

**Чернець М.В.,
Чернець Ю.М.**

Люблінський політехнічний інститут,
м. Люблін, Польща
E-mail: chernets@drohobych.net

**ОЦІНКА КОНТАКТНОЇ МІЦНОСТІ,
ЗНОШУВАННЯ І ДОВГОВІЧНОСТІ
ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПРЯМОЗУБОЇ ТЯГОВОЇ
ПЕРЕДАЧІ ЕЛЕКТРОВОЗА ЗА ВИСОТНОГО
КОРИГУВАННЯ ЗАЧЕПЛЕННЯ**

УДК 539.3: 539.538: 539.621

Для тягової прямозубої циліндричної передачі електровоза проведено розрахунок максимальних контактних тисків, зношування зубів і довговічності при висотному коригуванні зачеплення. Встановлено закономірності зміни трибоконтактних тисків у зачепленні після досягнення допустимого зношування у залежності від величин коефіцієнтів зміщення у фазах дво - одно - двопарного зачеплення. Спостерігається суттєво більша величина максимальних контактних тисків на вході у однопарне зачеплення, ніж на вході у двопарне зачеплення. Залежно від величини коефіцієнтів зміщення максимальне (допустиме) зношування зубів колеса досягається у різних характерних точках контакту: на вході у однопарне зачеплення зубів у некоригованій передачі та на виході з нього за наявності коригування. Довговічність передачі має оптимум при коефіцієнтах зміщення $x_1 = -x_2 = 0,1$ і в цьому випадку вона є вищою в 1,245 рази, ніж у некоригованій передачі.

Ключові слова: циліндрична евольвентна прямозуба передача, висотне коригування зачеплення, контактний тиск, зношування зубів, довговічність передачі

У електровозах застосовують тягову циліндричну передачу з прямими зубами. Відповідно тут виникатиме мішане (дво - одно - двопарне) зачеплення зубів з коефіцієнтом перекриття $\epsilon_\alpha > 1,3$. У цій силевій передачі використовується висотне коригування зубів з метою забезпечення її підвищеної навантажувальної здатності та згинальної міцності зубів при незмінній міжосьовій відстані. Оскільки у процесі роботи передачі виникатиме дво - одно - двопарне зачеплення зубів, то у статті з використанням методу [1 - 4] наведено результати досліджень впливу парності як на максимальні контактні напруження (тиски), так і на зношування та довговічність зубчастих передач. Слід зазначити, що у літературі наявні окремі дослідження впливу висотного коригування зачеплення на контактні напруження [5 - 7], однак відсутні дослідження його впливу на зношування та довговічність зубчастих передач.

Розв'язок трибоконтактної задачі проведено при таких даних:

$z_1 = 24$ – кількість зубів шестерні;

$b_w = 230$ мм – ширина шестерні;

$P = 670$ кВт – номінальна потужність передачі;

$K_g = 1,6$ – коефіцієнт динамічності роботи;

$m = 16$ мм – модуль зачеплення;

$u = 4$ – передавальне відношення передачі;

$n_1 = 400$ об/хв – кількість обертів шестерні;

$h_{1*} = 1,4$ мм – допустиме зношування зубів шестерні;

$h_{2*} = 2,0$ мм – допустиме зношування зубів колеса;

$f = 0,05$ – коефіцієнт тертя ковзання при граничному терті;

мащення - олива для передач локомотивів ОС – Л (літня) з кінематичною в'язкістю $\nu_{+100} = 7...12$ сСт;

коефіцієнти зміщення: $x_1 = -x_2 = 0; 0,1; 0,2; 0,3; 0,4$;

$a_w = 960$ мм – міжосьова відстань.

Матеріали коліс:

- шестерня - сталь 20ХНЗА цементація або нітроцементація на глибину 1,6 ... 2,4 мм, 58 ± 3 HRC;

$C_1 = 5,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 1,9$ – характеристики зносостійкості;

- колесо - сталь 55Ф об'ємне гартування з високим відпуском, 280 – 321 НВ; $C_2 = 0,4 \cdot 10^6$,

$m_2 = 2,2$;

$E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа – модуль Юнга; $\nu = 0,3$ – коефіцієнт Пуассона.

Результати розв'язку подано на рис. 1 - 4. Зокрема на рис. 1 подано зміну початкових максимальних контактних тисків $p_{j\max}$ у залежності від кута $\Delta\varphi$ повороту шестерні при обертанні коліс в точках $j = 0, 1, 2, \dots$, що відповідають кутам $\Delta\varphi = 0, 4^\circ, 8^\circ$ і т.д.

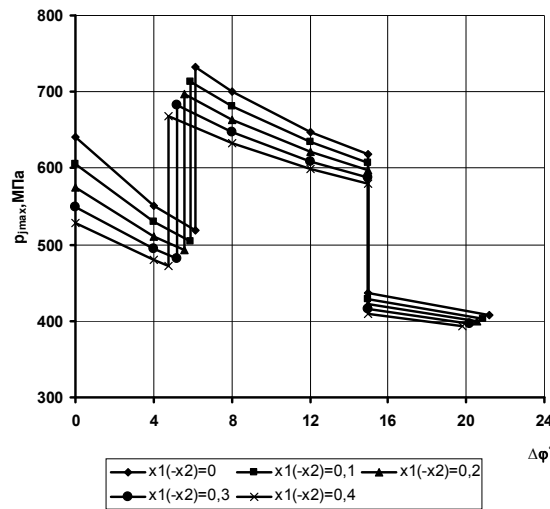


Рис. 1 – Максимальні контактні тиски у зачепленні

Максимальні тиски $p_{j\max}$ є у 1,41 рази меншими у першій фазі двопарного зачеплення, ніж у фазі однопарного зачеплення при усіх величинах коефіцієнтів зміщення $x_1 = -x_2$. Коригування зубів забезпечує їх зниження у порівнянні з некоригованим зачепленням у першій фазі двопарного та однопарного зачеплення. У другій фазі двопарного зачеплення їх зміна є менш значимою.

Зуби колеса швидше досягають допустимого зношування h_{2*} , ніж зуби шестерні – h_{1*} . Перебіг зношування h_{2j} зубів колеса у залежності від повороту коліс показано на рис. 2.

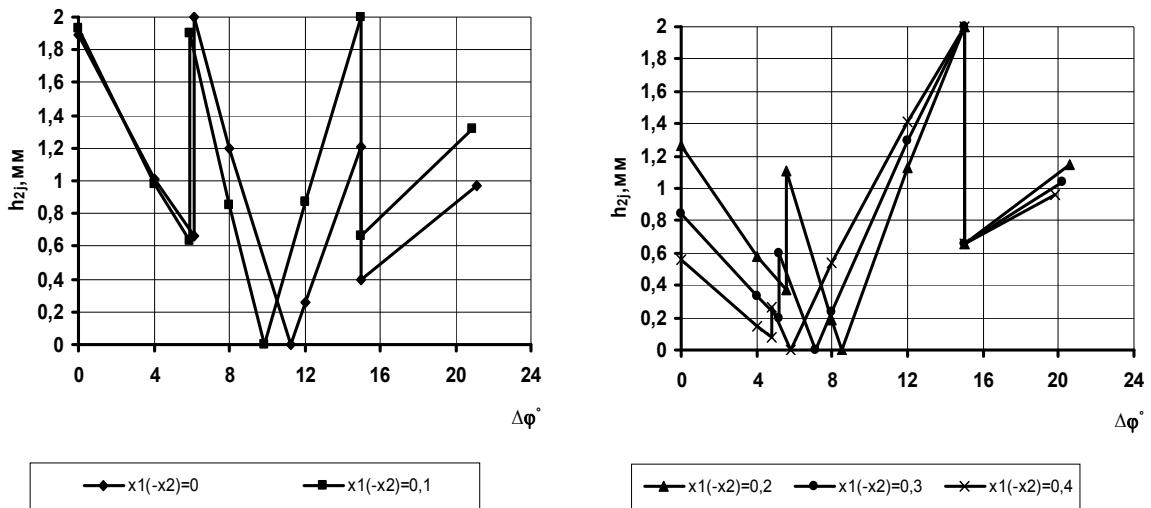


Рис. 2 – Вплив коригування зачеплення на зношування зубів колеса

Характер зношування зубів залежить від величини коефіцієнтів коригування. При $x_1 = -x_2 = 0$ допустиме зношування зубів колеса і максимальне зношування зубів шестерні буде на вході у однопарне зачеплення, а в подальшому при збільшенні коефіцієнтів коригування воно буде на їх виході із нього. У некоригованій передачі зуби мають практично рівновелике зношування на вході у двопарне і однопарне зачеплення. При коригуванні з коефіцієнтами $x_1 = -x_2 = 0,1$ рівновелике зношування буде на вході у двопарне, однопарне та на виході з однопарного зачеплення. Встановлено, що зуби колеса зношуються в 1,75 ... 1,85 рази швидше, ніж зуби шестерні.

На рис. 3 подано мінімальну довговічність t_{\min} передачі, тобто для тієї точки зачеплення, у якій найшвидше досягається задане допустиме зношування зуба колеса.

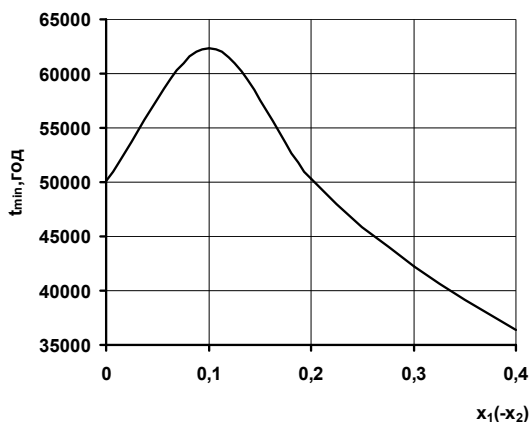


Рис. 3 – Довговічність передачі

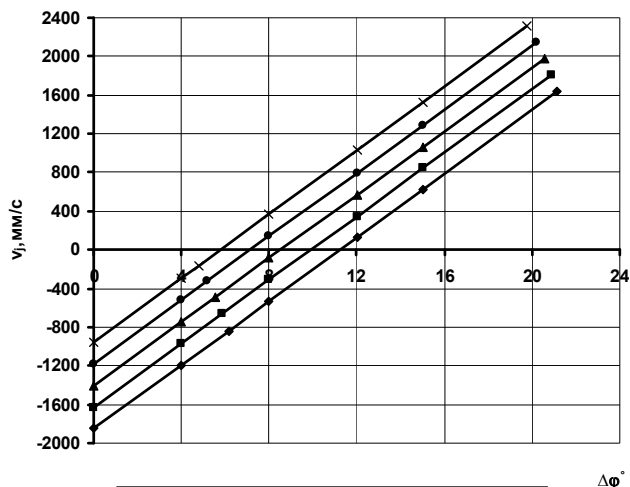


Рис. 4 – Швидкість ковзання при коригуванні зачеплення

Найвища довговічність досягається при коефіцієнтах коригування $x_1 = -x_2 = 0,1$ зачеплення. Тоді вона перевищуватиме довговічність некоригованої передачі у 1,245 рази. Також з аналізу рис. 2, можна зауважити, що тоді і умови зношування профілів зубів є найбільш оптимальними.

При коригуванні зачеплення відбувається перерозподіл швидкості ковзання із її зменшенням на вході та збільшенням на виході зубів із зачеплення (рис. 4). Тому допустиме зношування зубів колеса у коригованих передачах досягається на виході із однопарного зачеплення.

Література

1. Чернець М.В., Ярема Р.Я. Узагальнений метод оцінки впливу коригування зубів на ресурс, зношування та контактну міцність циліндричних евольвентних передач // ФХММ. – 2011. – №4. – С. 115 - 121.
2. Чернець М.В., Ярема Р.Я. До питання про оцінку впливу коригування зубів циліндричної евольвентної косозубої передачі на їх контактну міцність // Проблеми трибології. – 2011. – №4. – С. 26 - 32.
3. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Частина 1. Довговічність і зношування // ФХММ. – 2012. – № 3. – С. 30 - 39.
4. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Частина 2. Контактна міцність // ФХММ. – 2012. – № 6. – С. 56 - 59.
5. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile // J. Strain Analysis. – 2007. – Vol.42. – P. 281-292.
6. Zwolak J., Martyna M. Analiza naprężeń kontaktowych i naprężeń zginających występujących w przekładniach zębatych power shift // Tribologia. – 2011. – Vol. 42. – № 3. – S. 155 - 165.
7. Zwolak J., Wittek M. Optymalizacja parametrów geometrycznych kół zębatych w aspekcie minimalizacji naprężeń kontaktowych // Tribologia. – Vol. 45. – 2011. – № 6. – S. 283 - 291.

Поступила в редакцію 21.02.2018

Chernets M.V., Chernets Ju.M. **The estimation of contact strength, wear and durability of cylindrical spur tractive gear of electric locomotive at high-altitude correction of engagement.**

For cylindrical spur tractive gear it has been conducted the calculation of maximal contact pressures, teeth wear and durability at high-altitude correction of engagement. It has been established the regularities of tribocontact pressures change in engagement after reaching the permissible wear depending on shift coefficients in the phases of double – single – double engagement. It is observed the considerably larger value of maximal contact pressures at the entrance into single-tooth engagement than at the entrance into double-tooth engagement. Depending on shift coefficients, maximal (permissible) wear of wheel teeth would arise in different specific contact points: at the entrance into single-tooth engagement in non-corrected gear and at the exit out of it in the presence of correction. Gear durability has its optimum at shift coefficients $x_1 = -x_2 = 0$ and in this case it is 1,245 larger than in non-corrected gear.

Key words: cylindrical involute spur gear, high-altitude correction of engagement, contact pressure, tooth wear, gear durability.

References

1. Czernek M.V., Jarema R.Ja. Uzahalnenyj metod ocinky vplyvu koryhuvannja zubiv na resurs, znoszuвання та контактну міцність циліндричних еволвентних передач. FKHM. 2011. №4. С. 115 – 121.
2. Czernek M.V., Jarema R.Ja. Do pytannja pro ocinku vplyvu koryhuvannja zubiv cylindrycznoi evolventnoi kosozuboi peredaczi na jih kontaktnu micnist. Problemy trybologii. 2011. №4. С. 26 – 32.
3. Czernek M.V., Jarema R.Ja., Czernek Ju.M. Metod ocinky vplyvu koryhuvannja i znoszuвання zubiv evolventnoi cylindrycznoi peredaczi na dovhovicznist ta micnist. Czast. 1. Dohhovicznist i znoszuвання. FKHM. 2012. №3. С. 30 – 39.
4. Czernek M.V., Jarema R.Ja., Czernek Ju.M. Metod ocinky vplyvu koryhuvannja i znoszuвання zubiv evolventnoi cylindrycznoi peredaczi na dovhovicznist ta micnist. Czast. 2. Kontaktna micnist. FKHM. 2012. №6. С. 56 – 59.
5. Pasta A., Mariotti Virzi G. Finite element method analysis of a spur gear with a corrected profile. J. Strain Analysis. 2007. Vol.42. P. 281-292.
6. Zwolak J., Martyna M. Analiza naprężeń kontaktowych i naprężeń zginających występujących w przekładniach zębatych power shift. Tribologia. 2011. Vol. 42. № 3. S. 155 – 165.
7. Zwolak J., Wittek M. Optymalizacja parametrów geometrycznych kół zębatych w aspekcie minimalizacji naprężeń kontaktowych. Tribologia. Vol. 45. 2011. № 6. S. 283 – 291.