

УДК 621.833.01

С. И. Родионова, А. М. Даньков, д-р техн. наук, доц.**ОЦЕНКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПЕРЕДАЧ С СОСТАВНЫМИ ПОЛИСЕКТОРНЫМИ ЗУБЧАТЫМИ КОЛЕСАМИ ВНЕШНЕГО И ВНУТРЕННЕГО ЗАЦЕПЛЕНИЙ**

Рассмотрена методика определения величины износа в передачах с составными полисекторными зубчатыми колесами (СПЗК) внешнего и внутреннего зацепления как фактора, определяющего долговечность передачи с учетом особенностей зацепления зубьев и закономерностей их взаимодействия, присутствующих передачам с СПЗК в зависимости от параметра, характеризующего абсолютное положение зубчатого сектора относительно оси вращения СПЗК.

Зубчатые передачи являются наиболее подверженным износу элементом большинства передаточных механизмов. Чрезмерная величина износа боковых поверхностей зубьев может привести к выходу из строя как отдельных элементов передаточных механизмов, так и всего механизма в целом. Именно поэтому зубчатая передача, кроме массогабаритных характеристик, определяет долговечность передаточных механизмов. В настоящее время увеличение срока службы зубчатых передач достигается за счет применения в процессе изготовления зубчатых колес новых материалов или же материалов с улучшенными свойствами, увеличения износостойкости поверхностного слоя зубьев методами термической обработки (закалка зубьев, цементация, азотирование), поверхностного пластического деформирования, лазерной, ультразвуковой и электроэрозионной обработки, а также накатыванием, электромеханической обработкой и т. д. Корригирование позволяет повысить контактную прочность на 20 %, изгибную прочность на 100 % и долговечность на 200 % при тех же габаритах передачи [1]. Кроме того, для повышения долговечности зубчатых колес на практике широко применяются методы восстановления изношенных зубчатых колес. Восстановление работоспособности зубчатых колес, утраченной в результате относительно равномерного износа рабочих поверхностей зубьев, осуществляется раздачей венца в радиальном направлении и чистовым на-

резанием зубьев, локальные дефекты (поломки отдельных зубьев) устраняются наплавкой с последующей механической обработкой. При этом упускается из виду то, что в ряде случаев самым простым и доступным способом восстановления зубчатых колес, а также увеличения срока службы зубчатой передачи является использование составной конструкции зубчатых колес. Составная конструкция предполагает простую замену дефектных или не удовлетворяющих потребителя по тем или иным показателям элементов зубчатых колес. Из патентно-технической литературы и анализа, применяемых на практике конструкций составных зубчатых колес следует, что в большинстве случаев использования зубчатых колес блочной конструкции решаются узкоспециальные задачи, в то время как использование конструкции СПЗК позволяет комплексно решить проблемы повышения ремонтпригодности, восстановления работоспособности и повышения долговечности передач. Кроме того, применение СПЗК в передачах позволяет создать конкурентоспособную конструкцию плавнорегулируемой зубчатой передачи [2]. Однако, несмотря на разработанную методику проектирования [2] и те возможности, которые открывает составная конструкция зубчатого колеса, передачи с СПЗК не нашли должного применения в машиностроении. Это связано с тем, что оптимальные пара-

метры передач с СПЗК пока еще не отражены на должном уровне и для ее совершенствования в тщательном изучении нуждаются кинематические, динамические, трибологические, прочностные показатели этих передач.

Известно, что срок службы зубчатых передач при заданных условиях нагружения определяется, в первую очередь, характером разрушения поверхностей контактирующих зубьев. Кроме разрушений, вызванных контактными напряжениями, в передачах с СПЗК лимитирующими являются повреждения зуба в результате износа боковых поверхностей зубьев зубчатых секторов. Таким образом, первостепенное внимание следует уделить теоретическому определению распределения износа по боковой поверхности зубьев секторов в передачах с СПЗК в зависимости от положения зубчатых секторов относительно центра вращения СПЗК на основе рассмотрения геометрических условий функционирования, особенностей зацепления [2] и удовлетворительного взаимодействия элементов передачи, т. к. именно эта характеристика будет определять срок службы и долговечность передач с СПЗК. Кроме того, учитывая классические представления о характере протекания износа в передачах с цельными зубчатыми колесами, можно отметить, что картина изнашивания СПЗК будет зависеть от вида зацепления (внешнее или внутреннее), а т. к. наиболее перспективная конструкция плавнорегулируемой зубчатой передачи на основе использования СПЗК может быть создана с применением промежуточного зубчатого колеса с внешними и внутренними зубьями [3], то исследование износостойкости передач с СПЗК внешнего и внутреннего зацепления является весьма актуальным.

В расчетах зубчатых передач на износ на основе большого количества экспериментальных данных предполагается, что разрушение активной поверхности зубьев обусловлено проскальзыванием в зоне контакта. Алгоритм расчета на износ включает расчетные формулы, в которые входит такой параметр, как интенсивность

изнашивания. Основная зависимость, используемая при расчетах зубчатых передач на износ, имеет вид:

$$I_h = \frac{dh}{dS}, \quad (1)$$

где I_h – интенсивность изнашивания; h – величина изношенного слоя (износ); S – путь трения.

При известной интенсивности изнашивания в данных условиях трения можно определить характер распределения износа по профилю зуба, для чего в характерных точках определяется величина износа по формуле [4]

$$h = 2,25 \cdot I_h \cdot \lambda \cdot \sqrt{N \cdot \eta \cdot \rho'}, \quad (2)$$

где h – толщина изношенного слоя поверхности зуба; I_h – интенсивность изнашивания (может быть определена по формулам, приведенным в [5], или получена экспериментальным путем, ее расчетное значение для зубчатых передач составляет $I_h = 2,2 \cdot 10^{-6} \dots 7,5 \cdot 10^{-6}$ [6]); λ – удельная скорость скольжения зубьев; N – нормальная нагрузка в точке контакта, $N = F_t / \cos \alpha_{wt}$; F_t – окружное усилие; α_{wt} – угол зацепления; η – упругая постоянная материалов, $\eta = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$; ν_1 и ν_2 – коэффициент Пуассона материалов СПЗК и сопряженного колеса соответственно; E_1 и E_2 – модуль упругости материалов СПЗК и сопряженного колеса соответственно; ρ' – приведенный радиус кривизны.

Формула (2) учитывает тот факт, что существенное влияние на износ зубьев оказывают особенности геометрии и кинематики зубчатого зацепления. За время прохождения площадки контакта над данной точкой поверхности при взаимодействии пары зубьев изме-

няются удельная скорость скольжения λ , зацепления α_{wt} (см. рис. 1).
 приведенный радиус кривизны ρ' и угол

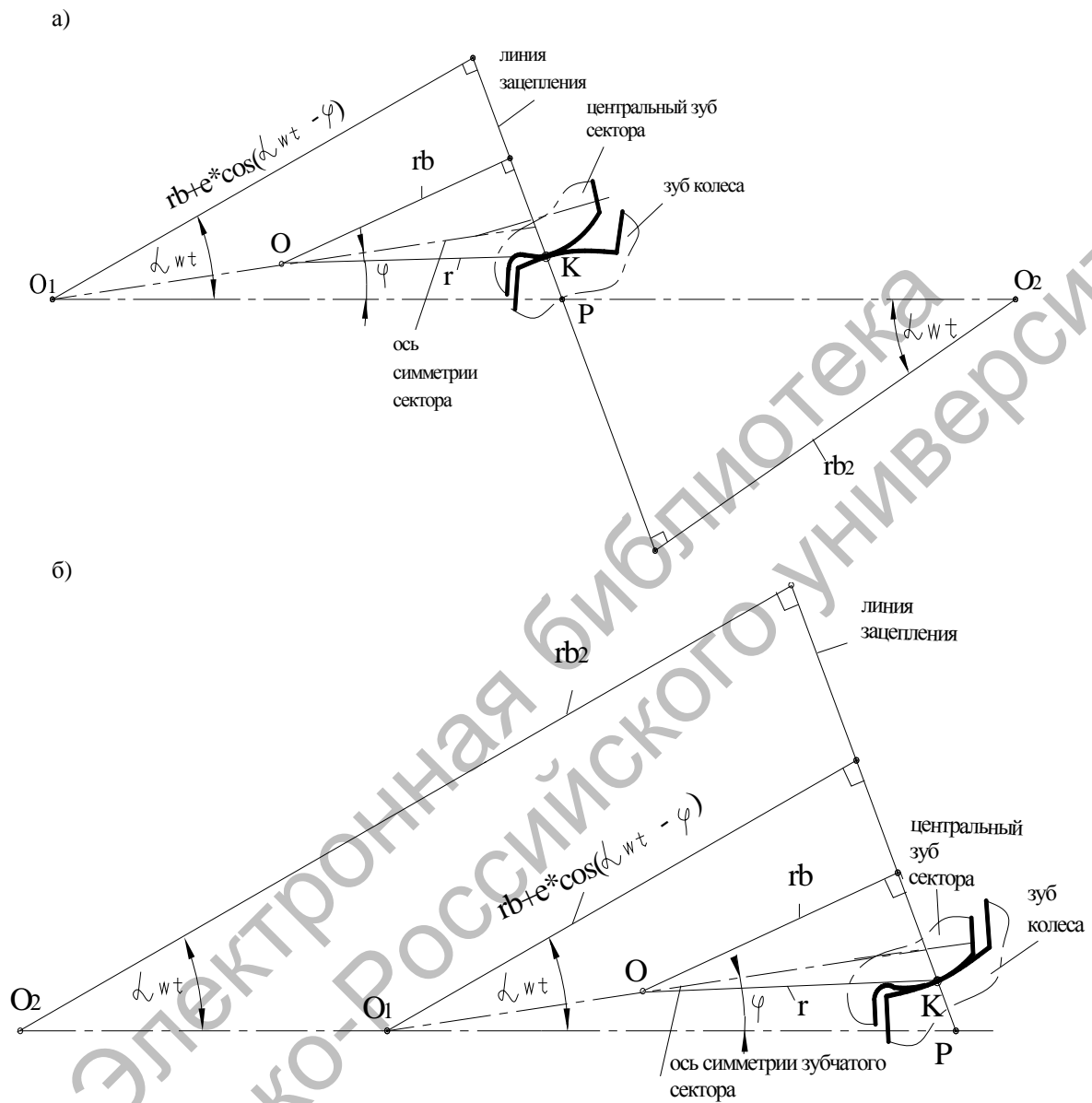


Рис. 1. Схема взаимодействия зубчатого сектора с сопряженным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацепления

Величина угла зацепления равна:
 – для внутреннего зацепления

$$\alpha_{от} = \arcsin \frac{e \cdot \sin(180 - \varphi)}{OO_2} + \arccos \frac{r_{b2} - r_b}{OO_2}; \quad (3)$$

– для внешнего зацепления

$$\alpha_{от} = \arccos \frac{r_{b2} + r_b}{OO_2} - \arcsin \frac{e \cdot \sin(\varphi)}{OO_2}, \quad (4)$$

где OO_2 – расстояние от центра враще-

ния цельного зубчатого колеса до геометрического центра зубчатого сектора в передачах с СПЗК внутреннего зацепления, $OO_2 = \sqrt{a^2 + e^2 - 2a \cdot e \cdot \cos(180 - \varphi)}$; $OO_2 = \sqrt{a^2 + e^2 - 2a \cdot e \cdot \cos(\varphi)}$ – то же, в передачах внешнего зацепления; e – вылет зубчатого сектора; OO_1 – величина, характеризующая абсолютное положение зубчатого сектора относительно оси вращения СПЗК, учитываемое коэффициентом $k = 1 + 2e/(m \cdot z)$; a – межосевое рас-

стояние передачи O_1O_2 ; Z – число зубьев СПЗК при минимальном вылете зубчатого сектора $e = 0$ мм; φ – угол поворота СПЗК; r_{b2} и r_b – радиусы основной окружности цельного зубчатого колеса и основной дуги зубчатого сектора соответственно.

Изменение угла зацепления в зависимости от изменения радиуса точки контакта r приведено на рис. 2.

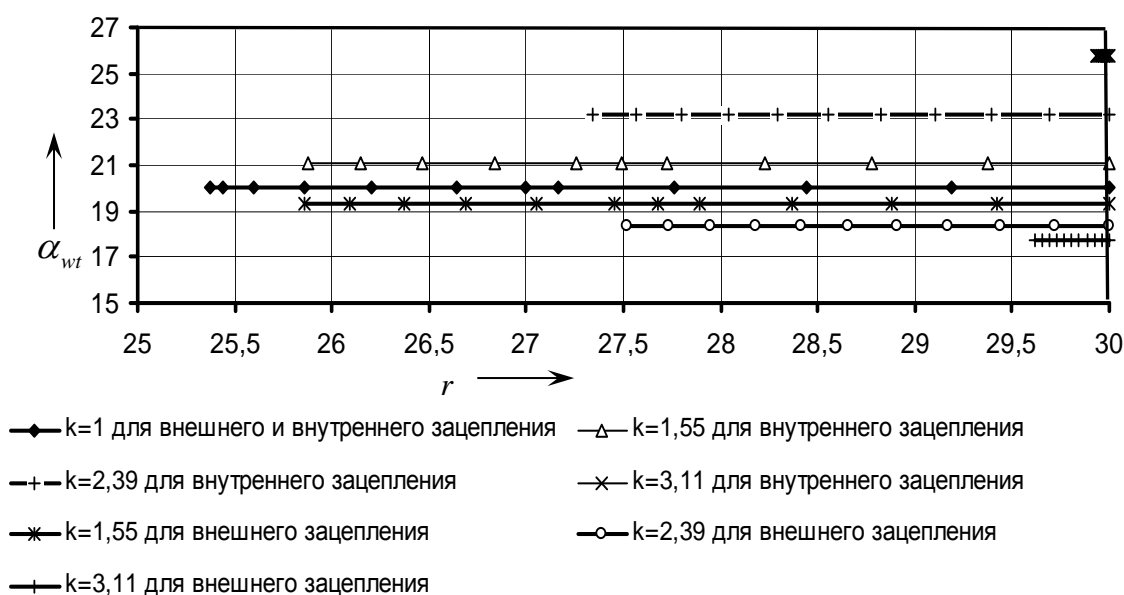


Рис. 2. Зависимость угла зацепления при взаимодействии зубчатого сектора с цельным зубчатым колесом с параметрами зацепления $m = 3$ мм, $z_2 = 112$, $z = 18$ (ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии СПЗК и проходит через центральный зуб зубчатого сектора)

Анализируя графические зависимости, представленные на рис. 2, можно отметить, что при вылете зубчатого сектора, равного нулю, угол зацепления равен 20 град. В передачах с внешним зацеплением угол зацепления при увеличении вылета зубчатого сектора уменьшается, а с внутренним – увеличивается.

Ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии СПЗК и проходит через центральный зуб зубчатого сектора, являясь, кроме того, осью отсчета угла поворота СПЗК от вертикальной оси

(см. рис. 2). Таким образом, наблюдается незначительное (в пределах 0,01) изменение угла зацепления (формулы (3) и (4)) в зависимости от радиуса точки контакта (в зависимости от угла поворота СПЗК) в передачах внешнего и внутреннего зацепления (графики на рис. 2 практически параллельны оси абсцисс).

Приведенный радиус кривизны профилей сопряженных зубьев определяется по формуле

$$\frac{1}{\rho} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2}, \quad (5)$$

где ρ_1 и ρ_2 – радиусы кривизны профилей зубьев СПЗК и цельного зубчатого колеса соответственно в точке касания профилей.

Согласно построениям на рис. 3, радиус кривизны профилей зубьев СПЗК равен:

– для внешнего зацепления

$$\rho_1 = \frac{r_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt}}{(r_b + r_{b2} + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi)) - 1} - x; \quad (6)$$

– для внутреннего зацепления

$$\rho_1 = \frac{r_{b2} \cdot \tan \alpha_{wt}}{\frac{r_{b2} - (r_b + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi))}{r_b + e \cdot \cos(\alpha_{wt} - \varphi)} + 1} - x, \quad (7)$$

где x – расстояние между точкой касания профилей К и мгновенным полюсом зацепления Р, измеренное по линии зацепления;

$$x = r_{b2}(\tan \arccos \frac{r_{b2}}{r_2} - \tan \alpha_{wt}), \quad (8)$$

где r_2 – радиус точки касания сопряженных профилей относительно центра вращения цельного зубчатого колеса O_2 .

Изменение приведенного радиуса кривизны профиля зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлено на рис. 4.

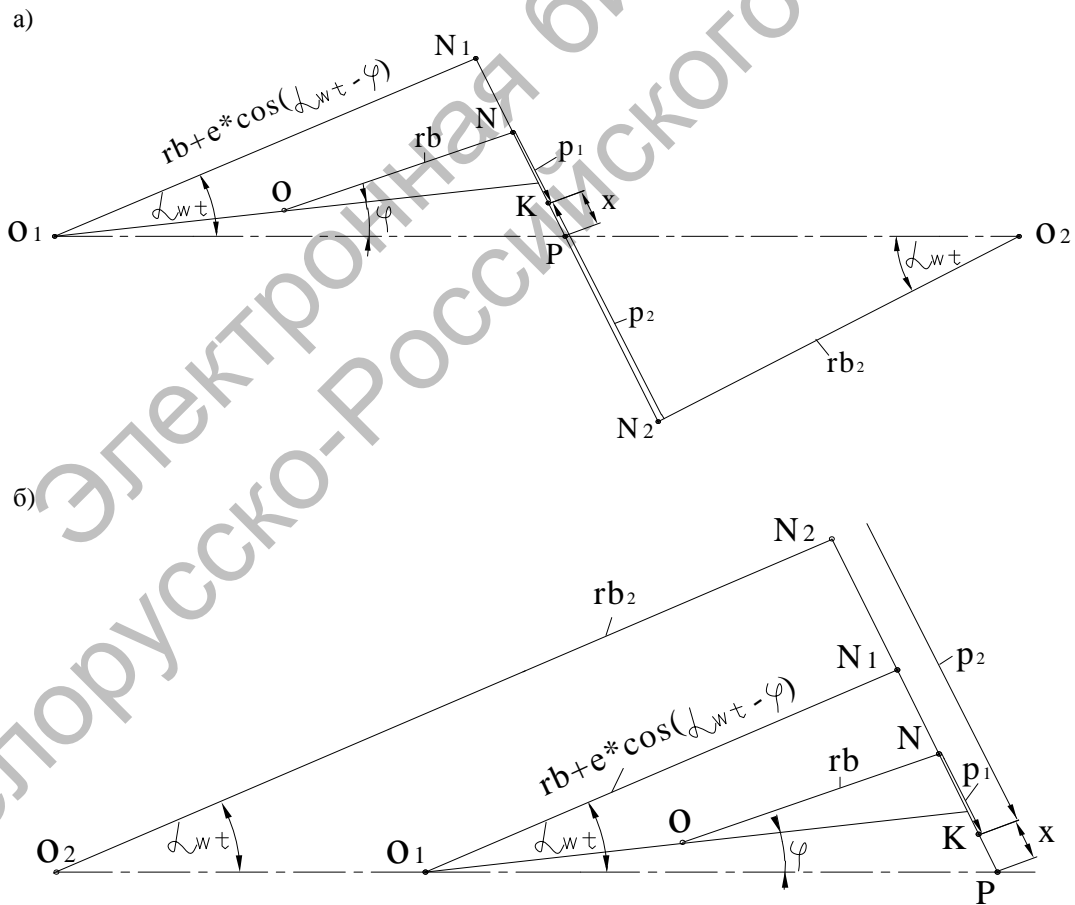
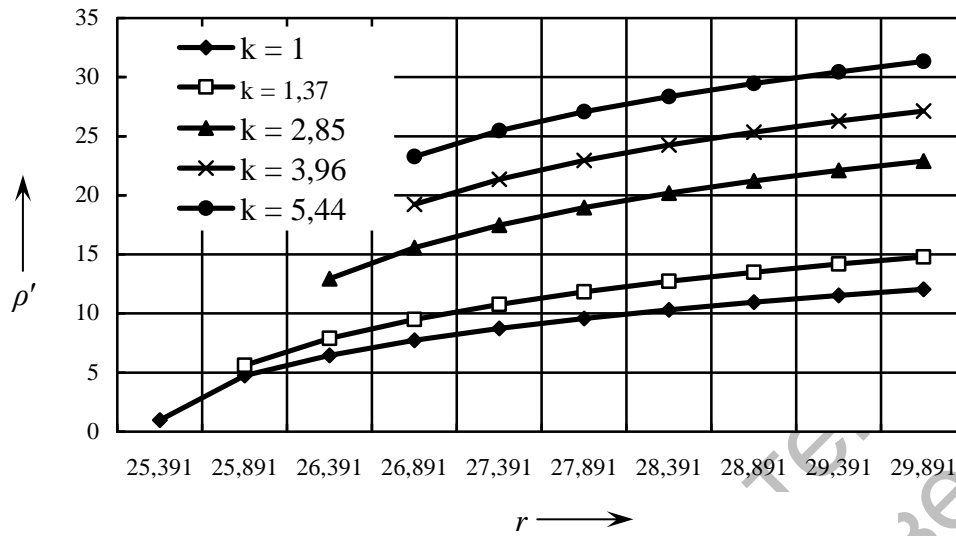


Рис. 3. Схема для определения радиуса кривизны профилей зубьев СПЗК внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений

а)



б)

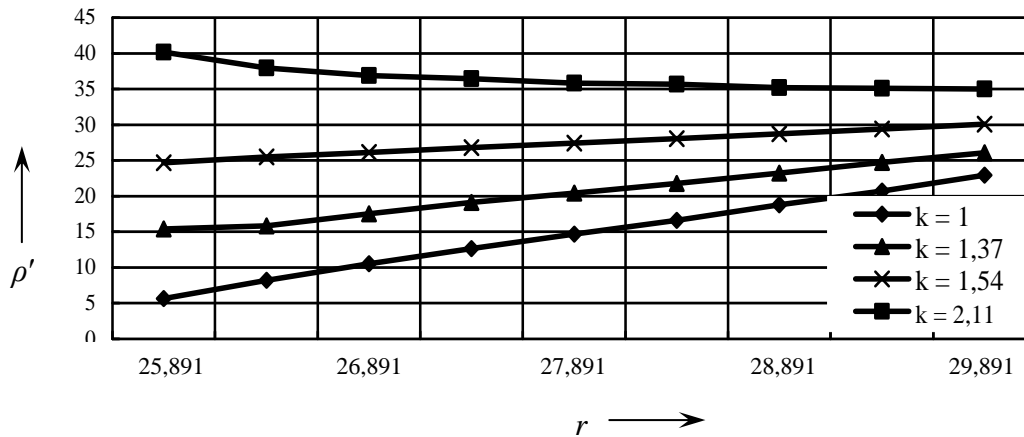


Рис. 4. Зависимость приведенного радиуса кривизны профиля зубьев зубчатого сектора и цельного зубчатого колеса в точке касания центрального зуба сектора с цельным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК. Параметры зацепления $m = 3 \text{ мм}$, $z_2 = 112$, $z = 18$

Удельная скорость скольжения λ в зубчатом зацеплении определяется по формуле [1]

$$\lambda = i \cdot \frac{\rho_1}{\rho_2} - 1, \quad (10)$$

где i – мгновенное передаточное отношение передачи.

Изменение удельной скорости

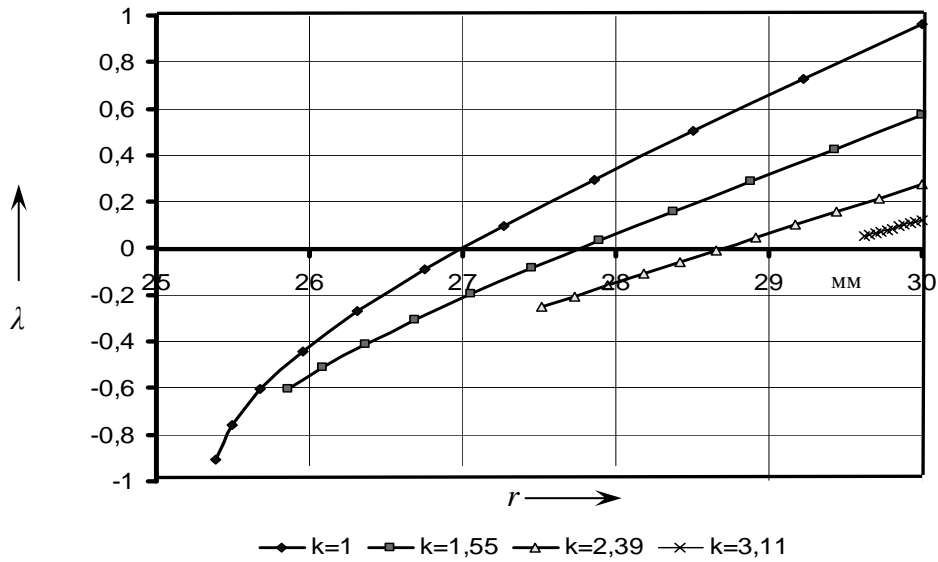
скольжения в зубчатом зацеплении в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлено на рис. 5.

Расчет толщины изношенного слоя в передачах с СПЗК был произведен с учетом вышерассмотренных параметров. Значения толщины изношенного слоя зубьев зубчатых секторов были опреде-

лены для точек профиля зуба сектора, в которых отсутствует кромочное зацепление, т. е. для тех точек, которые лежат на общей нормали к профилям зубьев в момент взаимодействия. Кроме того, при определении параметров передачи с СПЗК

принимается такое положение зубчатых колес передачи, когда ось симметрии зубчатого сектора совпадает с осью симметрии составного и цельного зубчатых колес и проходит через геометрический центр зубчатого сектора.

а)



б)

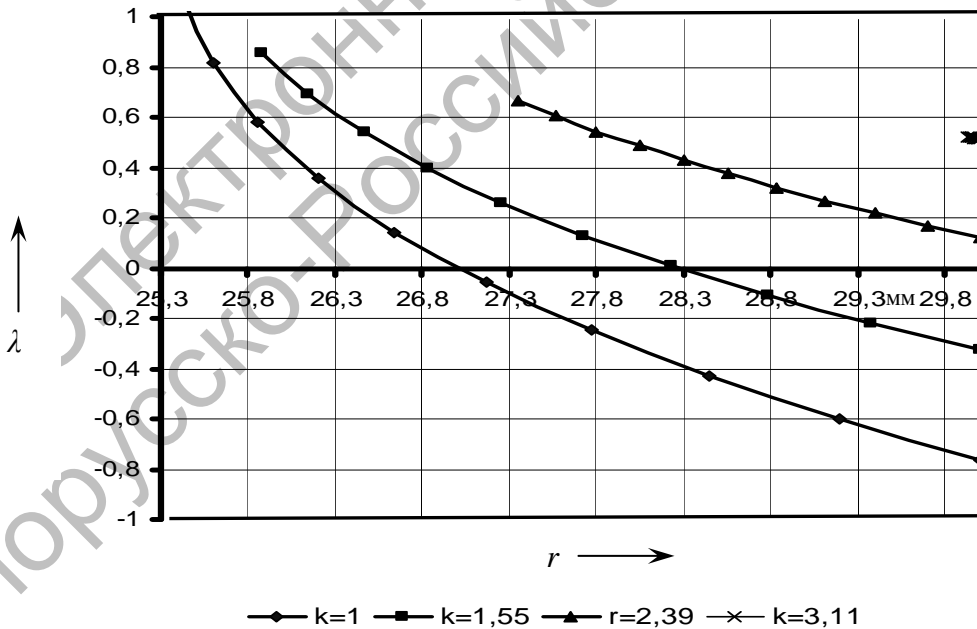


Рис. 5. Распределение удельной скорости скольжения по профилю центрального зуба зубчатого сектора при различном положении его относительно центра вращения СПЗК при взаимодействии его с цельным зубчатым колесом внешнего (а) и внутреннего (б) зацеплений

Результаты расчета толщины изношенного слоя в передачах с СПЗК для зубьев зубчатого сектора, взаимодействующего с цельными зубчатыми колесами внешнего и внутреннего зацеплений, представлены графически на рис. 6.

Зонами максимального действительного износа зубьев зубчатого сектора согласно рис. 6 являются зона ножки зубчатого сектора и зона головки зубчатого сектора.

Причем в результате смещения с увеличением вылета зубчатого сектора полюса Р зацепления в сторону вершины зубчатого сектора скорость скольжения на головке зуба зубчатого сектора с увеличением его вылета не достигает своего максимума по сравнению с зацеплением зуба

зубчатого сектора с сопряженным зубом колеса при вылете сектора (вылет равен нулю). Данный процесс наблюдается и при удалении зуба зубчатого сектора относительно оси симметрии сектора. С увеличением вылета зубчатого сектора значение удельной скорости скольжения на ножке зуба возрастает, и, следовательно, значение толщины изношенного слоя зуба сектора на его ножке с увеличением вылета и удалением зуба сектора от оси симметрии зубчатого сектора увеличивается. Вышеописанные закономерности свойственны для передач с СПЗК как внешнего, так и внутреннего зацепления.

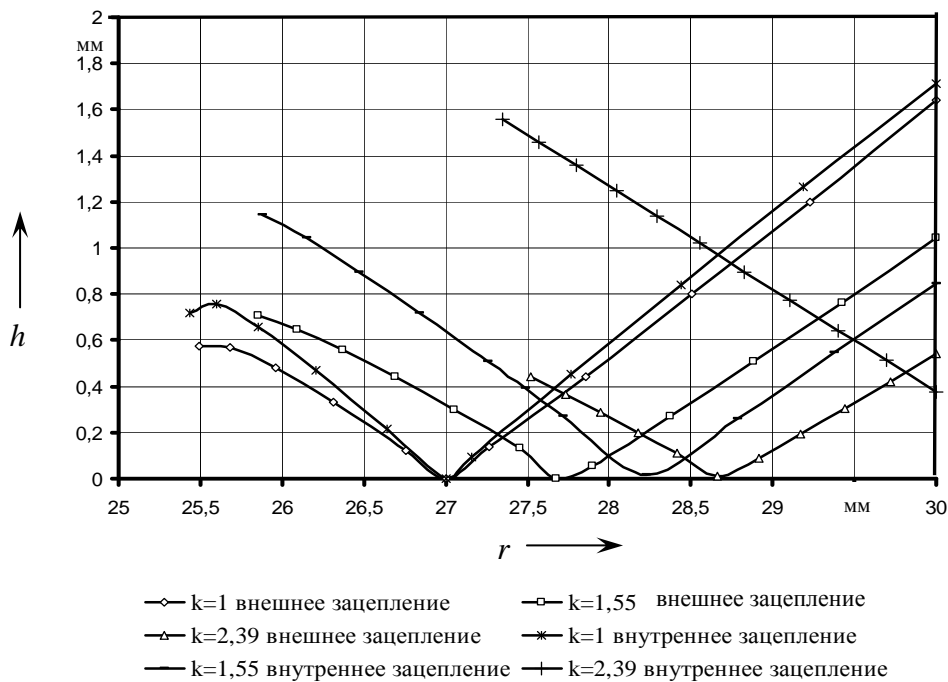


Рис. 6. Распределение толщины изношенного слоя по профилю зубьев пятизубчатого сектора, взаимодействующего с цельным зубчатым колесом. Исходные данные для расчета: материал колес – сталь 45; $m = 3$ мм; $z = 18$; $z_2 = 112$; $b = 25$ мм; $T = 500$ Н·м; $I_h = 2,5 \cdot 10^{-6}$, $t = 10^6$ цикла

Оценить преимущество вида зацепления (внешнее или внутреннее) по показателю долговечности передач с СПЗК можно исходя из оценки условного коэффициента запаса по износу:

$$n = \frac{[h]}{h}, \quad (11)$$

где $[h]$ – значение допустимой величини

ны износа; h – максимальное значение действительного износа.

Зависимость условного коэффициента запаса по износу в зависимости от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК представлена на рис. 7.

Значения допустимой величины износа

зависят от функционального назначения передач с СПЗК, требуемого уровня их надежности. Допустимая величина износа зубьев составляет 15–30 % от исходной толщины зуба для тихоходных передач, и обычно за допустимую величину износа принимают 1/3 от исходной толщины зуба.

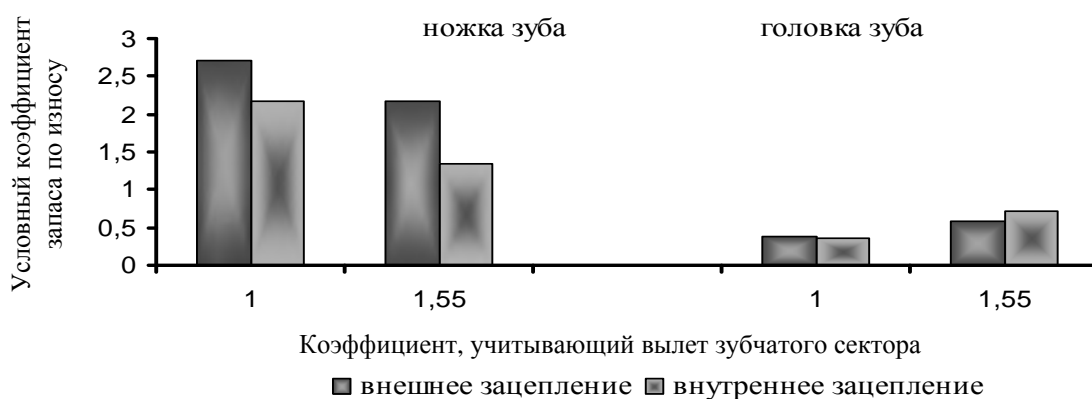


Рис. 7. Зависимость условного коэффициента запаса по износу в передачах с СПЗК от положения зубчатого сектора относительно центра вращения СПЗК

По мере износа зубьев изменяются параметры зацепления и соответственно изменяются величина и положение силы нормального давления, действующей на сопряженный зуб. Для использования максимальных возможностей передач с точки зрения увеличения ресурса можно принять, что отказ зубчатой передачи возникает при износе не более 30 % от исходной толщины зуба. Таким образом, значения допустимой величины износа определяем по формуле

$$[h] = 0,3 \cdot 2r_x \times \left(\frac{\pi}{2z} + \text{inv}20^\circ - \text{inv} \varphi \cos \frac{r_b}{r_x} \right), \quad (12)$$

где r_x – радиус точки контакта зуба сектора с зубом сопряженного зубчатого колеса относительно геометрического центра зубчатого сектора.

Таким образом, необходимо отметить, что снижение износа можно обеспечить качественным проектированием передачи. В связи с этим наиболее важным на стадии проектирования передач с СПЗК является выбор параметров зубчатой передачи из условия минимизации толщины изношенного слоя поверхностей зубьев зубчатых секторов СПЗК при различных вариантах компоновочных схем плавнорегулируемых зубчатых передач как одного из основных критериев расчета передач на износ и резерва повышения долговечности передач с СПЗК. Кроме того, повышенная ремонтпригодность конструкции передач с СПЗК позволяет увеличить их общий срок службы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. **Машков, А. А.** Теория механизмов и машин : учеб. пособие / А. А. Машков. – Минск : Выш. шк., 1971. – 471 с.

2. **Скойбеда, А. Т.** Передаточные механизмы на основе составных зубчатых колес / А. Т. Скойбеда, А. М. Даньков. – Минск : БГПА, 2000. – 96 с.

3. **Пат. 9343 С1 ВУ, МПК F 16H 29/00.** Плавнорегулируемая зубчатая передача / А. М. Даньков [и др.] ; заявитель и патентообладатель Белорус.-Рос. ун-т. – № 20040314 ; заяв. 07.04.04 ; опубл. 30.12.05 // Афіцыйны бюлетэнь / Дзярж. пат. ведамства Рэсп. Беларусь.

4. **Крагельский, И. В.** Основы расчетов на трение и износ / И. В. Крагельский, М. Н. Добычин, В. С. Комбалов. – М. : Машиностроение, 1977. – 525 с.

5. **Дроздов, Ю. Н.** Определение интенсивности изнашивания деталей машин / Ю. Н. Дроздов. // Вестн. машиностроения. – 1980. – № 6. – С. 12–15.

6. **Дроздов, Ю. Н.** Трение и износ в экстремальных условиях / Ю. В. Дроздов, В. Г. Павлов, В. Н. Пучков. – М. : Машиностроение, 1986. – 224 с.

Белорусско-Российский университет
Материал поступил 07.07.2008

S. I. Rodionova, A. M. Dankov
Evaluation of the durability of composite polysector gears with internal and external gearing

The paper describes the evaluation technique of the magnitude of wear in composite polysector gears with external and internal gearing as a factor evaluating gear durability, considering special features of teeth gearing and their regularities of interaction inherent in composite polysector gears depending on the parameter characterizing the absolute position of the gear sector with respect to the axis of rotation of composite polysector gears.