

Чернець М.В.Люблінський політехнічний інститут,
м. Люблін, Польща
E-mail: chernets@drohobych.net**ДО ПИТАННЯ ВИБОРУ РАЦІОНАЛЬНОЇ
ШИРИНИ КОЛІС У КОСОЗУБІЙ
ЦИЛІНДРИЧНІЙ ПЕРЕДАЧІ ЗА УМОВОЮ
ПОСТІЙНОСТІ ЛІНІЇ КОНТАКТУ ЗУБІВ**

УДК 539.3: 539.538

Запропоновано умову для визначення ширини коліс у косозубій циліндричній передачі, при якій мінімальна довжина лінії контакту зубів буде незмінною у процесі їх зачеплення. Проведено оцінку максимальних контактних тисків та довговічності передач з висотним коригуванням зубів.

Ключові слова: циліндрична евольвентна косозуба передача, висотне коригування зачеплення, мінімальна довжина лінії контакту зубів, раціональна ширина коліс, максимальні контактні тиски, довговічність передач

Циліндричні евольвентні косозубі передачі відзначаються підвищеною несівною здатністю та довговічністю у порівнянні з прямозубими передачами. Це зумовлено збільшенням довжини лінії контакту зубів у зачепленні, яка залежить від кута нахилу зубів, ширини зубчастого колеса і коефіцієнта перекриття, та змінюється від max до min протягом циклу взаємодії. У косозубому зачепленні на величину сумарного коефіцієнта перекриття ε_γ , що складається з торцевого ε_α та покрового ε_β коефіцієнтів перекриття, значний вплив виявляє саме коефіцієнт ε_β . Тому важливим є встановлення при прийнятому куті нахилу зубів та модулі зачеплення ширини зубчастих коліс, при якій мінімальна довжина лінії контакту протягом взаємодії зубів залишатиметься незмінною. Дослідження такого плану у літературі відсутні, зокрема і для коригованих передач.

Як відомо сумарний коефіцієнт перекриття [1]:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad (1)$$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{e_1 + e_2}{2\pi r_{b1}}, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}, \quad (2)$$

$$\text{де } e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t;$$

$$r_{1s} = r_{a1} - r, \quad r_{20} = r_{a2} - r;$$

$r = 0,2m$ – радіус заокруглення вершин зубів;

$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t$ – радіус основного кола шестерні;

$r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t$ – радіус основного кола колеса;

$r_1 = mz_1 / 2 \cos \beta$ – радіус ділильного кола шестерні;

$r_2 = mz_2 / 2 \cos \beta$ – радіус ділильного кола колеса;

β – кут нахилу зубів;

b_w – ширина колеса;

$r_{a1} = r_1 + m$ – радіус вершин зубів шестерні;

$r_{a2} = r_2 + m$ – радіус вершин зубів колеса;

m – модуль зачеплення;

$z_1, z_2 = mz_1$ – числа зубів коліс;

α_t – торцевий кут зачеплення.

Як слідє з формули (2) торцевого перекриття ε_α не залежить від b_w і β .

Відповідно мінімальна довжина лінії контакту [1] пари зубів у зачепленні

$$l_{\min} = \frac{b_W \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \text{ при } n_\alpha + n_\beta \leq 1, \quad (3)$$

де n_α, n_β – дробові частини коефіцієнтів $\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$.

На загал, як зазначалось, у процесі зачеплення довжина лінії контакту $l_{\min} \leq l \leq l_{\max}$. З практичних міркувань доцільно забезпечити випадок, коли довжина лінії контакту в процесі інтеракції зубів буде незмінною. Забезпечення постійності l_{\min} під час зачеплення зубів буде можливе, коли $\varepsilon_\beta = 1$ чи 2. Із формули (2) тоді слідує, що:

$$b_W = \frac{\pi m}{\sin \beta} \text{ при } \varepsilon_\beta = 1, \quad b_W = 2 \frac{\pi m}{\sin \beta} \text{ при } \varepsilon_\beta = 2. \quad (4)$$

Розрахункова оцінка параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії циліндричної косозубої передачі з висотним коригуванням зубів проведена для двох випадків ширини коліс: $l_{\min} = \text{const}$ при $\varepsilon_\beta = 1$ і $b_W = 54,275$ мм (згідно (4)); $l_{\min} \neq \text{const}$ при $\varepsilon_\beta < 1$ і $b_W = 30$ мм. При $b_W = 54,275$ мм буде три – дво – трипарне зачеплення зубів, а при $b_W = 30$ мм – дво – одно – двопарне зачеплення.

Кути переходу від двопарного ($\Delta\varphi_{1F_2}$) до однопарного і знову двопарного ($\Delta\varphi_{1F_1}$) зачеплення розраховуються так:

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \quad \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}, \quad (5)$$

де $\varphi_{1F_2} = \text{tg}\alpha_{F_2} - \text{tg}\alpha_t$, $\varphi_{1F_1} = \text{tg}\alpha_{F_1} - \text{tg}\alpha_t$, $\varphi_{10} = \text{tg}\alpha_{t10} - \text{tg}\alpha_t$;

$$\text{tg}\alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_1) + 0.5 p_b n_\beta}{r_1 \cos \alpha}, \quad \text{tg}\alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_2) - 0.5 p_b n_\beta}{r_1 \cos \alpha};$$

де $p_b = \pi m \cos \alpha_t / \cos \beta$ – крок;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення.

Кут виходу $\Delta\varphi_{1E}$ зубів із зачеплення

$$\Delta\varphi_{1E} = \varphi_{10} + \varphi_{1E}, \quad (6)$$

де $\varphi_{1E} = \text{tg}\alpha_E - \text{tg}\alpha_t$, $\alpha_E = \arccos(r_{b1}/r_{1s})$.

У випадку три – дво – трипарного зачеплення:

$$\text{tg}\alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_1) + 0.5 p_b (\varepsilon_\beta - 1)}{r_1 \cos \alpha}, \quad \text{tg}\alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_2) - 0.5 p_b (\varepsilon_\beta - 1)}{r_1 \cos \alpha}.$$

Було проведено розрахунок зміни максимальних початкових контактних тисків $p_{j\max}$ у циклі зачеплення зубів та мінімальної довговічності t_{\min} зубів за розробленим методом оцінки зношування та ресурсу [1, 2] з урахуванням корекції зачеплення та його парності.

Відповідно максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ з врахуванням парності зачеплення обчислюються за формулою:

$$p_{j\max} = 0.418 \sqrt{N'E / \rho_j}, \quad (7)$$

де $N' = N / l_{\min} w$ – навантаження на одиницю довжини лінії контакту;

$N = 9550 PK_g / r_1 n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні;

E – модуль Юнга матеріалу коліс;

$j = 0, 1, 2, \dots, s$ – точки контакту на профілях зубів;

w – число пар зубів, що одночасно перебувають у зачепленні;

P – потужність, що передається;

K_g – коефіцієнт динамічності;

n_1 – кількість обертів шестерні;

ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b}, \quad (8)$$

$$\text{де } \beta_b = \text{arc}(tg \beta \cos \alpha_t), \quad \alpha_t = \text{arctg} \left(\frac{tg \alpha}{\cos \beta} \right);$$

$$\rho_{t1j} = r_{b1} tg \alpha_{t1j}, \quad \rho_{t2j} = r_2 \sqrt{(r_{2j}/r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad \alpha_{t1j} = \text{arctg}(tg \alpha_{t10} + j \Delta \varphi);$$

$$r_{b1} = r_1 \cos \alpha_t, \quad r_1 = mz_1 / 2 \cos \beta, \quad r_{b2} = r_2 \cos \alpha_t, \quad r_2 = mz_2 / 2 \cos \beta;$$

$$tg \alpha_{t10} = (1+u) tg \alpha_t - \frac{u}{\cos \alpha_t} \sqrt{(r_{20}/r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t}, \quad r_{a2} = r_2 + m, \quad r_{20} = r_{a2} - r, \quad r = 0,2m;$$

$$r_{2j} = \sqrt{a_w^2 + r_{1j}^2 - 2a_w r_{1j} \cos(\alpha_t - \alpha_{t1j})}, \quad r_{1j} = r_1 \cos \alpha_t / \cos \alpha_{t1j}, \quad a_w = (z_1 + z_2)m / 2 \cos \beta;$$

$\Delta \varphi$ - кут повороту (вибраний) зубів шестерні з точки початкового контакту (т.0) в точку 1 і т. д.;

u - передаточне відношення передачі;

a_w - міжосьова відстань.

Ресурс t_* передачі до заданого допустимого зношування h_{k*} зубів коліс за умови незмінності

$p_{j \max}$ встановлювався так:

$$t_* = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad k = 1; 2, \quad (9)$$

де $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ - лінійне зношування зубів у вибраних точках j робочої поверхні протягом однієї години роботи передачі;

$k = 1$ - шестерня, $k = 2$ - зубчасте колесо;

$n_2 = n_1 / u$ - кількість обертів зубчастого колеса;

h'_{kj} - лінійне зношування зубів в т. j профілів протягом однієї взаємодії;

мінімальний ресурс t_{\min} буде для найбільшого із зношень \bar{h}_{kj} .

Згідно [1]:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j \max})^{m_k}}{C_k (0.35 \sigma_B)^{m_k}}, \quad (10)$$

де $t'_j = 2b_j / v_0$ - час одиничного контакту зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j$;

$v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha_t$ - швидкість переміщення точки контакту по контуру зуба;

ω_1 - кутова швидкість шестерні;

v_j - швидкість ковзання;

C_k, m_k - характеристики зносостійкості матеріалів коліс для вибраних умов роботи;

σ_B - границя міцності матеріалів при розтягу;

$2b_j = 3.044 \sqrt{N' \rho_j / E}$ - ширина площадки контакту зубів.

Швидкість ковзання:

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (tg \alpha_{t1j} - tg \alpha_{t2j}). \quad (11)$$

де $\alpha_{t2j} = \arccos[(r_2 / r_{2j}) \cos \alpha]$.

Дані для обчислень: $z_1 = 20$; $P = 5$ кВт; $K_g = 1.6$; $m = 3$ мм; $u = 4$; $n_1 = 700$ об/хв; $\beta = 10^\circ$; $\Delta \varphi = 4^\circ$; $h_* = 0.5$ мм - допустиме зношування зубів; мащення - осьова олива з 3% протизношувальної

присадки з кінематичною в'язкістю $v_{+50^{\circ}} \approx 15$ сСт; $f = 0.05$; матеріали коліс: шестерня – сталь 38ХМЮА, азотована на глибину 0.4 ... 0.5 мм, НВ 600; $\sigma_B = 1040$ МПа, $C_1 = 3.9 \cdot 10^6$, $m_1 = 2$; колесо – сталь 40Х, об'ємне гартування, НВ 341; $\sigma_B = 981$ МПа, $C_2 = 0.17 \cdot 10^6$, $m_2 = 2.5$; $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа; коефіцієнти коригування: $x_1 = -x_2 = 0; 0.2; 0.4; 0.6$; $a_W = 150$ мм.

Результати розв'язку подано на рис. 1, 2. Відповідно на рис. 1 показано характер зміни тисків $p_{j\max}$ в процесі взаємодії зубів коліс вибраної ширини з урахуванням парності зачеплення. Верхні графіки відповідають $b_W = 30$ мм та дво – одно - двопарному зачепленню зубів, а нижні - $b_W = 54,275$ мм та три – дво – трипарному зачепленню зубів.

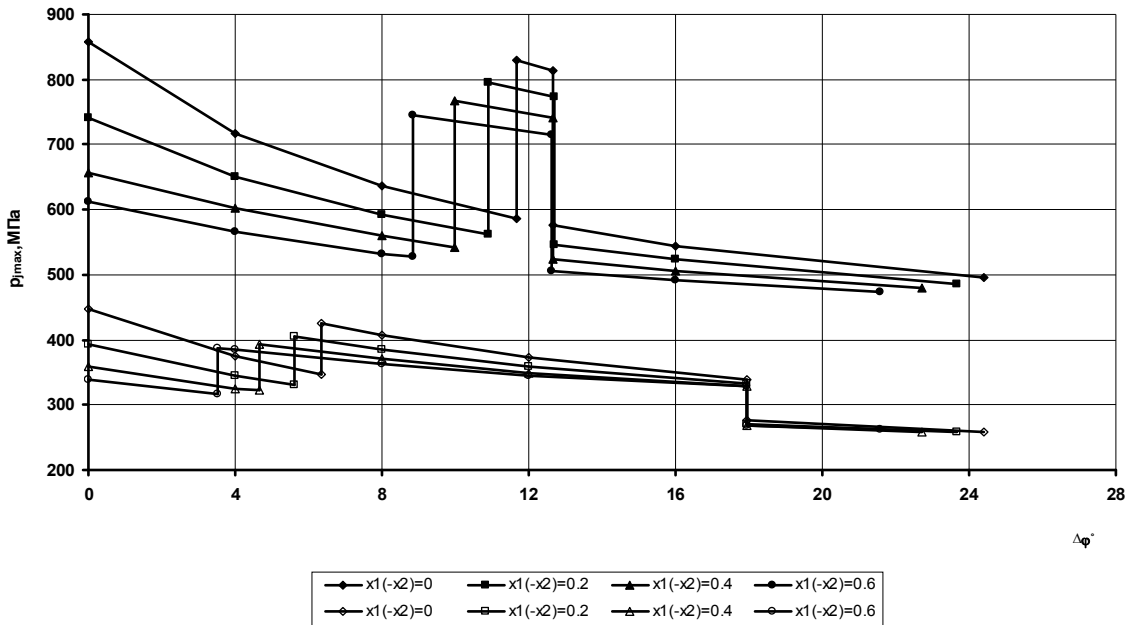


Рис. 1 – Зміна початкових контактних тисків протягом циклу зачеплення зубів

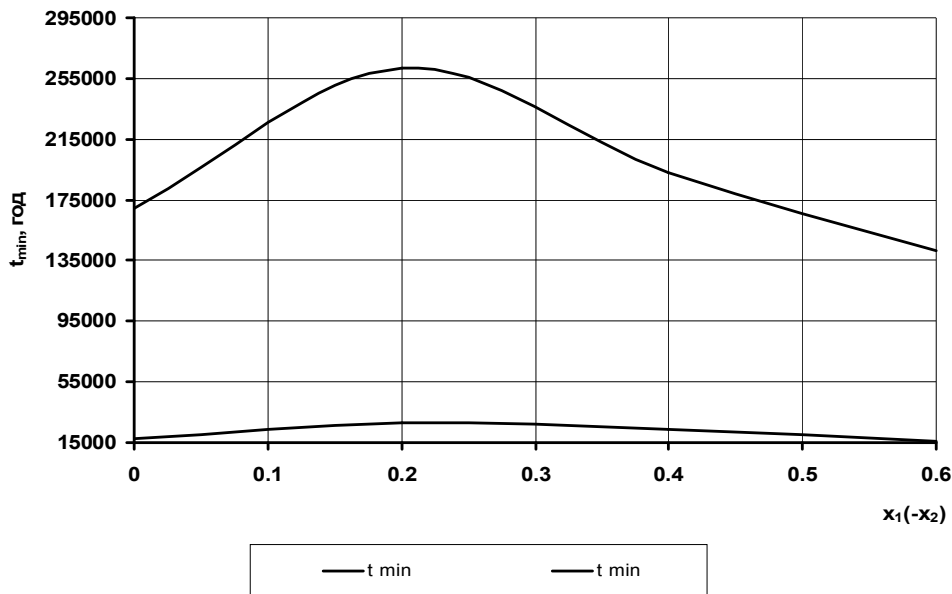


Рис. 2 – Вплив коригування на мінімальний ресурс передач:
- верхня крива – $b_W = 54,275$ мм;
- нижня – $b_W = 30$ мм

Зниження $p_{j\max}$ відбулось на вході у зачеплення в 1,92 ... 1,8 рази та в 1,95 рази в точках зміни парності зачеплення внаслідок збільшення ширини коліс та зміни парності зачеплення. Лише при відсутності коригування на вході у зачеплення контактні тиски є дещо вищими, ніж на вході зубів у зачеплення з нижчою парністю. При наявності коригування зубів ця тенденція є оберненою. Коригування зачеплення спричиняє зниженню $p_{j\max}$, особливо на вході зубів у зачеплення, де швидкість ковзання сягає найвищих значень.

Однак значно суттєвішим є вплив ширини коліс та зміни парності зачеплення на мінімальну довговічність передачі, що показано на рис. 2. У таблиці також наведено її відносне зростання при збільшенні ширини коліс. Найбільша довговічність буде при коефіцієнтах коригування $x_1 = -x_2 = 0,2$.

Таблиця

Довговічність передач та її відносне збільшення

b_{w3} , мм	$x_1 = -x_2$			
	0	0.2	0.4	0.6
54.275	169088	261791	192917	141663
30	17329	28312	23654	16058
$\tilde{t} = t_{54.275} / t_{30}$	9.76	9.25	8.16	8.82

Отже збільшення ширини коліс в 1,809 рази при забезпеченні незмінності мінімальної довжини лінії контакту призводить до зростання довговічності передачі до 9,76 рази порівняно з передачею з вузькими колесами. При оптимальних значеннях коефіцієнтів коригування довговічність є вищою в 1,55 рази порівняно з некоригованим зачепленням.

Література

1. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Дослідження умов зачеплення зубів циліндричної евольвентної передачі на контактну міцність, зношування і довговічність. Част. 1. Постійні умови взаємодії у некоригованому зачепленні // Проблеми трибології. – 2014. – №3. – С. 84 – 92.
2. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Дослідження умов зачеплення зубів циліндричної евольвентної передачі на контактну міцність, зношування і довговічність. Част. 2. Постійні умови взаємодії у коригованому зачепленні // Проблеми трибології. – 2014. – №4. – С. 6 – 15.

Поступила в редакцію 21.11.2016

Chernets M.V. **To the question of the choice the rational width of gear-wheels in helical cylindrical gear after the condition of constancy contact line of teeth.**

Is offered the condition for determination the width of wheels, at that minimum length of the contact line in helical cylindrical gear will be unchange in the process of their hooking. Is conducted the comparative estimation of maximal contact pressures and the gear durability with height engagement correlation.

Key words: cylindrical involute helical gear, height engagement, minimum length of the contact teeth line, rational width of wheels, maximal contact pressures, gear durability.

References

1. Chernec M.V., Chernec Yu.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoszuвання i dovhovicznist. Czast. 1. Postijni umovy vzaiemodiji u nekoryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №3, 2014. S.84 - 92.

2. Chernec M.V., Chernec Yu.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoszuвання i dovhovicznist. Czast. 2. Postijni umovy vzaiemodiji u koryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №4, 2014. S.6 - 15.