

**УДК 621.833**

**Ревякіна Ольга Олександрівна**

*к.т.н., доцент кафедри технологій виробництва*

*і професійної освіти, ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка», м. Старобільськ*

*e-mail: olga.0509239777@gmail.com*

*https://orcid.org/0000-0003-4935-3029*

**ГЕОМЕТРО-КІНЕМАТИЧНІ КРИТЕРІЇ АРКОВИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ, ЩО МАЮТЬ ВИХІДНИЙ КОНТУР, ОБКРЕСЛЕНИЙ ДОВІЛЬНОЮ КРИВОЮ**

Технічний прогрес передбачає вирішення завдань підвищення якості, надійності, економічності і продуктивності машин, устаткування і інших виробів машинобудування і, у тому числі, їх зубчастих приводів.

Працездатність тягових зубчастих передач можна оцінювати групою геометро-кінематичних критеріїв і групою комплексних критеріїв. До першої групи відносяться: швидкість ковзання в зачепленні, сумарна швидкість руху точок контакту зубців, питомі ковзання, приведена кривизна, коефіцієнт перекриття, умова підрізування і загострення зубців (Коростелев, 1964; Шишов, 1994).

Для тягових передач з евольвентним зачепленням вказані критерії глибоко досліджені в багаточисельних наукових роботах (див., наприклад (Кудрявцев, Державин, Глухарев, 1971; Литвин, 1968). Проте отримані в цих роботах результати, використовувати при оцінці якості передач зачепленням з геометрією зубців, нарізаних інструментом, що має вихідний контур, обкреслений довільною кривою, не представляється можливим. Для заповнення даного пропуску розглянемо, як приклад, циліндрові зубчасті передачі з узагальненою геометрією зубців і отримаємо для них значення вказаних вище критеріїв.

Метою статті є визначення функціонального взаємозв'язку між параметрами вихідного контуру й геометро-кінематичними критеріями працездатності аркових передач, що мають вихідний контур, обкреслений довільною кривою.

Представимо рівняння поверхні зубців інструментальної рейки (виробляючої поверхні) для нарізування коліс в пов'язаній з нею системі координат у вигляді (Кудрявцев В. Н., 1971) (вісь  $Ox$  – паралельна осям коліс,  $Oy$  – лежить в початковій площині рейки):

$$\begin{aligned} x &= f_1(\lambda); \\ y &= y_0(\mu) + f_2(\lambda) \cos \beta; \\ z &= z_0(\mu) - f_2(\lambda) \sin \beta, \end{aligned} \quad (1)$$

де,  $f_1(\lambda)$ ,  $f_2(\lambda)$  – довільні, необхідне число разів функції, що диференціюються, визначають геометрію вихідного контура інструментальної рейки в нормальній перетині;  $y_0(\mu)$ ,  $z_0(\mu)$  – функції, що описують подовжню форму зубців інструментальної рейки;  $\lambda$ ,  $\mu$  – незалежні параметри (надалі ці параметри в позначеннях відповідних функцій і їх похідних будуть опущені);  $\beta$  – кут нахилу зубців рейки.

Використовуючи рівняння (1) і результати робіт (Шишов, 1994; Шишов, Ткач, Ревякіна, Муховатый, 2002; Шишов, 2004) для зовнішнього зачеплення отримуємо:

- значення швидкості ковзання:

$$V_{ck} = \omega_1 f_1 \left( \frac{U+1}{U} \right) \sqrt{\left( \frac{f_1'}{f_2'} \right)^2 \cos^2 \beta + 1}; \quad (2)$$

- значення швидкості точок контакту поверхні зубців шестерні в напрямі, перпендикулярному миттєвій лінії контакту:

$$V_1 = \frac{n}{\tau} \left\{ R_1 + \frac{f_1}{f_2} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \right\} \omega_1; \quad (3)$$

- значення швидкості точок контакту поверхні зубців колеса (веденого колеса) в напрямі, перпендикулярному миттєвій лінії контакту:

$$V_2 = \frac{n}{\tau} \left\{ R_2 - \frac{f_1}{f_2} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \right\} \omega_2; \quad (4)$$

- значення сумарної швидкості точок контакту:

$$V_{\Sigma} = \frac{n}{\tau} \left\{ 2R_1 + \frac{f_1}{f_2} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \left( 1 - \frac{1}{U} \right) \right\} \omega_1; \quad (5)$$

- значення питомих ковзань:

$$\eta_i = \pm \frac{U+1}{U \left\{ \frac{R_i f_2'}{f_1 [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta]} \pm 1 \right\}}; \quad (6)$$

- значення приведеної кривизни робочих поверхонь:

$$\chi = \frac{(R_1 + R_2) f_2' \tau^2}{\tau_1 \tau_2 n^3}; \quad (7)$$

У рівності (2) – (7) введені позначення:

$U$  – передаткове число передач;  $\omega_1, \omega_2$  – кутові швидкості коліс, що зачіпляються;  $R_2$  – радіус дільного циліндра колеса (веденого колеса);

$\Omega_2'$  – похідна функції  $\Omega_2$  по  $\lambda$ ;  $K_n = \frac{K}{1 - f_2 K}$ ;  $K = (\ddot{y}_0 \dot{z}_0 - \dot{z}_0 \ddot{y}_0) (\dot{y}_0^2 + \dot{z}_0^2)^{-\frac{3}{2}}$  – кривизна кривої, що описує подовжню форму зубців рейкового інструменту;  $\ddot{y}_0, \ddot{z}_0$  – другі похідні функцій  $y_0, z_0$  по  $\mu$ ; верхній знак і  $i = 1$  – для зубців шестерні, нижній знак і  $i = 2$  – для зубців колеса.

Крім того:

$$\tau = \left[ n^2 (1 - \Omega_1 K_n)^2 \sin^2 \beta + (\Omega_2')^2 \cos^2 \beta \right]^{0,5},$$

$$\tau_i = \left\{ R_i \pm \frac{f_1}{f_2} [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta] \right\} \quad (8)$$

При визначенні деяких комплексних показників необхідно мати значення проекції швидкості ковзання на нормаль до миттєвої контактної лінії зубців. Це значення рівне:

$$V = V_{ck} \sin \nu, \quad (9)$$

де  $\nu$  – кут між вектором швидкості ковзання і контактною лінією, визначеною з рівності:

$$tg \nu = \frac{n [\Omega_2' \cos^2 \beta + f_2'(1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta]}{[f_2' \Omega_2 - n^2 (1 - \Omega_1 K_n) \sin^2 \beta \cos^2 \beta]}, \quad (10)$$

Коефіцієнти перекриття зубчастих передач з узагальненою геометрією зубців рівні (Шишов, Ткач, Ревякина, Муховатый, 2002):

- коефіцієнт торцевого перекриття:

$$\varepsilon_{\lambda} = \frac{[y_0(\mu_2) - y_0(\mu_1) + \Omega_2(\lambda_1) \cos \beta(\mu_1) - \Omega_2(\lambda_2) \cos \beta(\mu_2)] z_1^*}{2\pi R_1}; \quad (11)$$

- коефіцієнт осьового перекриття:

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{\{y_0(\mu_{20}) - y_0(\mu_{10}) + \Omega_2(\lambda_0) [\cos \beta(\mu_{20}) - \cos \beta(\mu_{10})]\} z_1^*}{2\pi R_1}; \quad (12)$$

де  $\lambda_0$  – фіксоване значення  $\lambda$ ;  $\lambda_1, \lambda_2$  – значення  $\lambda$ , відповідні вершинам зубців шестерні і колеса, відповідно;  $\mu_1, \mu_2$  – значення параметрів  $\mu$  при  $\lambda_1$  і  $\lambda_2$ , відповідно;  $\mu_{10}, \mu_{20}$  – значення параметра  $\mu$ , відповідні торцям зубців шестерні;  $y_0(\mu_1), y_0(\mu_2), y_0(\mu_{10}), y_0(\mu_{20})$  – значення функції  $y_0$  при відповідних параметрах  $\mu$ ;  $\Omega_2(\lambda_1), \Omega_2(\lambda_2), \Omega_2(\lambda_0)$  – значення функції  $\Omega_2$  при відповідних значеннях параметра  $\lambda$ ;  $\cos \beta(\mu_1), \cos \beta(\mu_2), \cos \beta(\mu_{10}), \cos \beta(\mu_{20})$  – значення косинусу при відповідних значеннях  $\mu$ ;

$z_1^*$  – число зубців шестерні.

Умови підрізування зубців виглядають таким чином:

$$f_1 \Omega_2' \cos^2 \beta + (1 - \Omega_1 K_n) f_1 f_2' \sin^2 \beta \pm f_2' R_i = 0, \quad (13)$$

де  $i = 1$  і знак плюс для зубців шестерні;  $i = 2$  і знак мінус для зубців колеса.

Визначено основні геометро-кінематичні і критерії працездатності циліндричних передач з арковими зубцями, що мають вихідний контур, обкреслений довільною кривою.

Результати роботи можуть бути використані при аналізі критеріїв працездатності аркових передач, які мають вихідний контур, обкреслений довільною кривою й визначенні геометричних параметрів зубців зачеплених коліс.

#### Список використаних джерел та літератури

**1. Коростелев Л. В.** Кинематические показатели несущей способности пространственных зацеплений. Известия вузов. Машиностроение М., 1964. №10. С.10-15. **2. Кудрявцев В.Н.,** Державин Ю.А., Глухарев Е.Г. Конструкции и расчет зубчатых редукторов. Л.: Машиностроение, 1971. 328 с. **3. Литвин Ф.Л.** Теория зубчатых зацеплений. М.: Наука, 1968. 584 с. **4. Шишов В. П.** Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта. Дис. докт. техн. наук, Луганск, 1994. 525 с. **5. Шишов В. П.,** Носко П. Л., Ревякина О. А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: Монография. Луганськ, вид-во СНУ ім. В. Даля, 2004. 336 с. **6. Шишов В. П.,** Ткач П. Н., Ревякина О. А., Муховатый А. А. Синтез передач зацеплением с высокой нагрузочной способностью // Вісник Національного Технічного університету «ХПІ. Тематичний випуск “Технології в машинобудуванні”. Харків: НТУ «ХПІ». 2002. №10. С. 57-70.