

Чернець М.В.,* ****Чернець Ю.М.***

* Дрогобицький державний педагогічний
університет ім. І. Франка,
** Люблінський політехнічний інститут
м. Люблін, Польща
E-mail: chernets@drohobych.net

**ДО ПИТАННЯ ОЦІНКИ УМОВ ВЗАЄМОДІЇ
ЗУБІВ У КОНІЧНІЙ ПЕРЕДАЧІ
НА КОНТАКТНІ ПАРАМЕТРИ
ТА ТРИБОТЕХНІЧНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ.
ЧАСТИНА 1. ПРЯМОЗУБА ПЕРЕДАЧА**

УДК 539.3: 539.538: 539.621

Наведено результати оцінки максимальних контактних тисків, зношування та довговічності конічної прямозубої передачі з урахуванням парності зачеплення зубів, зміни кривини їх евольвентних профілів внаслідок зношування та висотного коригування зачеплення. Розрахунок конічної передачі проведено як еквівалентної циліндричної передачі згідно авторського методу. Встановлені закономірності впливу зазначених умов взаємодії зубів в торцевому і внутрішньому перерізі вінця конічних коліс подано графічно. Виявлено оптимальні значення коефіцієнтів коригування, які забезпечують максимальну довговічність передачі.

Ключові слова: конічна прямозуба евольвентна зубчаста передача, контактний і трибоконтактний тиск, зношування зубів, довговічність передачі

Конічні передачі, які дозволяють передавати крутний момент під кутом $90^\circ \leq 2\delta < 90^\circ$ між осями, знаходять широке застосування. У випадку відсутності коригування зачеплення розрахунок їх навантажувальної здатності по визначенню максимальних контактних напружень, що виникають у полюсі зачеплення, проводиться згідно ДСТУ чи ISO. Однак, у випадку коригування зубів таких методів не розроблено, як і методів, де враховувались би умови співпраці кількох (двох, трьох) пар зубів у зачепленні. Стосовно оцінки зношування і довговічності зубчастих передач з урахуванням парності зачеплення на зміну кривини їх профілів, то частково вона реалізувалась лише у роботах авторів [1 - 5] за розробленими методами. У даній статті проведено дослідження впливу усіх зазначених чинників як на максимальні трибоконтактні тиски, так і на триботехнічні параметри.

Розрахунок конічної зубчастої передачі проведено як еквівалентної циліндричної передачі із торцевим та внутрішнім модулями конічного зачеплення, оскільки тут він змінюється по довжині зуба колеса: $m_{\max} \leq m \leq m_{\min}$. Тоді для розв'язку задачі використано метод оцінки контактної міцності, зношування і довговічності зубчастих передач [1, 3 - 5].

Відповідно обчислюють:

- початкові максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ (j – точки контакту коригованих зубів від входу у зачеплення до їх виходу з нього при обертанні коліс);

- лінійні зношування h_{1j}, h_{2j} зубів коліс з коригуванням в кожній із вибраних точок зачеплення, включаючи точки зміни його парності;

- мінімальна довговічність передачі з урахуванням перебігу зношування зубів з висотним коригуванням.

Дані для обчислень:

$z_{1K} = 20$ – кількість зубів конічного колеса;

$u_K = 3$ – передавальне відношення передачі;

$n_1 = 750$ об/хв – кількість обертів шестерні;

$P = 20$ кВт – номінальна потужність передачі;

$b = 50$ мм – довжина зуба;

$m_{\max} = 5$ мм – нормальний модуль зачеплення у торцевому перерізі колеса;

$m_{\min} = 3,391$ мм – нормальний модуль зачеплення у внутрішньому перерізі колеса;

$\Delta\varphi = 4^\circ$ – приріст кута обертання шестерні;

$h_{k*} = 0,5$ мм – допустиме зношування зубів;

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

Матеріали коліс: шестерня: сталь 38ХМЮА, азотування на глибину 0,4 ... 0,5 мм; колесо: сталь 40 X, об'ємне гартування. Машення – граничне оливою, при якій коефіцієнт тертя ковзання $f = 0,05$.

Коефіцієнти висотного коригування зубів коліс: $x_1 = -x_2 = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$.

У торцевому та внутрішньому перерізі вінця зачеплення зубів дво – одно - двопарне.

Результати обчислень наведено нижче на рисунках.

1. Торцевий переріз, $m_n = m_{\max} = 5$ мм

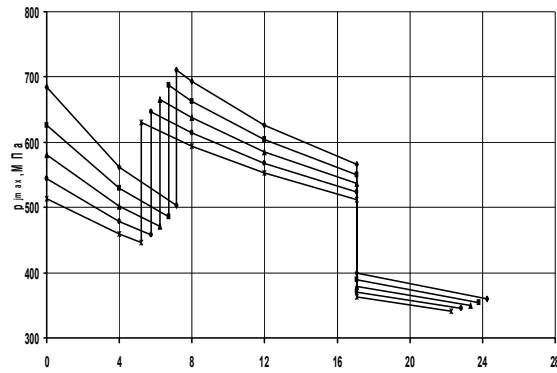


Рис. 1 – Зміна $p_{j\max}$ у процесі зачеплення зубів

Тут ліва і права зони – двопарне, а центральна зона – однопарне зачеплення. Збільшення коефіцієнтів зміщення спричиняє зниження $p_{j\max}$, особливо значно у лівій зоні.

На рис. 2 подано трансформацію трибоконтактних тисків $p_{jh\max}$ у результаті зношування зубів до допустимого зношування h_* в одній з точок профілю, зокрема зубів колеса.

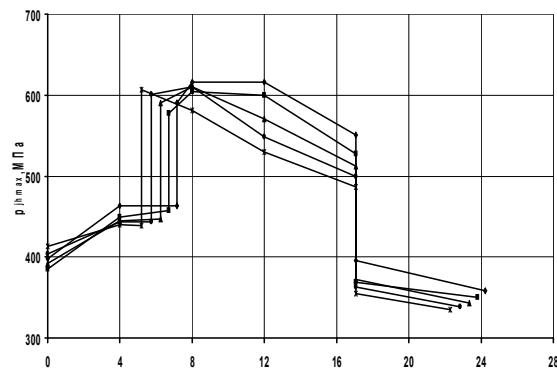
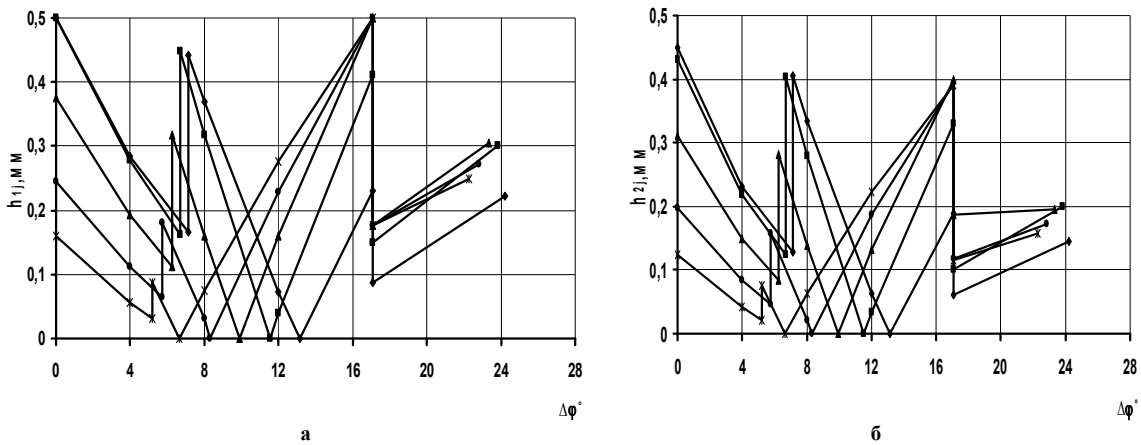


Рис. 2 – Трибоконтактні тиски $p_{j\max}$

Вона є дуже значною в усій лівій зоні двопарного зачеплення та достатньо помітною на початку зони однопарного зачеплення.

На рис. 3 зображено графіки лінійного зношування профілів зубів коліс в зоні їх зачеплення.



**Рис. 3 – Лінійне зношування зубів з висотним коригуванням:
а – шестерня;
б – колесо**

У залежності від величини $x_1 = -x_2$ допустиме зношування зубів конічної шестерні досягатиметься або на вході у двопарне зачеплення ($x_1 = -x_2 = 0; 0,1$), або на виході з однопарного зачеплення ($x_1 = -x_2 > 0,1$).

Рис. 4 зображає залежність мінімальної довговічності передачі (точки профілю зуба шестерні, у якій досягається h_{2*}) від величини коефіцієнтів зміщення $x_1 = -x_2$.

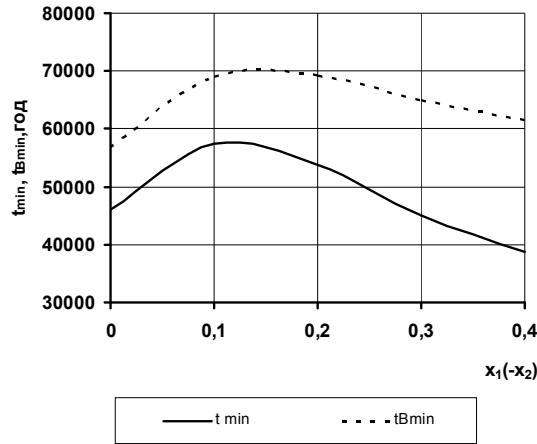


Рис. 4 – Довговічність передачі

Відповідно довговічність t_{Bmin} - з урахуванням зміни p_{jmax} у результаті зношування зубів, а t_{min} - за умови, що p_{jmax} не змінюється. Характерно, що у прийнятному діапазоні зміни коефіцієнтів зміщення $0 \leq x_1 = -x_2 \leq 0,4$ є оптимальне значення $x_1 = -x_2 \approx 0,13$. При цьому зношування зубів у трьох характерних точках профілю: на вході у двопарне, на вході у однопарне та на виході з нього будуть близькими за величиною. Довговічність t_{Bmin} є більшою від довговічності t_{min} передачі, зокрема при оптимальних значеннях коефіцієнтів зміщення в 1,22 рази.

2. Внутрішній переріз, $m_{min} = 3,391$ мм

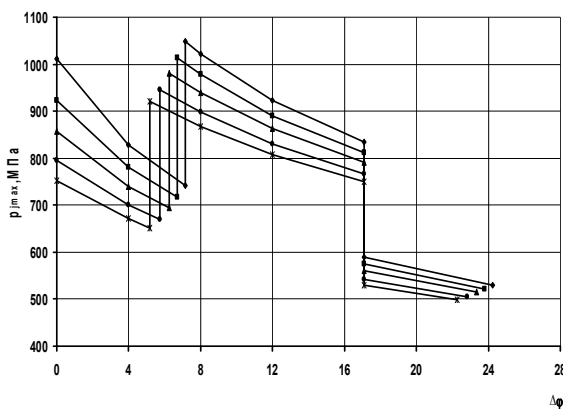


Рис. 5 – Зміна p_{jmax} у процесі зачеплення зубів

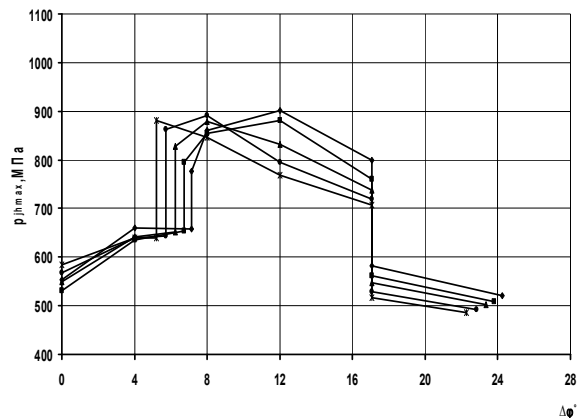


Рис. 6 – Трибоконтактні тиски p_{jmax}

У цьому перерізі p_{jmax} є близько 1,48 рази вищим, ніж у торцевому перерізі. Трансформація p_{jmax} має подібний характер (рис. 6), як це було попередньо (рис. 2).

Перебіг зношування зубів шестерні (рис. 7, а) є майже таким же, як і попередньо (рис. 3, а). А зуби колеса (рис. 7, б) зношуються дещо інтенсивніше, як в торцевому перерізі (рис. 3, б), досягаючи допустимого зношування $h_{1*} = 0,5$ мм при $x_1 = -x_2 = 0; 0,1$.

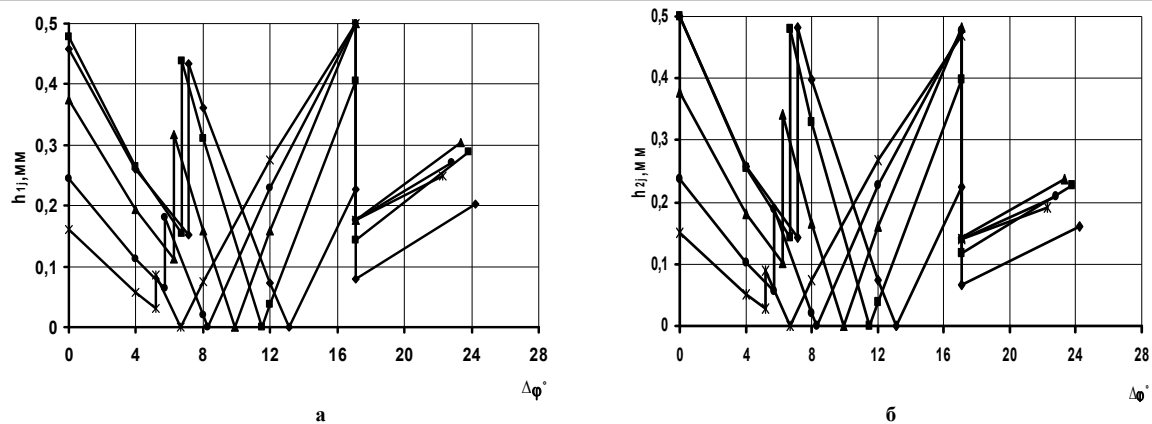


Рис. 7 – Лінійне зношування зубів з висотним коригуванням:
а – шестерня;
б – коесо

Мінімальна довговічність передачі при зміні $x_1 = -x_2$ показана на рис. 8.

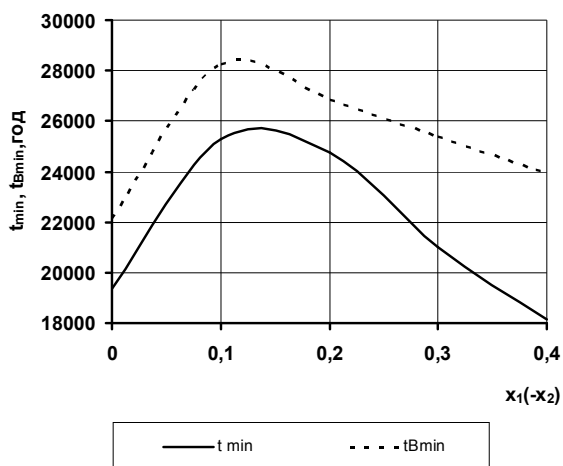


Рис. 8 – Довговічність передачі

Тут теж спостерігається оптимум значень $x_1 = -x_2 \approx 0,13$. З наведених результатів обчислень слідує, що довговічність передачі у внутрішньому перерізі (рис. 8) є до 2,27 рази меншою, ніж у торцевому перерізі (рис. 4). Тому було обчислено при цій довговічності зміну $p_{jh \max}$, h_{1j} , h_{2j} (рис. 9, 10).

3. Торцевий переріз, t_{\min} як у внутрішньому перерізі

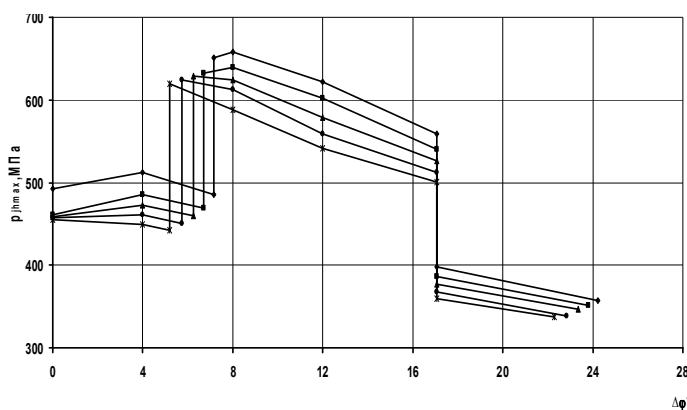


Рис. 9 – Дійсна трансформація $p_{j\max}$ у торцевому перерізі

Менш значимою зміна $p_{j\max}$ є як на вході у двопарне зачеплення, так і на вході в однопарне.

Дійсні величини зношування зубів показано на рис. 10.

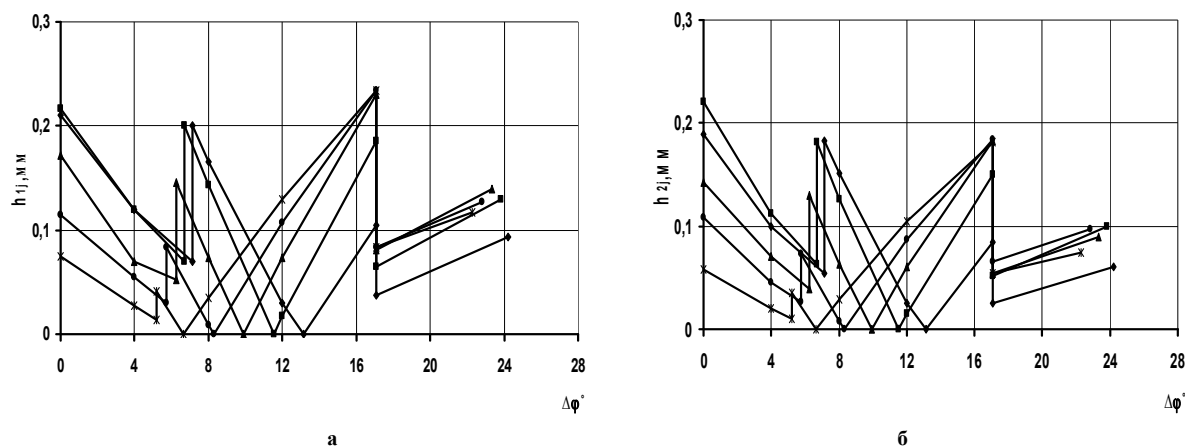


Рис. 10 – Лінійні зношування зубів коліс у торцевому перерізі:

а – шестерня;

б – колесо

Максимальне зношування зубів шестерні не перевищує 0,234 мм, а зубів колеса – 0,22 мм.

У результаті проведених досліджень встановлено, що:

- початкові максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ будуть у 1,475 рази вищими у внутрішньому перерізі вінця, що є закономірним оскільки тут модуль зачеплення є меншим у 1,475 рази, ніж у торцевому перерізі. Тобто зростання $p_{j\max}$ є пропорційним зменшенню величини модуля;

- найвищі значення $p_{j\max}$ виникають на вході у однопарне зачеплення;

- характер зміни $p_{j\max}$ в обох перерізах є близьким;

- із зростанням величини коефіцієнтів коригування $x_1 = -x_2$ знижуються початкові максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та трибоконтактні тиски $p_{jh\max}$;

- наявний оптимум коефіцієнтів коригування $x_1 = -x_2 \approx 0,13$, при якому довговічність передачі буде найбільшою, а зношування зубів у трьох характерних точках профілю: на вході у двопарне, на вході у однопарне та на виході з нього будуть близькими за величиною;

- перебіг лінійного зношування h_{1j}, h_{2j} зубів коліс подібний в обох перерізах;

- мінімальна довговічність передачі у внутрішньому перерізі вінця є до 2,27 разів нижчою, ніж у торцевому перерізі;

- дійсні величини максимального зношування у торцевому перерізі зубів шестерні складатимуть 46,8 %, а зубів колеса - 44 % від допустимого $h_{k*} = 0,5$ мм.

Література

1. Чернець М.В. Вплив умов зачеплення зубів прямозубої конічної передачі на їх контактну міцність // Проблеми трибології. – 2013. – №3. – С. 109 - 113.

2. 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.

3. 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.

4. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Дослідження умов зачеплення зубів циліндричної евольвентної передачі на контактну міцність, зношування і довговічність. Част. 3. Змінні умови взаємодії у некоригованому зачепленні // Проблеми трибології. -2014. – №4. – С. 49 - 53.

5. Чернець М.В., Чернець Ю.М. Дослідження умов зачеплення зубів циліндричної евольвентної передачі на контактну міцність, зношування і довговічність. Част. 4. Змінні умови взаємодії у коригованому зачепленні // Проблеми трибології. – 2015. – №1. – С. 69 - 76.

Chernets M.V, Chernets Ju.M. **To the question of estimation of teeth interaction conditions in bevel gear on contact parameters and tribotechnical characteristics. Part 1. Spur gear.**

In the paper are presented the results of estimation of maximum contact pressures, wear and durability of straight bevel gear taking into account parity of teeth engagement, change of their involute profiles curvature in the result of wear and angular correction of engagement. Calculation of bevel gear is conducted as for the equivalent cylindrical gear according to the author's method. The established regularities of influence of mentioned conditions of teeth interaction in front and internal cut of bevel wheels rim are presented graphically. Optimum values of correction coefficients, which provide maximum gear durability, are revealed.

Key words: straight bevel involute tooth gear, contact and tribocontact pressure, teeth wear, gear durability

References

1. Chernec M.V. Vplyv umov zaczeplennia zubiv priamozuboi konicznoi peredaczi na jih kontaktnu micnist. Problemy trybologii, №3, 2013. S. 109 – 113.
2. Chernec M.V., Chernec Ju.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoshuvannia i dovhovicznist. Czast. 1. Postijni umovy vzaiemodiji u nekoryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №3, 2014. S. 84 – 92.
3. Chernec M.V., Chernec Ju.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoshuvannia i dovhovicznist. Czast. 2. Postiini umovy vzaiemodiji u koryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №4, 2014. S. 6– 15.
4. Chernec M.V., Chernec Ju.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoshuvannia i dovhovicznist. Czast. 3. Zminni umovy vzaiemodiji u nekoryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №4, 2014. S. 49 – 53.
5. Chernec M.V., Chernec Ju.M. Doslidzhennia umov zaczeplennia zubiv cylindrycznoi evolventnoi peredaczi na kontaktnu micnist, znoshuvannia i dovhovicznist. Czast. 4. Zminni umovy vzaiemodiji u koryhovanomu zaczeplenni. Problemy trybologii, №1, 2015. S. 69 - 76.