные и удельные скорости скольжения в зацеплении для основных типов эволютных прямозубых передач с выпукло-вогнутым контактом. Описана методика их определения. Проведен сравнительный анализ скоростей скольжения эволютного зацепления с аналогичным эвольвентным. Выявлена зависимость между коэффициентом разнovidности *k* и скоростью скольжения в зацеплении.

Розглянуто абсолютні та питомі швидкості ковзання в зацепленні для основних типів еволютних прямозубих передач з опукло-увігнутим контактом. Описана методика його визначення. Проведено порівняльний аналіз швидкостей ковзання еволютного зацеплення з аналогічним евольвентним. Визначено залежність між коефіцієнтом *k* та швидкістю ковзання в зацепленні.

The absolute and specific sliding velocity of main types of evolute spur gears with a convex-concave contact is considered. The method of his determination is described. The comparative analysis of sliding velocity for evolute and involute gear is made. The dependence between of coefficient *k* and sliding velocity in the gearing is received.

**Введение.** Как известно [1, 2], контактное выкрашивание зуба происходит в околополюсной зоне и начинается ниже начального диаметра шестерни. Это связано с совместным действием контактных давлений и проскальзыванием профилей. Поэтому одной из важнейших характеристик зубчатого зацепления является взаимная скорость скольжения профилей (скорость скольжения контактной точки), а ее определение позволит дать оценку износостойкости передачи.

В настоящее время многими исследователями ведутся разработки зацеплений с выпукло-вогнутым контактом (ВВК) зубьев, позволяющим снизить контактные напряжения и, тем самым, улучшить массогабаритные показатели передач. Одним из вариантов зацепления с таким контактом является т.н. эволютное, предложенное А.И. Павловым [3]. Естественно, возникает актуальная научно-практическая задача исследования скорости скольжения зубьев в этом зацеплении.

**Целью работы** является определение абсолютной и относительной скоростей скольжения зубьев для основных типов эволютного зацепления и его анализ в сравнении с аналогичным эвольвентным.

**Определение абсолютной скорости скольжения.** Уравнение профиля эволютной инструментальной рейки имеет вид [3]:

$$\left. \begin{aligned} x_0 &\in [-1, 1]; \\ y(x_0) &= C_1 x_0 + C_2 x_0^2 + C_3 x_0^3 + \dots + C_n x_0^n. \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Пусть два сопряженных профиля контактируют в точке *Y* (рисунок 1). Для определения абсолютной скорости в зацеплении *V<sub>y</sub>*, необходимо записать уравнения рабочего профиля зуба шестерни. В работах [4-6] для этого был использован метод профильных нормалей:

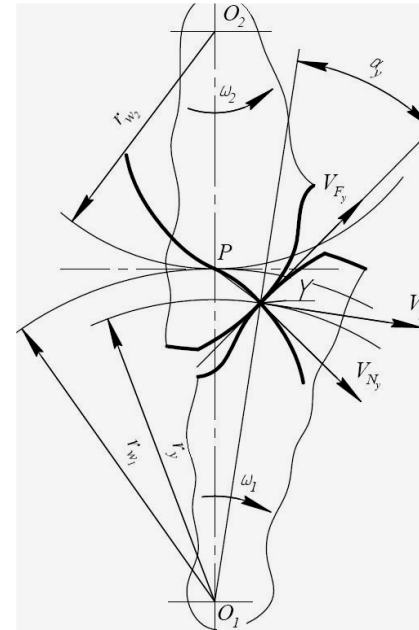


Рисунок 1 – Расчетная схема для определения скоростей скольжения в зацеплении в общем виде

$$\left. \begin{aligned} x_1(x_0) &= (x(x_0) - a(x_0)) \cos \varphi_1(x_0) + \\ &\quad + (y(x_0) + r_1) \sin \varphi_1(x_0); \\ y_1(x_0) &= -(x(x_0) - a(x_0)) \sin \varphi_1(x_0) + \\ &\quad + (y(x_0) + r_1) \cos \varphi_1(x_0). \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Сопряженные профили в относительном движении перекатываются друг по другу с проскальзыванием в точке контакта, причем скорость скольжения [7]:

$$V_y = |V_{F_{y1}}| = |V_{F_{y2}}| \quad (3)$$

равна разности касательных составляющих скоростей контактирующих точек,

$$V_y = V_{F_{y1}} - V_{F_{y2}} \quad (4)$$

Абсолютная скорость скольжения зацепляющихся профилей равна:

$$V_y = PY(\omega_1 + \omega_2), \quad (5)$$

где  $\omega_1 = 1c^{-1}$ .

После преобразования выражение (5) примет вид:

$$V_y = \sqrt{(x_1^2(x_0 = 0) - x_1^2(x_0)) + (y_1^2(x_0 = 0) - y_1^2(x_0))} \left( u + \frac{1}{u} \right), \quad (6)$$

где *u* – передаточное число.

Покажем на рисунке 2 абсолютную скорость скольжения для 4-х эволютных передач с углами зацепления в полюсе  $\alpha = 15^\circ$  и  $\alpha = 20^\circ$ , коэффициентами разнovidности *k* = 2 и *k* = 5 и проведем сопоставление с двумя эвольвентными передачами, имеющими аналогичные углы зацепления.

Анализ этих графиков показывает, что абсолютная скорость скольжения для эволютной передачи в доплюсной и заплуюсной зонах меньше, чем у аналогичной эвольвентной.

Чтобы дать качественную оценку, характеризующую степень взаимного скольжения профилей, необходимо ввести объективный показатель (безразмерную величину). Этим показателем является коэффициент скольжения  $\lambda$  – отношение абсолютной скорости скольжения точки профиля, находящейся в данный момент в контакте, к касательной составляющей этой скорости.

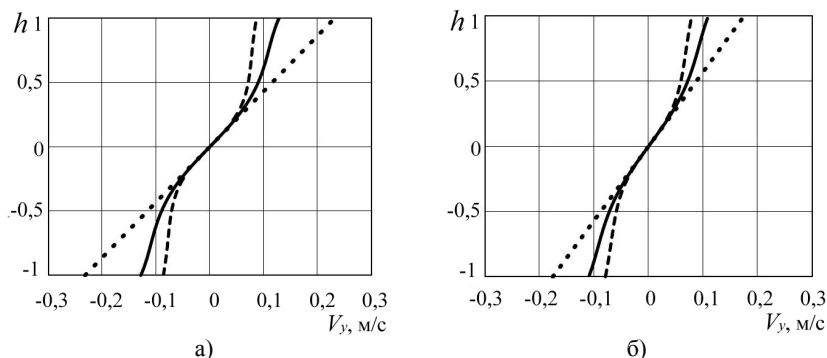


Рисунок 2 – Абсолютная скорость скольжения:  
а)  $\alpha=15^\circ$ , б)  $\alpha=20^\circ$ ; - - -  $k=2$ , —  $k=5$ , ..... – эвольвента

Выражения для коэффициента скольжения запишем в следующем виде [2]:

$$\text{для шестерни } \lambda = V_y / V_{Fy1}; \quad \text{для колеса } \lambda = V_y / (V_{Fy2} \cdot u). \quad (7)$$

Для определения касательной составляющей абсолютной скорости найдем угол  $\alpha_y$  (рисунок 1). Для этого необходимо найти тангенс угла наклона касательной к рабочему профилю зуба в текущей точке контакта:

$$\alpha_p = \arctg(x'_1(x_0)/y'_1(x_0)). \quad (8)$$

Так как уравнение рабочего профиля зуба записано в подвижной системе координат [5, 6], то необходимо найти угол поворота шестерни, соответствующий текущей контактной точке из метода профильных нормалей [4]:

$$\alpha_z = \arctg(x_1(x_0)/y_1(x_0)). \quad (9)$$

Угол  $\alpha_y$  найдем как сумму углов  $\alpha_p$  и  $\alpha_z$ :

$$\alpha_y = \alpha_p + \alpha_z. \quad (10)$$

Определим касательную составляющую скорости скольжения [7]:

$$V_{Fy} = \omega_1 r_y \sin \alpha_y. \quad (11)$$

Покажем на рисунке 3 касательную составляющую абсолютной скорости скольжения по высоте зуба.

Из анализа этих графиков видно, что в полюсе у всех типов передач при одинаковом угле зацепления касательные скорости равны. В доплюсовой и заплуюсовой зонах у эвольвентной передачи касательная скорость скольжения выше, чем у эвольвентной, что должно негативно сказаться на ее износостойкости. Отметим, что с уменьшением  $k$  касательная скорость возрастает.

Нормальную скорость скольжения в зацеплении определим по следующей зависимости [7]:

$$V_{Ny} = \omega_1 r_y \cos \alpha_y. \quad (12)$$

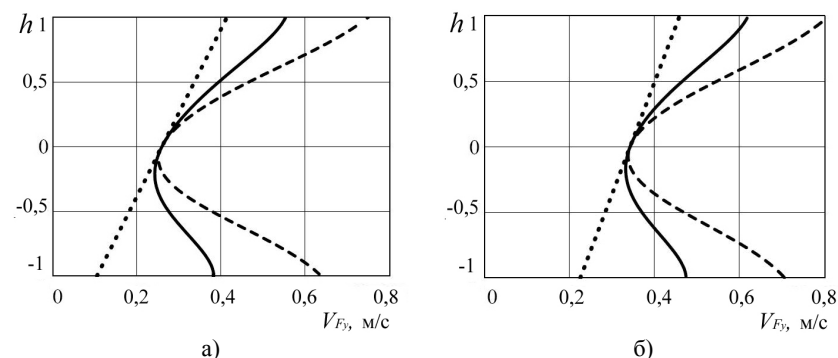


Рисунок 3 – Касательная скорость скольжения:  
а)  $\alpha=15^\circ$ , б)  $\alpha=20^\circ$ ; - - -  $k=2$ , —  $k=5$ , ..... – эвольвента

Покажем на рисунке 4 график изменения нормальной составляющей абсолютной скорости по высоте зуба.

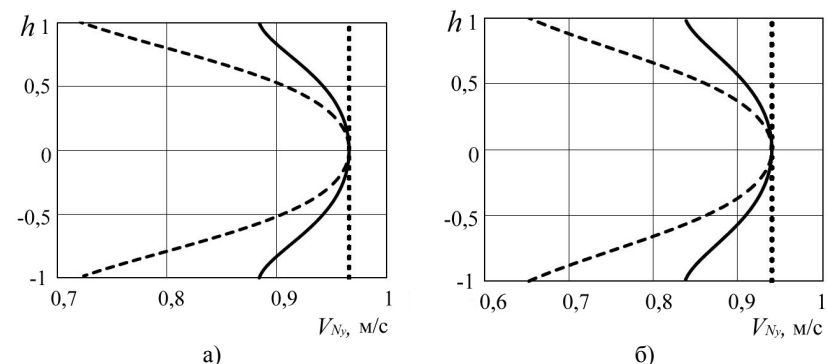


Рисунок 4 – Нормальная скорость скольжения:  
а)  $\alpha=15^\circ$ , б)  $\alpha=20^\circ$ ; - - -  $k=2$ , —  $k=5$ , ..... – эвольвента

Анализ этих графиков показывает, что в эвольвентном зацеплении нормальная скорость скольжения непостоянна по высоте зуба в отличие от эвольвентной. В полюсе нормальная скорость скольжения одинакова для всех типов передач, а в районе ножки и головки зуба она меньше у эвольвентной передачи, причем с уменьшением  $k$  нормальная скорость тоже уменьшается.

Покажем удельные скольжения по высоте зуба шестерни для всех типов рассматриваемых передач:

Анализ графиков на рисунке 5 показывает, что удельные скольжения эвольвентных и эвольвентных профилей в полюсе одинаковы, а на ножке и головке удельные скольжения профиля эвольвентной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной, причем с уменьшением  $k$  удельное скольжение уменьшается. Следовательно, износостойкость рассматриваемых в данной работе эвольвентных передач по параметру удельного скольжения должна быть лучше, чем у аналогичной эвольвентной.

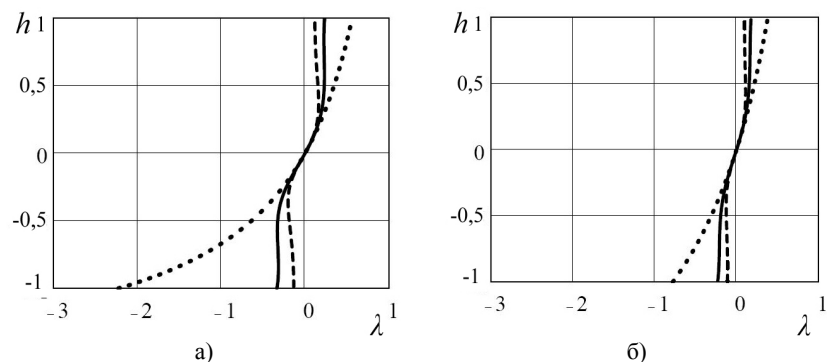


Рисунок 5 – Удельная скорость скольжения:  
 а)  $\alpha=15^\circ$ , б)  $\alpha=20^\circ$ ; - - -  $k=2$ , —  $k=5$ , ..... – эвольвента

### Выводы:

1. Описана методика определения абсолютной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
2. Анализ графиков абсолютной скорости скольжения показал некоторое преимущество эвольютных передач перед аналогичными эвольвентными.
3. Анализ графиков касательной составляющей скорости скольжения показал, что в эвольютных передачах она больше, чем в аналогичной эвольвентной, что может негативно сказаться на износостойкости профилей.
4. Описана методика определения удельной скорости скольжения в эвольютном зацеплении.
5. Анализ графиков удельного скольжения показал, что этот параметр у эвольютной передачи меньше, чем у аналогичной эвольвентной. Это объясняется меньшей абсолютной скоростью скольжения в эвольютном зацеплении.
6. Определена зависимость между коэффициентом разновидности  $k$  и скоростью скольжения в зацеплении. Анализ графиков показал, что с уменьшением  $k$  увеличивается касательная и нормальная составляющие, но абсолютная и удельная скорости скольжения уменьшается.

**Список литературы:** 1. Трубин Г.К. Контактная усталость материалов для зубчатых колес. – М.: Машгиз. – 1962. – 403с. 2. Гавриленко В.А. Зубчатые передачи в машиностроении. – М.: Машгиз. – 1962. – 530с. 3. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 4. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука. – 1968. – 584с. 5. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Аналитическое описание поверхностей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2009. – №12. – С.125-129. 6. Протасов Р.В., Устиненко А.В. Построение рабочих профилей зубьев эвольютных передач // Вестник НТУ "ХПИ": Сб. научн. трудов. Тем. вып. "Машиноведение и САПР". – Харьков, 2010. – №19. – С.124-128. 7. Болотовский И.А. Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления. Расчет геометрии. Справочное пособие. – М.: Машиностроение. – 1974. – 160с.

Поступила в редколлегию 21.05.12

УДК 621.833

**В.В. СТАВИЦКИЙ**, к.т.н., доцент ВНУ им. В. Даля, Луганск;  
**П.Л. НОСКО**, д.т.н., проф., зав. каф. машиноведения ВНУ им. В. Даля

### МЕТОД ПРОЕКТИРОВАНИЯ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ВЫСОКОСКОРОСТНЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Предложен метод проектирования энергосберегающих высокоскоростных зубчатых передач, позволяющий определять их основные размеры, обеспечивающие максимальный КПД, не нарушая основные прочностные характеристики передачи. При определении максимального КПД кроме потерь механического трения учтены потери вследствие аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес и периодического сжатия-расширения масловоздушной смеси в замкнутом между зубьями пространстве.

Запропонований метод проектування енергозберігаючих високошвидкісних зубчастих передач, що дозволяє визначати їх основні розміри, що забезпечують максимальний ККД, не порушуючи основні міцнісні характеристики передачі. При визначенні максимального ККД окрім втрат механічного тертя враховані втрати внаслідок аерогідродинамічного опору і періодичного стиснення-розширення маслоповітряної суміші в замкнутому між зубцями просторі.

A method for designing energy conserving high-speed gears is proposed. The method allows determining gears' fundamental sizes ensuring maximum efficiency and not violating basic durability parameters of transmission. During maximum efficiency determination not only mechanical friction losses are taken into account, but also windage, churning and air-pumping losses are considered.

**Постановка проблемы.** В настоящее время развитие редукторостроения идет по пути снижения массы и габаритов, увеличения передаваемых скоростей и нагрузок. Например, в современных турборедукторах окружная скорость достигает 150м/с, а передаваемая мощность сотен мегаватт. При таких передаваемых мощностях потери составляют 1МВт и более. В высокоскоростных зубчатых передачах значительную часть общих потерь мощности составляют потери несвязанные с передаваемой нагрузкой: потери гидроаэросопротивления вращению зубчатых колес, периодического сжатия и расширения масловоздушной смеси в пространстве между зубьями колес (компрессорные потери), которые в настоящее время не учитываются при проектировании зубчатых передач. Для снижения потерь необходимым является тщательный анализ источников диссипации энергии и влияния на коэффициент полезного действия (КПД) геометрических параметров зубчатых передач и условий их эксплуатации.

**Анализ литературы.** Потери энергии в зубчатых передачах условно разделяют на две группы: а) потери, зависящие от передаваемой нагрузки (потери на трение скольжения и качения контактирующих поверхностей зубчатой пары и подшипников); б) потери, независящие от передаваемой нагрузки (компрессорные и аэрогидродинамического сопротивления вращению зубчатых колес). Удельный вес этих потерь составляет при 100%(50%) нагрузке: 19%(6%) и 10%(12%) – потери на трение скольжения и качения соответственно в зубчатом зацеплении и 71%(82%) – потери аэродинамического сопротивления вращению зубчатых колес [1]. Авторы [2] провели экспериментальное исследование потерь на установке полностью имитирующей процессы в зубчатой передаче в диапазоне скоростей 0-15000об/мин и нагрузок 0-3,7кВт. Результаты исследований показали, что при нагрузке, составляющей 33-100% и скоростях 83-100% максималь-