

УДК 539.3: 539.538: 539.621

DOI: 10.18372/0370-2197.2(87).14722

*М. В. ЧЕРНЕЦЬ, М. В. КІНДРАЧУК, А. О. КОРНІЄНКО, С. В. ФЕДОРЧУК**Національний авіаційний університет, Київ*

ОЦІНКА ДОВГОВІЧНОСТІ МЕТАЛОПОЛІМЕРНИХ ЗУБЧАСТИХ ПЕРЕДАЧ З ПОЛІАМІДУ, АРМОВАНОГО ДИСПЕРСНИМИ СКЛО- І ВУГЛЕЦЕВИМИ ВОЛОКНАМИ, З ВИСОТНИМ КОРИГУВАННЯМ ЗАЧЕПЛЕННЯ

Згідно розробленого методу розрахунку зубчастих передач проведено оцінку довговічності металополімерних прямозубих циліндричних передач з поліамідними колесами, армованими вуглецевими або скляними дисперсійними волокнами. Досліджено вплив висотного коригування зачеплення на ресурс передач з урахуванням зміни парності зачеплення зубів при їх взаємодії (дво – одно – двопарне). Розглянуто два підходи до оцінки довговічності передач: уточнений, де враховується зміна умов контактної взаємодії зубів внаслідок зношування, та спрощений за незмінних умов контакту. За спрощеним методом обчислень довговічність передач буде в 1.3 ... 1.005 рази меншою при збільшенні коефіцієнтів корекції, ніж за уточненим. Встановлено, що довговічність передачі з вуглекомпозитною шестернею є у 8.1 ... 9.3 разів більшою, ніж зі склокомпозитною. Має місце оптимум значень коефіцієнтів корекції $x_1 = -x_2 = 0.1$, при яких мінімальна довговічність передач, обчислена за обома підходами, досягає найбільшої величини. Зносостійкість поліамідного композиту, зміцненого вуглеволокнами, згідно трибоекспериментальних досліджень є у 3.92 рази вищою, ніж композиту, зміцненого скловолокнами. Отримані результати подано графічно, що унаочнює встановлені закономірності.

Ключові слова: *метод розрахунку довговічності, циліндрична металополімерна прямозуба передача, поліамідні наповнені композити, вуглецеві та скляні дисперсійні волокна, висотне коригування зачеплення, довговічність передач*

Вступ. В інженерній практиці широко використовується коригування зубів зубчастих передач з метою зниження контактних напружень, підвищення їх довговічності та зниження зношування. Однак у літературі предмета відсутні методи дослідження впливу коригування зачеплення на довговічність та зношування зубчастих передач як з металевих, так і з неметалевих матеріалів з урахуванням парності зачеплення та зношування зубів. У відомих розрахункових методах [1–11] використовується закон зношування Архарда, який описує адгезійне та абразивне зношування. Однак такі види зношування нехарактерні не лише для передач з металевими колесами, які змащуються, а й металополімерних передач, які працюють, як правило, в умовах сухого тертя.

Прогнозна оцінка довговічності вказаних коригованих металополімерних передач вперше проведена із використанням принципів авторського методу [13–18] розрахунку зубчастих передач з металевими колесами, в основу якого покладено відому феноменологічну математичну модель зношування при терті ковзання [12] за механізмом фрикційної втоми.

Метод розрахунку ресурсу. Відповідно ресурс передачі тут розраховується за двома підходами – спрощеним [13–15], при якому контактні тиски, що виникають у зачепленні, не змінюються протягом періоду роботи зубчастої передачі до досягнення допустимого зношування зубів у певній точці робочого

профілю та уточненим [15 – 18], при якому контактні тиски, що виникають у зачепленні, постійно знижуються внаслідок зношування зубів.

За спрощеним підходом при постійних вихідних умовах, тобто при початкових контактних тисках $p_{j\max} = \text{const}$, довговічність t_* зубчастої передачі для прийнятого допустимого зношування h_{k*} зубів обчислюється так:

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

де $\bar{h}_{kj} = 60n_k h'_{kj}$ – лінійне зношування зубів у вибраних точках профілів протягом однієї години роботи; h_{k*} – допустиме зношування зубів коліс; лінійне зношування h'_{kj} зубів у довільній точці j робочої поверхні в кожному циклі їх взаємодії; k – нумерація коліс (1 – шестерня, 2 – зубчасте колесо); n_k – відповідно кількість обертів коліс.

Згідно [15] h'_{kj} розраховується за формулою:

$$h'_{kj} = \frac{v_j t'_j (f p_{j\max})^{m_k}}{C_k \tau_S^{m_k}}, \quad (2)$$

де $t'_j = 2b_j / v_0$ – час зношування зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на ширину площадки контакту $2b_j = \text{const}$; $j = 1, 2, 3, \dots$ – точки контакту на профілях зубів; $v_0 = \omega_1 r_1 \sin \alpha$ – швидкість переміщення точки контакту по профілю зуба; ω_1 – кутова швидкість шестерні; r_1 – радіус ділильного кола шестерні; v_j – швидкість ковзання; $\alpha = 20^\circ$ – кут зачеплення; f – коефіцієнт тертя ковзання; $p_{j\max}$ – максимальний початковий контактний тиск у j -ій точці зачеплення; C_k, m_k – характеристики зносостійкості матеріалів зубчастих коліс для вибраних умов [19]; $\tau_S = 0.5\sigma_B$ – границя міцності композиційних матеріалів при зрізі; $\tau_S = 0.35\sigma_B$ – границя міцності сталей при зрізі; σ_B – границя міцності матеріалів коліс при розтязі.

Для визначення $p_{j\max}$ та $2b_j$ використовуються формули Герца

$$p_{j\max} = 0.564 \sqrt{N' \theta / \rho_j}, \quad 2b_j = 2.256 \sqrt{\theta N' \rho_j}, \quad (3)$$

де $N' = N / bw$; $N = 9550P / r_1 n_1 \cos \alpha$ – сила, що діє у зачепленні; P – потужність на ведучому валі; b – ширина шестерні; w – кількість пар зачеплень зубів; $\theta = (1 - \nu_1^2) / E_1 + (1 - \nu_2^2) / E_2$; E, ν – модуль Юнга та коефіцієнт Пуасона матеріалів коліс; n_1 – кількість обертів шестерні; $\rho_j = \frac{\rho_{1j} \rho_{2j}}{\rho_{1j} + \rho_{2j}}$ – зведений радіус кривин профілів зубів у нормальному перерізі; ρ_{1j}, ρ_{2j} – відповідно, початкові радіуси кривин профілів зубів шестерні і колеса [14 – 16].

За уточненим підходом довговічність (ресурс) роботи передачі t для заданої кількості обертів n_{1s} чи n_{2s} коліс знаходиться наступним чином:

За уточненим підходом довговічність (ресурс) роботи передачі t для заданої кількості обертів n_{1s} чи n_{2s} коліс знаходиться наступним чином:

$$t = n_{1s} / 60n_1 = n_{2s} / 60n_2 . \quad (4)$$

При досягненні прийнятого допустимого зношування h_{k*} зубів в одній із точок профілю одного з коліс автоматично обраховується відповідне максимальне число обертів $n_{\max 1s}$ та $n_{\max 2s}$, що дозволяє згідно (4) визначити граничний мінімальний ресурс передачі.

Для вибраної довільної кількості обертів n_{1s} шестерні і, відповідно, $n_{2s} = n_{1s} / u$ колеса сумарне зношування h_{1jn} та h_{2jn} зубів в j – их точках контакту обчислюється так:

$$h_{1jn} = \sum_1^{n_{1s}} h_{1jB} , \quad h_{2jn} = \sum_1^{n_{2s}} h_{2jB} , \quad (5)$$

де $h_{kjB} = \sum h'_{kj}$ – зношування зубів в кожному блоці взаємодій за незмінних умов контакту ($p_{j\max} = \text{const}$, $2b_j = \text{const}$); u – передавальне відношення передачі; h'_{kj} – незмінне лінійне зношування зубів у довільній точці j робочої поверхні за кожен цикл їх взаємодії в межах прийнятого блоку взаємодій.

В уточненому підході для зменшення тривалості обчислень використано розроблено блокову схему розрахунку. Тут зміна радіусів кривин профілів зубів, їх зведеного радіуса кривини, максимальних контактних тисків, ширини площадки контакту не враховується після кожного оберт (циклу зачеплення), а після певної кількості обертів (блоку взаємодій B). У блоці розрахунок зношування ведеться методом лінійного накопичення, тобто за постійних вихідних умов. В наступному блоці обчислень накопичені зміни параметрів враховуються і за новими поточними даними продовжуються їх обчислення. Час обчислень тоді зменшується пропорційно величині блоку. Величина блоку вибирається наступним чином: $B = 1$ один оберт – точний розв'язок, $B = n_1$ (об/хв), $B = n_1$ обертів шестерні за 1, 10, 100, ... год.

Визначення лінійного зношування h'_{kjin} зубів у довільній точці j робочої поверхні за кожен наступний цикл їх взаємодії проводиться за формулою [17, 18]:

$$h'_{kjin} = \frac{v_j t'_{jh} (fp_{jh\max})^{m_k}}{C_k \tau_S^{m_k}} , \quad (6)$$

де $t'_{jh} = 2b_{jh} / v_0$ – змінний час трибоконтактної взаємодії (зношування) зубів протягом переміщення j -тої точки їх співдотику по контуру зуба на змінну внаслідок зношування ширину площадки контакту $2b_{jh}$; $p_{jh\max}$ – максимальний трибоконтактний (при зношуванні зубів) тиск у j -ій точці взаємодії.

Для розрахунку швидкості ковзання використовується співвідношення

$$v_j = \omega_1 r_{b1} (tg\alpha_{1j} - tg\alpha_{2j}) , \quad (7)$$

де $r_{b1} = r_1 \cos\alpha$, $\alpha_{1j} = \arctg(tg\alpha_{10} + j\Delta\phi)$, $tg\alpha_{10} = (1+u)tg\alpha - \frac{u}{\cos\alpha} \sqrt{(r_{20}/r_2)^2 - \cos^2\alpha}$,

$$r_1 = mz_1, r_2 = mz_2, r_{20} = r_{a2} - r, \quad r = 0,2m, \quad \alpha_{2j} = \arccos\left[\left(r_2 / r_{2j}\right) \cos\alpha\right],$$

$$r_{2j} = \sqrt{a^2 + r_{1j}^2 - 2ar_{1j} \cos(\alpha - \alpha_{1j})}, a = (z_1 + z_2)m/2, r_{1j} = r_1 \cos \alpha / \cos \alpha_{1j},$$

де r_1, r_2 – відповідно, радіуси ділительних кіл шестерні і колеса; r_{b1} – радіус основного кола шестерні і колеса; r – радіус заокруглення вершин зубів; a – міжосьова відстань у не коригованій передачі; $\Delta\phi$ – кут повороту зуба шестерні з точки початкового контакту (т.0) в точку 1 і т.д.; m – модуль зачеплення; z_1, z_2 – кількість зубів шестерні і колеса.

В уточненому підході враховується зношування зубів, внаслідок якого відбувається збільшення радіусів кривини їх робочих профілів. Як наслідок знижуються початкові максимальні контактні тиски $p_{j\max}$ та збільшується ширина площадок контакту $2b_j$ в кожній j -тій точці співдотику зубів. Тому при врахуванні зношування зубів поточні значення $p_{jh\max}$ і $2b_{jh}$ розраховуються за модифікованими формулами Герца

$$p_{jh\max} = 0.564 \sqrt{N'\theta / \rho_{jh}}, \quad 2b_{jh} = 2.256 \sqrt{\theta N' \rho_{jh}}, \quad (8)$$

де $\rho_{jh} = \frac{\rho_{1jh}\rho_{2jh}}{\rho_{1jh} + \rho_{2jh}}$ – змінний при зношуванні зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі; ρ_{1jh}, ρ_{2jh} – відповідно, змінні радіуси кривин профілів зубів шестерні і колеса.

Методика розрахунку зміни радіусів кривини зубів внаслідок зношування зубів наведена у [15, 16].

Внаслідок зношування зубів після кожного блоку взаємодій (чи кожної окремої взаємодії при $B = 1$ оберт шестерні) зазнаватимуть зміни усі розрахункові параметри: $h_{1jn}, h_{2jn}, \rho_{1jh}, \rho_{2jh}, \rho_{jh}, p_{jh\max}, 2b_{jh}, t'_{jh}$.

У прямозубій циліндричній передачі реалізується дво – одно – двопарне зачеплення зубів. Кути переходу від двопарного до однопарного і знову до двопарного зачеплення та кут виходу зубів із зачеплення розраховуються за [14].

Методика встановлення геометричних параметрів передачі з висотним коригуванням зачеплення подана в працях [16-18].

Числовий розв'язок задачі: Прийнято такі розрахункові: $T_{nom} = 4000$ Нмм; $z_1 = 50$; $m = 4$ мм; $u = 3$; $n_1 = 1000$ об/хв; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $b = 20$ мм; $a = 160$ мм; $h_* = 0.5$ мм; $f = 0.3$; $B = 6 \cdot 10^6$ обертів (100 годин експлуатації); коефіцієнти висотного коригування зубів $x_1 = -x_2 = 0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4$.

Матеріали коліс металополімерної передачі: композитна шестерня – сталеве колесо;

– сталь 45 в стані поставки, шліфування: $E = 2.1 \cdot 10^5$ МПа, $\nu = 0.3$; $C = 10^9$, $m = 2$ [19];

– композит 1: вугленаповнений поліамід УПА – 6130 УВ, $\tau_{sg} = 48$ МПа, $E_g = 5,20$ ГПа, $\nu_g = 0.42$, $C_g = 4.7 \cdot 10^6$, $m_g = 2.3$ [19]; об'ємний вміст наповнювача – 30%;

– композит 2: склонаповнений поліамід ПА6-Л-СВ30-1, $\tau_{sc} = 52$ МПа, $E_c = 390$ МПа, $\nu_c = 0.42$, $C_c = 1.2 \cdot 10^6$, $m_c = 1.9$ [19]; об'ємний вміст наповнювача – 30%.

Результати обчислень подано на рис. 1. Зокрема на рис. 1, *a* подано обчислену за блоковим методом мінімальну довговічність $t_{B\min}$ металополімерної передачі з шестернею з вугленаповненого поліаміду, при якій в одній із точок контакту зубів досягається допустиме зношування. Також тут наведено результати розрахунку довговічності t_{\min} передач за спрощеним методом, коли умови контактної взаємодії зубів приймаються незмінними протягом часу роботи зубчастієї передачі до досягнення допустимого зношування.

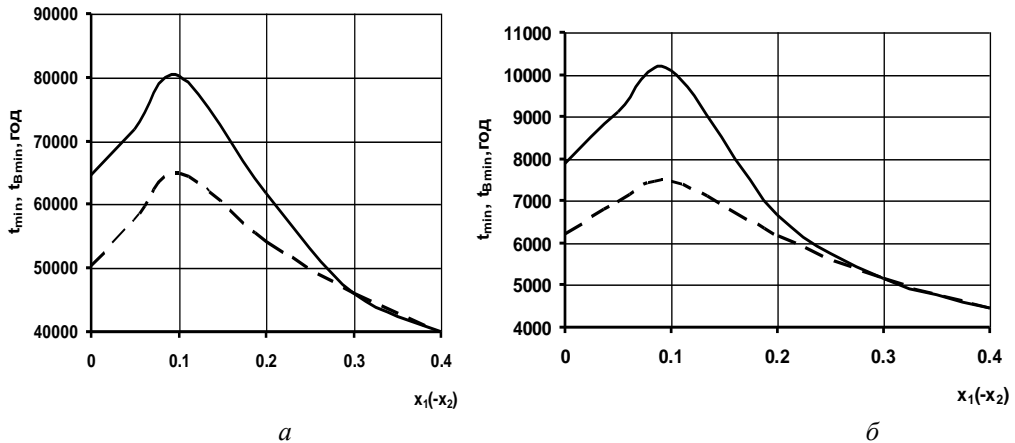


Рис. 1. Мінімальна довговічність металополімерних передач:

$t_{B\min}$ – суцільна лінія, t_{\min} – штрихова лінія

За спрощеним методом обчислень довговічність передач буде в 1.3 ... 1.005 рази меншою при збільшенні коефіцієнтів корекції, ніж за уточненим, де враховуються реальні умови трибоконтатної взаємодії. На рис. 1б такі ж дані наведено для металополімерної передачі з шестернею зі склонаповненого поліаміду.

Відповідно довговічність передачі з вуглекомпозитною шестернею є навіть близько 9 разів більшою, ніж зі склокомпозитною. У всьому діапазоні зміни коефіцієнтів коригування зачеплення відношення довговічностей $t_{B\min}/t_{\min}$ складає 8.1 ... 9.3. У результаті числового розв'язку задачі встановлено, що має матиме місце оптимум значень коефіцієнтів корекції $x_1 = -x_2 = 0.1$, при якому мінімальна довговічність передач, обчислена за обома підходами, досягне найбільшої величини. При цьому $t_{B\min}/t_{\min} = 8.7$. Подальше збільшення $x_1 = -x_2$ буде недоцільним, бо спричинятиме зниження довговічності передач.

На рис. 2 подано також порівняльну оцінку зносостійкості обох видів поліамідних наповнених композитів, проведена у [19]. Результати трибоекспериментальних досліджень зображено графічно у вигляді двох діаграм зносостійкості трибопар поліамідні композити - сталь 45, де точками позначено експериментальні значення функції зносостійкості $\Phi = L/h$ [19] (L – шлях тертя, h – лінійне зношування композитних зразків). У результаті апроксимації цих даних визначено вищевказані характеристики зносостійкості C_k, m_k зазначених матеріалів зубчастих коліс [19].

Співставлення наведених діаграм зносостійкості показує, що вугленаповнений композит у 3.92 рази є більш зносостійким, ніж склонаповнений. Однак довговічність обох видів металополімерних передач відрізняється значно більше – понад 8 разів.

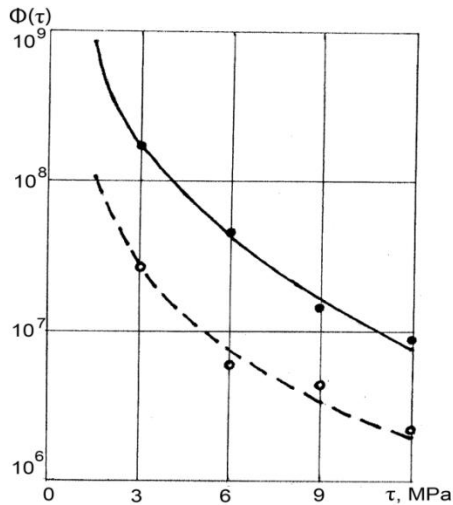


Рис. 2. Діаграми зносостійкості поліамідного композиту: суцільна лінія – вуглекомполімер, штрихова лінія – склокомполімер; експериментальні значення функції зносостійкості: вуглекомполімер – темні маркери, склокомполімер – світлі маркери

Така значна різниця результатів розрахункової оцінки ресурсу цієї трибомеханічної системи і експериментальної зносостійкості цих зміцнених композитів на зразках свідчить про принципову відмінність у методологіях цих двох досліджень. Розроблений розрахунковий метод базується на класичних методах контактної механіки деформівного твердого тіла та узагальнених закономірностях кінетики зношування на макро- і макрорівні, в т.ч. встановлених і підтверджених експериментально. Тут також передбачається врахування особливостей конструкції і експлуатації трибомеханічної системи, тобто значно більша множина різних чинників впливу у порівнянні з експериментальними методами. Натомість у трибоекспериментальних дослідженнях, навіть найбільш репрезентативних і комплексних, у переважній більшості досліджуються трибоспрямлені матеріали, а не триботехнічна (трибомеханічна) система з її зв'язками, особливостями роботи і обмеженнями.

Саме обґрунтовані розрахункові методи трибомеханічних систем дозволяють проводити прогнозу оцінку їх триботехнічних характеристик (довговічності чи зношування) на етапі проектування, реалізувати порівняльну оцінку різних прототипів і модифікацій конкретної трибомеханічної системи, а за необхідності здійснювати їх оптимізацію за вибраними критеріями.

Список літератури

1. Дроздов Ю.Н. К разработке методики расчета на изнашивание и моделирование трения // 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. – 115 с.
4. Brauer J., Andersson S. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach // Wear. – 2003. - № 254. – P. 1216-1232.
5. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears // Wear. - 1997. - № 207 (1-2). – P. 16-23.
6. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears // Tribotest J. – 1999. - № 5 (3). – P. 225-250.

7. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in helical gears // *Wear*. - 2000. - № 241 (2). – P. 123-128.
8. Flodin A., Andersson S. A simplified model for wear prediction in helical gears // *Wear*. –2001. – № 249 (3-4). – P. 285-292.
9. Kahraman A., Bajpai P., Anderson N.E. Influence of tooth profile deviations on helical gear wear // *J. Mech. Des.* – 2005. – Vol. 127, Issue 4. – P. 656-663.
10. Kolivand M., Kahraman A. An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations // *J. Mech. Des.* – 2010. – Vol. 132, Issue 7.
11. 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.
12. Андрейків А.Е., Чернець М.В. Оценка контактного взаимодействия трущихся деталей машин. – Киев: Наук. думка, 1991. – 160 с.
13. Чернець М., Келбінські Ю. Прогнозування довговічності зубчастих передач // *Проблеми трибології*. – 2001. – № 4. – С. 151–159.
14. Оцінка довговічності, зношування та контактної міцності зубчастих передач / Під заг. ред. М.В.Чернеця. – Дрогобич: Вимір. - 2002. – 128 с.
15. Чернець М.В., Келбінські Ю., Ярема Р.Я. Узагальнений метод оцінки зношування циліндричних евольвентних зубчастих передач // *ФХММ*. – 2011. – №1. – С. 44 – 49.
16. Чернець М.В., Ярема Р.Я., Чернець Ю.М. Метод оцінки впливу коригування і зношування зубів евольвентної циліндричної передачі на довговічність та міцність. Ч.1. Довговічність та зношування // *ФХММ*. – 2012. - № 3. – С. 30-39.
17. Chernets M.V., Chernets Yu.M. Evaluation of the Strength, Wear, and Durability of a Corrected Cylindrical Involute Gearing, with Due Regard for the Tooth Engagement Conditions // *Journal of Friction and Wear* . – 2016. - №1. - P.71-77.
18. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // *Proc. JMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology*. - 2017. - Vol. 231, No 1. - P. 57 – 62.
19. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears // *Journal of Friction and Wear*. – 2018. - Vol. 39, No. 5. - P. 361 – 364.

Стаття надійшла до редакції 28.05.2020

Чернець Мирон Васильович – д-р техн. наук, професор, провідний науковий співробітник Національного авіаційного університету, myron.czerniec@gmail.com

Кіндрачук Мирослав Васильович – д-р техн. наук, професор, завідувач кафедри машинознавства стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету, kindrachuk@ukr.net

Корнієнко Анатолій Олександрович – канд. техн. наук, старший науковий співробітник, доцент кафедри машинознавства стандартизації та сертифікації Національного авіаційного університету.

Федорчук Світлана Володимирівна – старший викладач кафедри машинознавства стандартизації та сертифікації, Національний авіаційний університет.

*M. V. CHERNETS, M. V. KINDRACHUK, A. O. KORNIENKO,
S. V. FEDORCHUK*

**EVALUATION OF DURABILITY OF METAL POLYMER GEAR TRAINS WITH
HEIGHT CORRECTION MADE OF POLYAMIDE REINFORCED WITH
DISPERSED GLASS AND CARBON FIBERS**

According to the developed method of calculation of gears, the durability of metal-polymer straight spur gears with polyamide wheels reinforced with carbon or glass dispersion fibers was evaluated. The influence of height correction of gearing on the durability of gears taking into account the change of parity of gearing of teeth at their interaction (two - one - two pair) is investigated. Two approaches to the assessment of gear life are considered: specified, which takes into account changes in the conditions of contact interaction of teeth due to wear, and simplified under constant contact conditions. According to the simplified method of calculations, the durability of transmissions will be 1.3... 1.005 times less with increasing correction factors than according to the specified one. It was found that the durability of transmission with carbon composite gear is 8.1... 9.3 times greater than with glass composite. There is an optimum of values of correction factors $x_1 = -x_2 = 0.1$ at which the minimum durability calculated by both approaches reaches the greatest size. According to triboexperimental studies, the wear resistance of a polyamide composite reinforced with carbon fibers is 3.92 times higher than that of a composite reinforced with fiberglass. The obtained results are presented graphically, which illustrates the established patterns.

Keywords: durability calculation method, cylindrical metal-polymer spur gear, polyamide filled composites, carbon and glass dispersion fibers, height correction of engagement, durability of gears.

References

1. Drozdov Ju.N. K razrabotke metodiki rascheta na iznashivanie i modelirovanie trenija // *Iznosostojkost'*. – M.: Nauka, 1975. – S. 120–135.
2. Pronikov A. S. Nadezhnost' mashin. – M.: Mashinostroenie, 1978. – 590 s.
3. Grib V. V. Reshenie tribotekhnicheskikh zadach chislennymi metodami. – M.: Nauka, 1982. – 115 s.
4. Brauer J., Andersson S. Simulation of wear in gears with flank interference – a mixed FE and analytical approach // *Wear*. – 2003. - № 254. – P. 1216-1232.
5. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in spur gears // *Wear*. - 1997. - № 207 (1-2). – P. 16-23.
6. Flodin A., Andersson S. Wear simulation of spur gears // *Tribotest J.* – 1999. - № 5 (3). – P. 225-250.
7. Flodin A., Andersson S. Simulation of mild wear in helical gears // *Wear*. - 2000. - № 241 (2). – P. 123-128.
8. Flodin A., Andersson S. A simplified model for wear prediction in helical gears // *Wear*. –2001. – № 249 (3-4). – P. 285-292.
9. Kahraman A., Bajpai P., Anderson N.E. Influence of tooth profile deviations on helical gear wear // *J. Mech. Des.* – 2005. – Vol. 127, Issue 4. – P. 656-663.
10. Kolivand M., Kahraman A. An ease-off based method for loaded tooth contact analysis of hypoid gears having local and global surface deviations // *J. Mech. Des.* – 2010. – Vol. 132, Issue
11. 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.

-
12. Andrejkiv A.E., Chernec M.V. Ocenka kontaktnogo vzaimodejstviya trushhihsja detaliej mashin. – Kiev: Nauk. dumka, 1991. – 160 s.
 13. Chernets M., Kelbinski Yu. Prohnozuvannia dovhovichnosti zubchastykh peredach // Problemy trybolohii. – 2001. – № 4. – S. 151–159.
 14. Otsinka dovhovichnosti, znoshuvannia ta kontaktnoi mitsnosti zubchastykh peredach / Pid zah. red. M.V.Chernetsia. – Drohobych: Vymir. - 2002. – 128 s.
 15. Chernets M.V., Kelbinski Yu., Yarema R.Ia. Uzahalnenyi metod otsinky znoshuvannia tsylindrychnykh evolventnykh zubchastykh peredach // FKHM. – 2011. – №1. – S. 44 – 49.
 16. Chernets M.V., Yarema R.Ia., Chernets Yu.M. Metod otsinky vplyvu koryhuvannia i znoshuvannia zubiv evolventnoi tsylindrychnoi peredachi na dovhovichnist ta mitsnist. Ch.1. Dohovichnist ta znoshuvannia // FKHM. – 2012. - № 3. – S. 30-39.
 17. Chernets M.V., Chernets Yu.M. Evaluation of the Strength, Wear, and Durability of a Corrected Cylindrical Involute Gearing, with Due Regard for the Tooth Engagement Conditions // Journal of Friction and Wear . – 2016. - №1. - P.71-77.
 18. Chernets M., Chernets Ju. The simulation of influence of engagement conditions and technological teeth correction on contact strength, wear and durability of cylindrical spur gear of electric locomotive // Proc. JMechE. Part J: Journal of Engineering Tribology. - 2017. - Vol. 231, No 1. - P. 57 – 62.
 19. Chernets M.V., Shil'ko S.V., Pashechko M.I., and Barshch M. Wear resistance of glass- and carbon-filled polyamide composites for metal-polymer gears // Journal of Friction and Wear. – 2018. - Vol. 39, No. 5. - P. 361 – 364.