

ВПЛИВ ПАРАМЕТРІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ЇЇ ДОВГОВІЧНІСТЬ І ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ

¹Дрогобицький державний педагогічний університет
 імені Івана Франка, chernets@drohobych.net

²Люблінський політехнічний інститут, Польща

Досліджено вплив параметрів циліндричної прямозубої передачі на її довговічність і зношування та встановлено його закономірності. Результати подано графічно.

Вступ. Зубчасті передачі знаходять широке застосування у сучасному машинобудуванні. Під час їх проектування необхідно є оцінити їх довговічність та вплив на неї основних параметрів передач.

Постановка завдання. Для оцінювання зношування у трибосистемах, де є наявним ковзання (кочення з проковзуванням, як у зубчастих передачах), використовується відома математична модель дослідження кінетики зношування [1]. На її основі було розроблено метод прогнозного розрахунку зношування зубів та довговічності циліндричних передач [2; 3]. У праці [4] було досліджено за цим методом косозубу циліндричну передачу. Зголом цей метод зазнав модифікації [5], яка дозволяє обґрунтовано враховувати умови трибоконтактної взаємодії зубів у зачепленні. Нижче досліджено вплив модуля, передатного відношення, частоти обертання ведучого вала та коефіцієнта тертя ковзання на ресурс прямозубої циліндричної передачі і зношування зубів.

Співвідношення для оцінювання лінійного зношування h'_{kj} зубів коліс передачі в одному оберті в довільних точках їх бокових поверхонь протягом часу t'_j трибоконтакту за однопарного зачеплення має вигляд [5]

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (f p_{j \max})^{m_k}}{C_k (0.35 \sigma_B)^{m_k}},$$

де $v_j = v$ – швидкість ковзання в j -х точках бокових поверхонь зубів; $j = 0, 1, 2, 3, \dots$ – вибрані точки контакту при поверхнях зубів; $k = 1; 2$ – нумерація зубчастих коліс; $t'_j = 2b_j / v_0$ – час трибоконтакту зубів протягом переміщення j -ї точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j$; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$ – швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; $r_1 = mz_1 / 2$ – дільний радіус шестерні; m – модуль зачеплення; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; z_1, z_2 – кількість зубів коліс; f – коефіцієнт тертя ковзання; $p_{\max}$ – максимальний контактний тиск за Герцом; C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів трибопари для вибраних умов; σ_B – границя міцності досліджуваного матеріалу на розтяг.

Зношування зубів протягом заданого ресурсу роботи t^* передачі

$$h_{kj} = 60n_k h'_{kj} t^*,$$

де n_k – кількість обертів зубчастих коліс.

Ресурс t передачі за заданого допустимого зношування h_{k*} зубів

$$t = h_{k*} / \bar{h}_{kj},$$

де $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ – зношування зубів протягом однієї години роботи передачі.

Максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та ширина площадки контакту $2b_j$ в j -й точці обчислюються за формулами Герца

$$p_{j\max} = 0,564 \sqrt{N' / \theta \rho_j}; \quad 2b_j = 2,256 \sqrt{\theta N' \rho_j},$$

де $N' = N / bw$; $N = T_{nom} K_g / r_1 \cos \alpha$ – сила у зачепленні;
 $T_{nom} = 9550 P_e / n_1$ – номінальний крутний момент; P_e – потужність на ведучому валі; K_g – коефіцієнт динамічності;
 $\theta = (1 - \mu_1^2) / E_1 + (1 - \mu_2^2) / E_2$; E, μ – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубів; b – ширина колеса; w – кількість пар зачеплень; ρ_j – зведений радіус кривизни робочих профілів зубів.

Зведений радіус кривизни зубів циліндричної передачі

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad j = 0, 1, 2, 3, \dots, s,$$

де ρ_{1j}, ρ_{2j} – відповідно кривизни бічних поверхонь зубів шестерні і колеса; $j = 0, j = s$ відповідають першій та останній точкам зачеплення зубів.

Відповідно співвідношення для радіусів кривизни зубів шестерні і колеса у циліндричній передачі в j -й точці зачеплення мають вигляд [3]

$$\rho_{1j} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{1j}, \quad r_{b1} = r_1 \cos \alpha, \quad \alpha_{1j} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{10} + j \Delta \varphi),$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{10} = (1 + u) \operatorname{tg} \alpha - \frac{u}{\cos \alpha} \sqrt{(r_{20} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_2 = m z_2, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r_{a2} = r_2 + m, \quad r = 0, 2m,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{1s} = \sqrt{(r_{1s} / r_1)^2 - \cos^2 \alpha}, \quad r_{1s} = r_{a1} - r, \quad r_{a1} = r_1 + m,$$

$$\rho_{2j} = r_2 \sqrt{(r_{2j} / r_2)^2 - \cos^2 \alpha},$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2 a r_{1j} \cos(\alpha - \alpha_{1j})},$$

$$a = (z_1 + z_2) m / 2, \quad r_{1j} = r_1 \cos \alpha / \cos \alpha_{1j}, \quad \cos \alpha_{20} = \frac{r_2}{r_{20}} \cos \alpha,$$

$$\operatorname{tg} \alpha_{2s} = \left(1 + \frac{1}{u}\right) \operatorname{tg} \alpha - \frac{1}{u \cos \alpha} \sqrt{\left(\frac{r_{1s}}{r_1}\right)^2 - \cos^2 \alpha},$$

де r_1, r_2 – відповідно радіуси ділительних кіл шестерні й колеса; r_{b1}, r_{b2} – радіуси основних кіл шестерні й колеса; r_{a1}, r_{a2} – радіуси вершин зубів коліс; r – радіус заокруглення вершин зубів; u – передатне відношення; $\Delta\varphi$ – кут повороту зуба шестерні з точки початкового контакту (точки 0) у точку 1 і т.д.; α_{10} – кут, що відповідає 1-й точці лінії зачеплення в нерухомій системі координат yO_1x ; α_{1s} – кут, що визначає положення останньої точки зачеплення зуба шестерні на лінії зачеплення; α_{20}, α_{2s} – кути, що визначають положення першої і останньої точки зачеплення зуба колеса на лінії зачеплення.

Швидкість ковзання обчислюється за формулою

$$v_j = \left| -\omega_1 \frac{r_{b1}}{r_{b2}} (r_{b1} - r_{b2}) [\operatorname{tg} \alpha - j \Delta\varphi - \alpha_{10}] \right|,$$

де $r_{b2} = r_2 \cos \alpha$.

Числовий розв'язок задачі виконано за таких вихідних даних:

– $m = 3$ мм; $u = 4$; $n_1 = 700$ об/хв; $f = 0,07$ – блок вихідних параметрів,

– $m = 2,5; 3; 4; 6; 8; 10$ мм; $u = 2; 4; 6; 8$; $n_1 = 700; 1000; 1400$ об/хв; $f = 0,03; 0,04; \dots; 0,09$ – блок змінних вихідних параметрів;

– $z_1 = 20$; $P = 5$ кВт; $b = 30$ мм; $\Delta\varphi = 4^\circ$;

– матеріали коліс – шестірня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0,4 ... 0,5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа, $\tau_{S1} = 365$ МПа, $C_1 = 3,5 \cdot 10^6$; $m_1 = 2$; колесо – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа; $\tau_{S2} = 345$ МПа; $C_2 = 0,17 \cdot 10^6$; $m_2 = 2,5$; $E = 2,1 \cdot 10^6$ МПа; $\nu = 0,3$;

– мащення – осьова олива з 3% -ї антизношувальної присадки з кінематичною в'язкістю $\nu_{+50^0} \approx 15$ сСт;

- $h_* = 0,3$ мм – допустиме зношування зубів;
- досліджується однопарне зачеплення зубів.

Установлено закономірності впливу модуля, передатного відношення, частоти обертання ведучого вала та коефіцієнта тертя ковзання на ресурс передачі (рис. 1 – 4) і зношування зубів (рис. 5 – 8).

Збільшення модуля m зачеплення дуже відчутно впливає на зростання мінімального (якщо $j = 0$) ресурсу $t_{\min}^{(w)}$ передачі (рис.1). Зростання величини модуля в 5 разів збільшує ресурс передачі у 40 разів у разі однопарного зачеплення та в 30 разів за двопарного зачеплення.

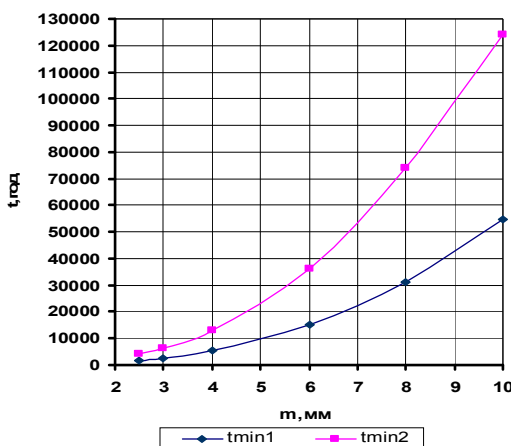


Рис.1. Вплив модуля на довговічність передачі

Передатне відношення u передачі у разі його збільшення теж призводить до збільшення ресурсу $t_{\min}^{(w)}$ передачі (рис. 2). Якщо передатне відношення збільшується у 4 рази, $t_{\min}^{(l)}$ зростає майже у ≈ 2 рази, $t_{\min}^{(2)}$ – у 1,78 разу.

Зростання частоти обертання ведучого вала n_1 знижує довговічність $t_{\min}^{(w)}$ роботи передачі (рис. 3).

Зменшення коефіцієнта тертя ковзання f зумовлює зростання довговічності передачі (рис.4 а – абсолютна зміна, рис. 4 б – відносна зміна).

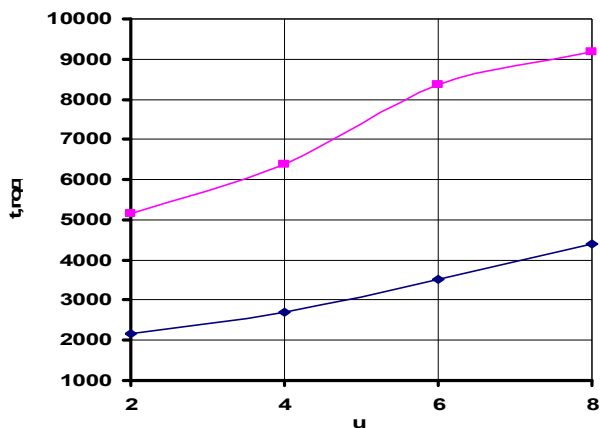


Рис. 2. Вплив передатного відношення на довговічність передачі

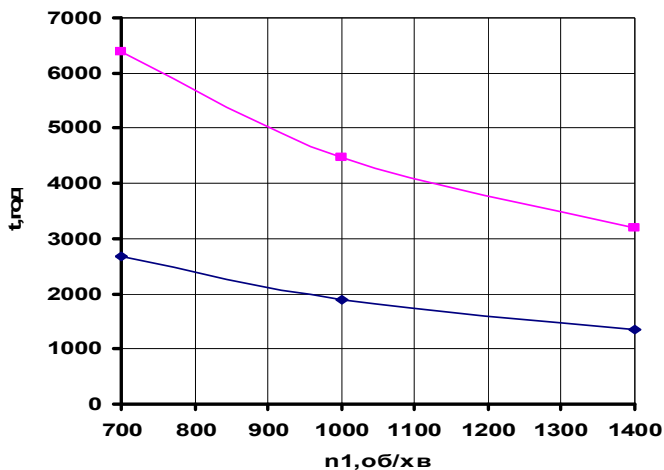
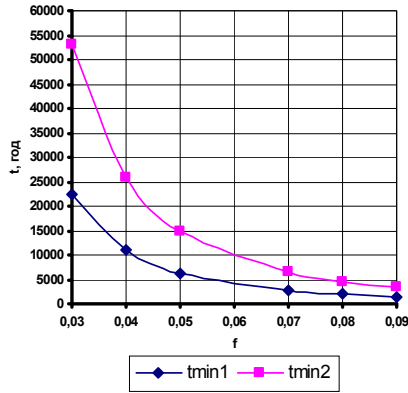
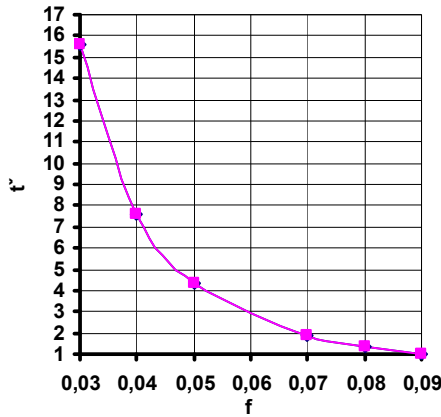


Рис.3. Вплив кількості обертів шестерні на довговічність передачі



a



б

Рис. 4. Вплив коефіцієнта тертя на довговічність передачі

Зі зростанням модуля m у 4 рази лінійне зношування зубів колеса $\bar{h}_{2j}$ протягом однієї години роботи (рис. 5) зменшується в 32 рази на вході ($j = 0$) та на виході ($j = 6$) із зачеплення, а зуби шестерні зношуватимуться менше, ніж зуби зубчастого колеса у всіх досліджуваних точках j зачеплення.

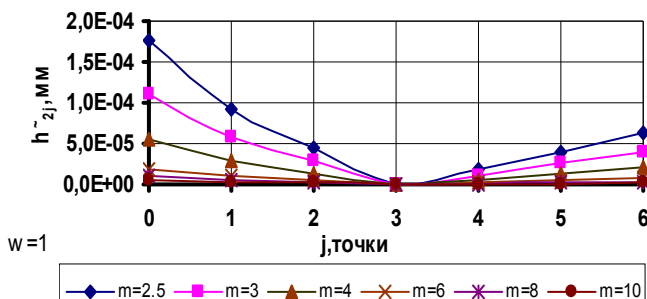


Рис.5. Вплив модуля на зношування зубчастого колеса

Збільшення передатого відношення u в 4 рази приводить до зменшення зношування зубів зубчастого колеса (рис.6) в два рази на вході ($j=0$) та у 3,8 разу на виході ($j=6$) із зачеплення. Водночас зношування зубів шестерні зі збільненням u (рис.7) зростає: в 1,94 разу на вході ($j=0$) та в 1,22 разу на виході ($j=6$) із зачеплення.

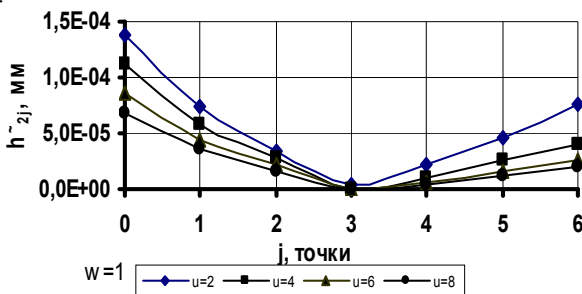


Рис. 6. Вплив передатного відношення на зношування зубчастого колеса

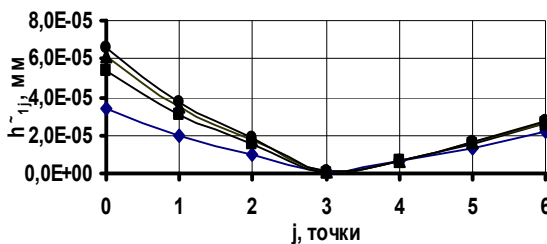


Рис.7. Вплив передатного відношення на зношування шестерні

Збільшення кількості обертів n_1 ведучого вала призводить до пропорційного зростання зношування колеса (рис.8) та шестерні .

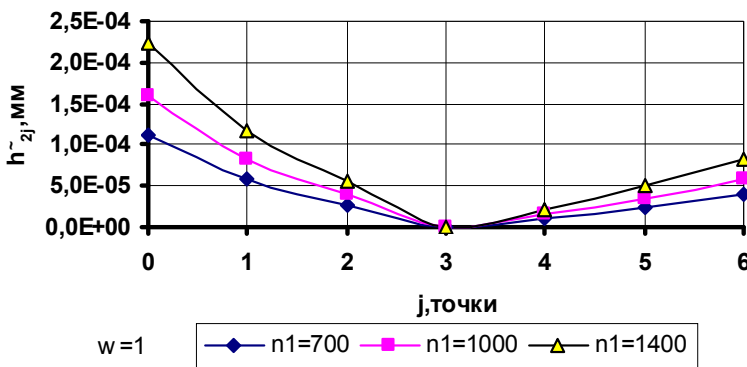


Рис.8. Вплив кількості обертів ведучого вала на зношування зубчастого колеса

Висновки. Установлені закономірності вказують на особливості впливу досліджених параметрів прямозубої циліндричної передачі на її довговічність і зношування.

Список літератури

1. *Андрейкив А.Е.* Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин / А.Е. Андрейкив, М.В. Чернец – К.: Наук. думка, 1991. – 160с.
2. *Чернец М.В.* Прогнозування довговічності зубчастих передач / М.В. Чернец, Є. Келбінські // Проблеми трибології. – 2001. – №3–4. – С.151 – 159.
3. *Чернец М.В.* Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / М.В. Чернец, Ю. Келбінські, Ю.Ю. Скварок – Дрогобич: Вимір, 2002. – 132 с.
4. *Чернец М.В.* Вплив нахилу зубів косозубих циліндричних передач на трибомеханічні, силові та кінематичні характеристики / М.В. Чернец, Ю. Келбінські // Проблеми трибології. – 2006. – №4. – С.3–7.
5. *Чернец М.В.* Аналіз зношування та довговічності зубчастих передач за модифікованою моделлю / М.В. Чернец, В.В. Береза // Машинознавство. – 2008. – №12. – С.18 – 21.

Чернец М.В., Береза В.В. **Влияние параметров цилиндрической прямозубой передачи на ее долговечность и износ зубьев** // Проблемы тертя та зношування: Наук.-техн. зб. – К.: Вид-во НАУ «НАУ-друк», 2010. – Вип. 53. – С.176–184.

Исследовано влияние параметров цилиндрической прямозубой передачи на ее долговечность и износ и установлены его закономерности. Результаты представлены графически.

Рис. 8, список лит.: 5 найм.

The influence of cylindrical straight-cogged gear parameters on its longevity and cogs wear

The influence of cylindrical straight-cogged gear parameters on its longevity and wear has been investigated and its regularities have been established. The results have been presented graphically.

Стаття надійшла до редакції 04.06.10