

Чернець М.В.,* ****Чернець Ю.М.***

* Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка,

м. Дрогобич, Україна,

** Люблінський політехнічний інститут

м. Люблін, Польща

E-mail: chernets@drohobych.net

**ДОСЛІДЖЕННЯ УМОВ ЗАЧЕПЛЕННЯ
ЗУБІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ЕВОЛЬВЕНТНОЇ
ПЕРЕДАЧІ НА КОНТАКТНУ МІЦНІСТЬ,
ЗНОШУВАННЯ І ДОВГОВІЧНІСТЬ.
ЧАСТИНА. 1. ПОСТІЙНІ УМОВИ
ВЗАЄМОДІЇ У НЕКОРИГОВАНОМУ
ЗАЧЕПЛЕННІ**

УДК 539.3: 539.538: 539.621

Згідно методу розрахунку зношування і довговічності зубчастих передач проведено дослідження впливу дво - одно - двопарного зачеплення на максимальні контактні тиски, зношування зубів і довговічність передачі за постійних умов контакту у некоригованому косозубому зачепленні. Наведено спосіб визначення кутів переходу з двопарного до однопарного зачеплення зубів і обернено. Встановлено, що максимальні контактні тиски на вході у двопарне та однопарне зачеплення є близькими. Максимальне зношування досягається на вході у однопарне зачеплення (прямозуба передача) чи на вході у двопарне зачеплення (косозуба передача). Отримані результати подано графічно, що дозволяє відслідкувати закономірності впливу умов зачеплення.

Ключові слова: циліндрична евольвентна зубчаста передача, дво - одно - двопарне зачеплення, контактний тиск, зношування зубів, довговічність передачі.

Циліндричні зубчасті передачі з евольвентним зачепленням знаходять широке застосування у різного роду машинах, обладнанні та пристроях. У залежності від геометричних параметрів передачі, зокрема від кута нахилу зубів і ширини коліс сумарний коефіцієнт перекриття ϵ_γ буде змінюватись у широких межах. Відповідно при $\epsilon_\gamma < 2$ буде дво - одно - двопарне зачеплення, а при $\epsilon_\gamma > 2$ – три – дво - трипарне і т.д. Зміна (зменшення) парності зачеплення зубів при обертанні коліс спричиняє зміну усіх вищевказаних параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії: зростання контактних тисків та зношування зубів, зниження довговічності роботи. Тому практично важливою є оцінка впливу на них умов зачеплення зубів протягом нормативного періоду експлуатації передачі. Відомі у літературі методи [1 - 5] дозволяють досліджувати кінетику зношування циліндричних зубчастих передач окремо при однопарному чи двопарному зачепленні, приймаючи механізм абразивного зношування зубів, який не відповідає умовам роботи закритих передач. Попередньо в працях [6 - 11] було досліджено окремо однопарне та двопарне зачеплення зубів за розробленим методом оцінки зношування і ресурсу, де покладається механізм втомного зношування спряжених поверхонь зубів при терті кочення з проковзуванням в умовах граничного мащення.

Розрахунок параметрів контактної та трибоконтактної взаємодії зубів у некоригованому зачепленні за умов незмінності вихідних параметрів контакту (максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ та ширини області $2b_j$ контакту) проведено згідно з [11]. Функція лінійного зношування зубів у довільній точці j робочої поверхні:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (fp_{j\max})^{m_k}}{C_k (0,35\sigma_B)^{m_k}}, \quad (1)$$

де h'_{kj} – лінійне зношування зубів в j -ій точці контакту протягом часу $t'_j = \text{var}$;

$t'_j = 2b_j / v_0$ – час трибоконтакту 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;

α_t – торцевий кут зачеплення;

$k = 1; 2$ – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо);

$j = 0, 1, 2, 3, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів;

v_j – швидкість ковзання;

$p_{j\max}$ – максимальний контактний тиск у j -ій точці зачеплення;

C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів коліс для вибраних умов роботи.

Визначення максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ та ширини площадки контакту $2b_j$ проводиться за формулами Герца з урахуванням парності зачеплення зубів:

$$p_{j\max} = 0,418\sqrt{N'\theta/\rho_j}, \quad 2b_j = 2,256\sqrt{\theta N'\rho_j}, \quad (2)$$

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

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

P – потужність на ведучому валу;

K_g – коефіцієнт динамічності;

l_{\min} – мінімальна довжина ліній контакту зубів у зачепленні;

w – кількість пар зачеплень зубів;

$\theta = (1 - \nu_1^2)/E_1 + (1 - \nu_2^2)/E_2$;

E, ν – модулі Юнга та коефіцієнти Пуасона матеріалів зубчастих коліс;

ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі.

Ресурс t^* передачі для заданого допустимого зношування h_{k*} зубів знаходиться так:

$$t^* = h_{k*} / \bar{h}_{kj}, \quad (3)$$

де $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ – лінійне зношування зубів у вибраних точках j робочої поверхні протягом однієї години роботи передачі; мінімальний ресурс t_{\min}^* буде для найбільшого із зношень \bar{h}_{kj} .

Радіуси кривини профілю косих зубів (зведений, шестерні, колеса) визначаються за формулами:

$$\rho_j = \frac{\rho_{1j}\rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}, \quad \rho_{1j} = \frac{\rho_{t1j}}{\cos \beta_b}, \quad \rho_{2j} = \frac{\rho_{t2j}}{\cos \beta_b}, \quad (4)$$

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

$\rho_{t1j} = r_{b1} \operatorname{tg} \alpha_{t1j}$, $\rho_{t2j} = r_2 \sqrt{(r_{2j}/r_2)^2 - \cos^2 \alpha_t}$;

$\alpha_{t1j} = \arctg(\operatorname{tg} \alpha_{t10} + j \Delta \Phi)$, $\alpha_{t2j} = \arccos\left[\left(r_2/r_{2j}\right) \cos \alpha\right]$;

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

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

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

β – кут нахилу зубів;

$\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення;

r_1, r_2 – відповідно радіуси ділільних кіл шестерні і колеса;

r – радіус заокруглення вершин зубів;

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

u – передаточне відношення передачі;

m – модуль зачеплення;

z_1, z_2 – числа зубів коліс;

n_1 – число обертів шестерні.

Швидкість ковзання:

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (\operatorname{tg} \alpha_{t1j} - \operatorname{tg} \alpha_{t2j}). \quad (5)$$

Мінімальна довжина лінії контакту

$$l_{\min} = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{(1-n_\alpha)(1-n_\beta)}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \text{ при } n_\alpha + n_\beta > 1, \quad l_{\min} = \frac{b_w \varepsilon_\alpha}{\cos \beta_b} \left[1 - \frac{n_\alpha n_\beta}{\varepsilon_\alpha \varepsilon_\beta} \right] \text{ при } n_\alpha + n_\beta \leq 1, \quad (6)$$

де b_w – ширина шестерні;

$\varepsilon_\alpha, \varepsilon_\beta$ – відповідно коефіцієнти торцевого і покрокового перекриття передачі;

n_α, n_β – дробові частини вказаних коефіцієнтів перекриття;

$$\varepsilon_\alpha = \frac{t_1 + t_2}{t_z}, \quad \varepsilon_\beta = \frac{b_w \sin \beta}{\pi m}, \quad \varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta, \quad t_1 = \frac{e_1}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_2 = \frac{e_2}{\omega_1 r_{b1}}, \quad t_z = \frac{2\pi}{z_1 \omega_1},$$

$$e_1 = \sqrt{r_{1s}^2 - r_{b1}^2} - r_1 \sin \alpha_t, \quad e_2 = \sqrt{r_{20}^2 - r_{b2}^2} - r_2 \sin \alpha_t, \quad r_{1s} = r_{a1} - r, \quad r_{a1} = r_1 + m.$$

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

$$\Delta\varphi_{1F_2} = \varphi_{10} - \varphi_{1F_2}, \quad \Delta\varphi_{1F_1} = \varphi_{10} + \varphi_{1F_1}; \quad (7)$$

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

$$\operatorname{tg} \alpha_{F_2} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_1) + 0,5 b_w \operatorname{tg} \beta_b}{r_1 \cos \alpha}, \quad \operatorname{tg} \alpha_{F_1} = \frac{r_1 \sin \alpha_t - (p_b - e_2) - 0,5 b_w \operatorname{tg} \beta_b}{r_1 \cos \alpha};$$

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

Кут виходу $\Delta\varphi_{1E}$ зубів із зачеплення встановлюється подібно як вище так:

$$\Delta\varphi_{1E} = \varphi_{10} + \varphi_{1E}; \quad (8)$$

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

Числовий розв'язок трибоконтактної задачі проведено при таких даних: $z_1 = 20$; $b_w = 30$ мм; $P = 5$ кВт; $K_g = 1,6$; $m = 3$ мм; $u = 4$; $n_1 = 700$ об/хв; $\beta = 0^\circ, 10^\circ, 12^\circ$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $h_* = 0,5$ мм – допустиме зношування зубів; машення – осьова олива з 3 % протизношувальної присадки з кінематичною в'язкістю $v_{+50^\circ} \approx 15$ сСт; $f = 0,05$; досліджується дво – одно - двопарне зачеплення зубів; 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, $\nu = 0,3$.

Результати розв'язку подано на рис. 1 - 3. Відповідно на рис. 1 показано характер зміни тисків $p_{j\max}$ в процесі взаємодії зубів з урахуванням парності зачеплення. Аналіз результатів свідчить, що при двопарному зачепленні контактні тиски (напруження) є в $\sqrt{2}$ рази меншими, ніж при однопарному зачепленні. Ця обставина спричиняє, що максимальні тиски на вході у зачеплення і при куті $\Delta\varphi_{1F_2}$ переходу від двопарного до однопарного зачеплення будуть близькими. При куті нахилу зубів $\beta = 0^\circ$ дещо нижчими є тиски $p_{0\max}$, а в міру його зростання вони будуть дещо перевищувати $p_{F_2\max}$. Отже контактна міцність зубів циліндричної косозубої передачі коректно може бути оцінена з урахуванням умов зачеплення зубів, хоча, як вказано вище, наближено можна її прийняти і за тисками $p_{0\max}$ чи, навіть при $\beta > 0$, за тисками у полюсі зачеплення передачі. Зона двопарного зачеплення зростає при збільшенні кута нахилу зубів, бо збільшується сумарний коефіцієнт ε_γ перекриття.

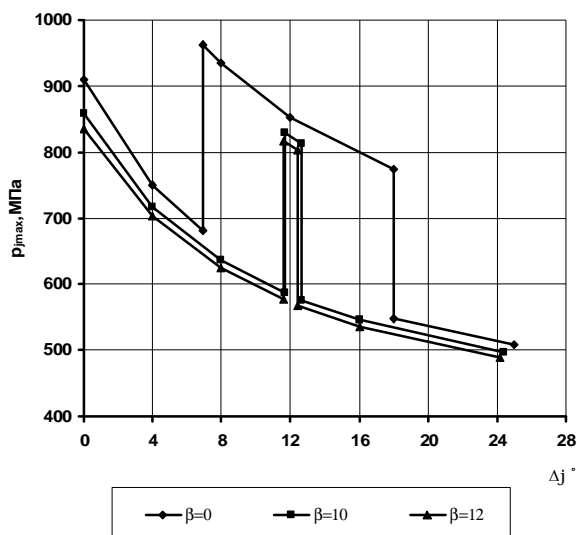


Рис. 1 – Максимальні контактні тиски у зачепленні

На рис. 2 наведено лінійне зношування зубів.

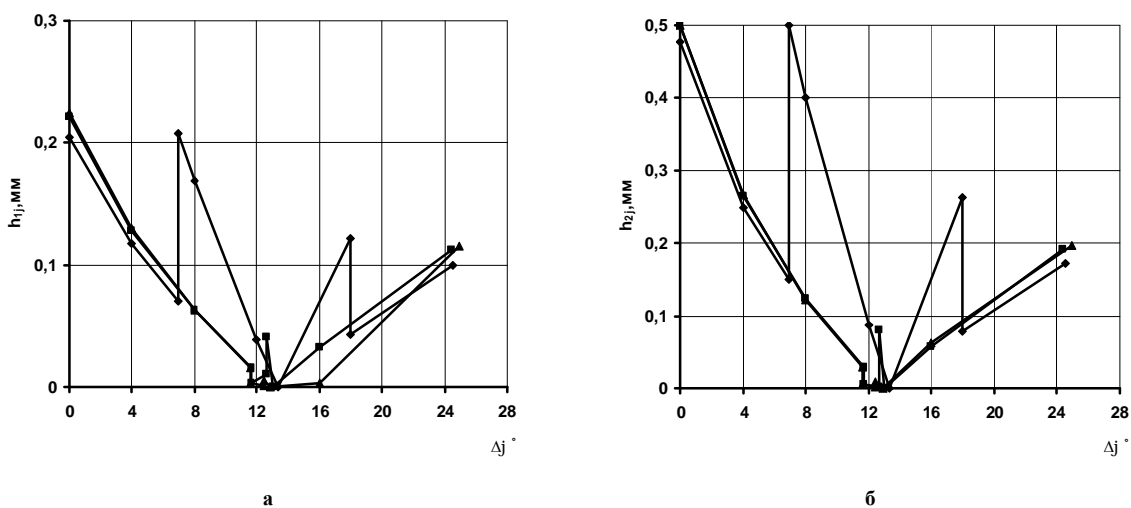


Рис. 2 – Зношування профілів зубів передачі:
а – шестерня;
б – зубчасте колесо

Встановлено, що зуби колеса зношуються приблизно вдвічі більше, ніж зуби шестерні. Максимальне зношування зубів колеса у прямозубій передачі досягається в точці зачеплення, що окреслена кутом $\Delta\varphi_{1F_2}$. Близьким до цього є зношування h_{20} на вході у зачеплення. Зростання кута нахилу зубів призводить до того, що максимальне зношування буде на вході у зачеплення. В полюсі зачеплення зношування зубів немає, бо тут швидкість ковзання рівна нулю.

Мінімальна довговічність t_{\min} передачі зростає із збільшенням кута зачеплення β (рис. 3). Вона встановлюється для точки контакту робочої поверхні зуба колеса, у якій досягається допустиме зношування h_{2*} .

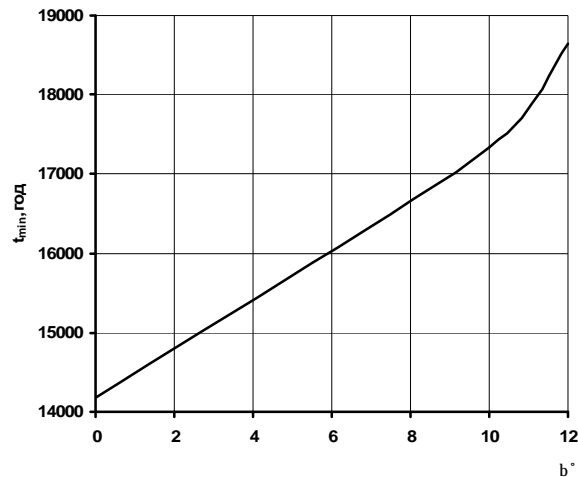


Рис. 3 – Довговічність передачі

Як свідчать проведені за наведеним методом дослідження параметрів контактної та трибоконтантної взаємодії циліндричних косозубих передач умови зачеплення зубів виявляють на них значний вплив.

Література

1. Дроздов Ю.Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения // В кн. : Износостойкость. - М.: Наука, 1975. – С. 120-135.
2. Проников А.С. Надежность машин. – М.: Машиностроение, 1978. – 590 с.
3. Гриб В.В. Решение триботехнических задач численными методами. – М.: Наука, 1982. – 112 с.
4. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears // Wear. – 1997. – №207 (1-2). – P. 16-23.
5. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears // Tribotest Journal. – 1999. – №5 (3). – P. 225-250.
6. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / Під заг. ред. М.В.Чернеця. – Дрогобич: Вимір. – 2002. – 128 с.
7. Чернець М.В., Келбінські Ю. Расчетная оценка износа и ресурса косозубых эвольвентных цилиндрических передач // Проблемы трибологии. – 2004. – № 3. – С. 61 - 70.
8. Чернець М., Келбінські Ю. Вплив нахилу зубів косозубих циліндричних передач та трибомеханічні, силові на кінематичні характеристики // Проблеми трибології. – 2006. – №4. – С. 3 – 7.
9. Чернець М.В. Береза В.В. Аналіз зношування та довговічності зубчастих передач за модифікованою моделлю // машинознавство. – 2008. – № 12. – С.18-21.
10. Чернець М.В., Береза В.В. До питання про закономірності впливу на довговічність і зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач їх основних параметрів. Ч.1. Прямозубі передачі // Проблеми трибології. – 2010. - № 3. – С. 11-17.
11. Чернець М.В., Береза В.В. До питання про закономірності впливу на довговічність і зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач їх основних параметрів. Ч.2. Косозубі передачі // Проблеми трибології. – 2010. – № 4. – С. 65-72.

Надійшла в редакцію 03.06.2014

Chernets M.V., Chernets Ju.M. **Investigation of teeth engagement conditions of cylindrical involute gear on contact strength, wear and durability. Part 1. Constant interaction conditions in non-correlated engagement.**

According to calculation method of tooth gears wear and durability there was conducted an investigation of influence of double – single – double - tooth engagement on maximal contact pressures, teeth wear and gear durability at constant contact conditions in non-correlated helical gearing. It is suggested the method of defining the angles of transition from double to single-tooth engagement and vice versa. It has been established that maximal contact pressures at the entry into double- and single-tooth engagement are similar. Maximal wear is achieved at the entry into single-tooth engagement (spur gear) or at the entry into double-tooth engagement (helical gearing). The obtained results are presented graphically what allows tracing the regularities of influence of engagement conditions.

Key words: cylindrical involute gear, double – single – double - tooth engagement, contact pressure, tooth wear, gear durability.

References

1. Drozdov Yu.N. K razrabotke metodiki rasczeta na iznasyvanie i modelirovanie trenija. V kn. : Iznosostojkost. M.: Nauka, 1975. S. 120-135.
2. Pronikov A.S. Nadezhnost maszyn. M.: Maszynostroenije, 1978. 590 s.
3. Hryb V.V. Reszenie trybotehniczeskih zadacz czislennymi metodami. M.: Nauka, 1982. 112 s.
4. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears. Wear. 1997. №207 (1-2). P. 16-23.
5. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears. Tribotest Journal, №5 (3), 1999. S. 225-250.
6. Ocinka dovhovicznosti, znoszuvannja ta kontaktnoi micsnosti zubczastyh peredacz. Pid zah. red. M.V.Chernecja. Drohobycz: Vymir. 2002. 128 s.
7. Chernec M.V., Kielbinski J. Rasczelnaja ocenka iznosa i resursa kosozubyh evolventnyh tsylindriczeskih peredacz. Problemy trybologii, № 3, 2004. S. 61 - 70.
8. Chernec M., Kielbinski J. Vplyv nahylu zubiv kosozubyh tsylindrycznyh peredacz na trybomehaniczni, sylovi ta kinematyczni harakterystyky. Problemy trybologii, №4, 2006. S. 3 - 7.
9. Chernec M.V., Bereza V.V. Analiz znoszuvannja ta dovhovicznosti zubczatyh peredacz za modyfikovaniju modellju. Maszynoznavstvo, № 12, 2008. S. 18-21.
10. Chernec M.V., Bereza V.V. Do pytannja pro zakonimirnosti vplyvu na dovhovicznist i znoszuvannja cylindrycznyh evolventnyh zubczastyh peredacz jih osnovnyh parametriv. Cz.1. Prjamozubi peredaczi. Problemy trybologii, № 3, 2010. S. 11-17.
11. Chernec M.V., Bereza V.V. Do pytannja pro zakonimirnosti vplyvu na dovhovicznist i znoszuvannja cylindrycznyh evolventnyh zubczastyh peredacz jih osnovnyh parametriv. Cz.2. Kosozubi peredaczi. Problemy trybologii, № 4, 2010. S. 65-72.