

УДК 539.3: 539.538

МЕТОД ОЦІНКИ ВПЛИВУ КОРИГУВАННЯ І ЗНОШУВАННЯ ЗУБІВ ЦИЛІНДРИЧНОЇ ПЕРЕДАЧІ НА ДОВГОВІЧНІСТЬ ТА МІЦНІСТЬ.

Ч. 2. Контактна міцність

М. В. ЧЕРНЕЦЬ^{1,2}, Р. Я. ЯРЕМА³, Ю. М. ЧЕРНЕЦЬ¹

¹ Дрогобицький державний педагогічний університет ім. Івана Франка;

² Люблінський політехнічний інститут, Польща;

³ Львівський локомотиворемонтний завод

Розроблено інтегровальний метод розрахункової оцінки впливу коригування і зношування зубів на ресурс зубчастих циліндричних передач та контактні напруження. У результаті обчислень встановлено якісні і кількісні закономірності впливу конструкційного (кутового коригування зачеплення) та експлуатаційного (лінійного зношування зубів) чинників. Показано, що за кутового коригування наявний оптимум коефіцієнтів зміщення, за яких ресурс буде максимальним порівняно з некоригованим зачепленням. Встановлено, що реальна тривалість роботи та несуча здатність передачі вищі за врахування зміни вихідних профілів зубів внаслідок їх зношування.

Ключові слова: евольвентна циліндрична косозуба передача, коригування зубів, зношування, довговічність, контактна міцність.

Евольвентні зубчасті зачеплення із коригуванням знаходять широке застосування на практиці. При цьому коригована передача набуває корисних властивостей порівняно з некоригованою. Зубчасті передачі зі зміщенням дають можливість усунути підрізання зубів завдяки використанню вигідніших для даної передачі ділянок евольвенти. Крім того, застосування зубчастих зачеплень зі зміщенням призводить не лише до підвищення згинної міцності зубів, а й до зростання їх несучої здатності внаслідок зниження контактних напружень, зменшення зношування зубів, усунення інтерференції. Також реалізується можливість проектування передачі з вибраною міжосьовою відстанню. Зниження контактних напружень на робочих поверхнях зубів в результаті коригування зумовлено зростанням радіусів кривини евольвентних зубів шестерні.

Однак ґрунтовних результатів досліджень впливу коригування на контактну міцність зубів у літературі недостатньо [1–3]. Оцінювати вплив коригування під час проектування зубчастих передач на згинну і контактну міцність зубів у полюсі зачеплення можна за стандартизованими методами розрахунку [4, 5]. У праці [6] за розробленим узагальненим методом дослідження кінетики контактної-фрикційної взаємодії оцінювали вплив коригування на контактну витривалість зубів косозубої циліндричної евольвентної передачі. Вплив зношування зубів на зростання вихідних радіусів кривини досліджено раніше [7]. Нижче подано метод та результати досліджень сумарного впливу коригування зубів (конструкційний чинник) та їх зношування (експлуатаційний) на контактну міцність.

Контактні напруження у зачепленні. Максимальні контактні напруження (тиски) $p_{j \max}$ у вибраних точках j співдотику зубів обчислюють за формулою Герца

$$p_{j \max} = 0,418 \sqrt{N'\theta / \rho_j}, \quad (1)$$

де $N' = N / l_{\min} w$; $N = 9550 P K_H / r_1 n_1 \cos \alpha_t$ – сила, що виникає у зачепленні; K_H – коефіцієнт навантаження; α_t – торцевий кут зачеплення; l_{\min} – мінімальна довжина контактних ліній у зачепленні; w – кількість пар зачеплень зубів; P – потужність на ведучому валу; $\theta = (1 - v_1^2) / E_1 + (1 - v_2^2) / E_2$; E, v – модуль Юнга та коефіцієнт Пуассона матеріалів зубчастих коліс; ρ_j – зведений радіус кривини профілів зубів у нормальному перерізі [6]; $j = 0, 1, 2, 3, \dots, s$ – точки контакту на робочих поверхнях зубів.

Розв'язок задачі. Задачу розв'язано за таких умов: у зачепленні постійно знаходиться дві пари зубів; динамічність навантаження визначають коефіцієнтом динамічності K_H ; забезпечене граничне мащення оливою; досліджують спарену тягову передачу локомотива ВЛ-10 з кутовим коригуванням зубів.

Дані для обчислень: $z_1 = 23$; $z_2 = 88$; $m = 10$ mm; $u = 3,826$; $n_1 = 800; 400; 200$ rev/min; $P = 670$ kW; $f = 0,06$; $\beta = 24,517^\circ$; $b = 100$ mm; матеріали: шестерня – сталь 20ХН3А, цементация або нітроцементация на глибину 1,6...2,4 mm, 58 ± 3 HRC, $\sigma_B = 950$ МПа, $C_1 = 5,5 \cdot 10^6$, $m_1 = 1,9$; колесо – сталь 55Ф, об'ємне гартування з високим відпуском, 280...321 НВ, $\sigma_B = 931$ МПа, $C_2 = 0,4 \cdot 10^6$, $m_2 = 2,2$; $E = 2,1 \times 10^5$ МПа, $\nu = 0,3$; олива для передач локомотивів ОС-Л (літня) з кінематичною в'язкістю $\nu_{+100^\circ} = 7...12$ cSt; $h_{1\bullet} = 1,4$ mm, $h_{2\bullet} = 2,0$ mm; $K_H = 1,5$; $\Delta\varphi = 4^\circ$; $\varphi = 0^\circ; 4^\circ; 8^\circ; 12^\circ; 16^\circ; 20^\circ; 24,95^\circ$ – кути розташування точок контакту j ; коефіцієнти зміщення та параметри передачі: $x_1 = 0...0,56$ (шестерня), $x_2 = 0,1...0,46$ (зубчасте колесо), $x_2 = 0,66$; міжосьова відстань $a = 610$ mm; дійсна міжосьова відстань $a_w = 615,222$ mm; коригований кут зачеплення $\alpha_w = 22,991^\circ$.

Результати розв'язку показано на рис. 1–5.

Як встановлено, кутове коригування зачеплення за умови $\rho_j = \text{const}$ призводить до помітного зниження максимальних контактних напружень на вході зубів у зачеплення (рис. 1), а на виході його вплив незначний. Це зумовлено тим, що зростання коефіцієнта зміщення x_1 шестерні на вході зубів у зачеплення ($j = 0$) збільшує радіус кривини евольвенти значно більше, ніж на виході ($j = 5$) з нього.

Рис. 1. Вплив коригування зачеплення на максимальні контактні напруження при $\rho_j = \text{const}$ та $n_1 = 400$ rev/min:
 –▲– $x_1 = 0,2, x_2 = 0,46$;
 –○– $x_1 = 0,4, x_2 = 0,26$;
 –△– $x_1 = 0,56, x_2 = 0,1$.

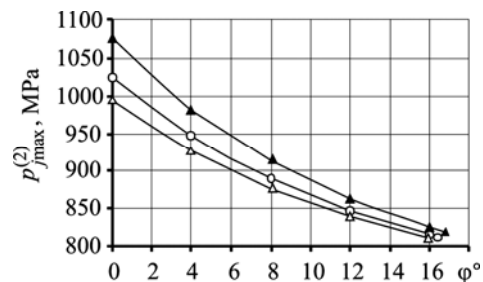


Fig. 1. Influence of gear correction on maximal contact stresses under $\rho_j = \text{const}$ and $n_1 = 400$ rev/min: –▲– $x_1 = 0.2, x_2 = 0.46$; –○– $x_1 = 0.4, x_2 = 0.26$; –△– $x_1 = 0.56, x_2 = 0.1$.

Відомо, що зношування зубів призводить до зростання радіусів кривини їх бокових поверхонь. Однак кількісної оцінки цього впливу в літературі немає. У результаті досліджень виявлено закономірності впливу зношування за умови $\rho_j = \text{var}$ на $p_{jh\text{max}}$ (штрихові лінії) у некоригованому зачепленні (рис. 2). Встановили, що за допустимого зношування $h_{2\bullet} = 2$ mm на вході у зачеплення початкові контактні напруження (суцільні лінії), зокрема $p_{0\text{max}}$, знижуються більше, ніж у 2 рази, а на виході із зачеплення $p_{5\text{max}}$ – в 1,3–1,4 рази незалежно від частоти обертання n_1 шестерні. Характерно, що контактні напруження $p_{0h\text{max}}$ ста-

ють навіть нижчими від $p_{5h_{max}}$, а максимум напружень буде в полюсі зачеплення ($\varphi \approx 12^\circ$).

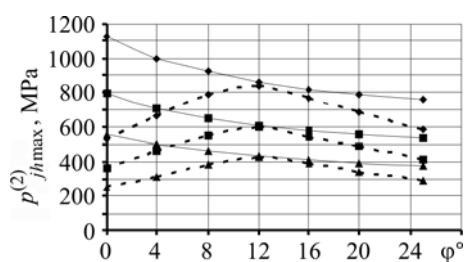


Рис. 2. Зміна максимальних контактних напружень $p_{j \max}$ у некоригованому зачепленні при $\rho_j = \text{var}$ у результаті зношування зубів до h_{2*} :
 -◆--- $n_1 = 200 \text{ rev/min}$; -■--- $n_1 = 400$;
 -▲--- $n_1 = 800$; -◆--- $n_1 = 200$;
 -■--- $n_1 = 400$; -▲--- $n_1 = 800 \text{ rev/min}$.

Fig. 2. Change of maximal contact stresses, $p_{j \max}$, in uncorrected gear under $\rho_j = \text{var}$ as a result of cogs wear to h_{2*} : -◆--- $n_1 = 200 \text{ rev/min}$; -■--- $n_1 = 400$;
 -▲--- $n_1 = 800$; -◆--- $n_1 = 200$; -■--- $n_1 = 400$; -▲--- $n_1 = 800 \text{ rev/min}$.

Крім того, показали зміну $p_{0h_{max}}$ впродовж роботи передачі за різної кількості обертів n_1 (рис. 3a), а також зміну $p_{0h_{max}}$ і $p_{5h_{max}}$ за $n_1 = 400 \text{ rev/min}$ (рис. 3b) для некоригованого зачеплення за зміни зведеного радіуса кривини ρ_j .

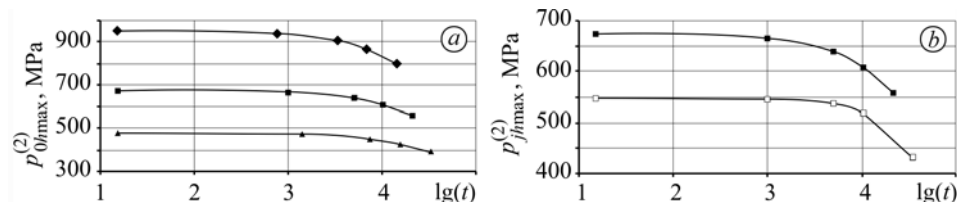


Рис. 3. Зміна максимальних контактних напружень $p_{j \max}$ у некоригованому зачепленні при $\rho_j = \text{var}$ впродовж роботи передачі за різної кількості обертів шестерні (a: -◆--- $n_1 = 200 \text{ rev/min}$; -■--- $n_1 = 400$; -▲--- $n_1 = 800 \text{ rev/min}$) та при $n_1 = 400 \text{ rev/min}$ у т. 0 та 5 (b: -■--- p_{0h} ; -□--- p_{5h}).

Fig. 3. Change of maximal contact stresses, $p_{j \max}$, in uncorrected gear under $\rho_j = \text{var}$ during gears work for different number of cog-wheel rotation (a: -◆--- $n_1 = 200 \text{ rev/min}$; -■--- $n_1 = 400$; -▲--- $n_1 = 800 \text{ rev/min}$) and for $n_1 = 400 \text{ rev/min}$ in p. 0 and 5 (b: -■--- p_{0h} ; -□--- p_{5h}).

На рис. 4 наведені радіуси кривини ρ_j для некоригованого зачеплення з врахуванням впливу зношування зубів та без врахування. Внаслідок зношування на вході зубів у зачеплення ρ_{jh} змінюється в 5 разів, а на виході – понад 2 рази.

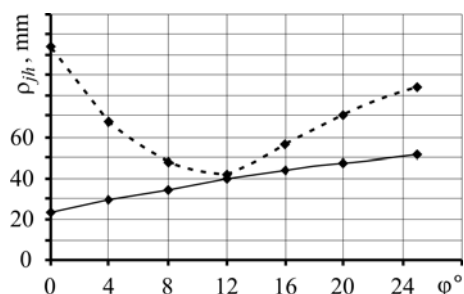


Рис. 4. Залежність зведеного радіуса кривини від зношування у некоригованому зачепленні:
 -◆--- $\rho_j = \text{const}$; -◆--- $\rho_j = \text{var}$.

Fig. 4. Dependence of composite radius of curvature on wear in uncorrected gear:
 -◆--- $\rho_j = \text{const}$; -◆--- $\rho_j = \text{var}$.

Показано (рис. 5) як змінюється ρ_{0h} впродовж роботи у некоригованому зачепленні за різних n_1 (рис. 5a), а ρ_{0h} та ρ_{5h} за $n_1 = 400 \text{ rev/min}$ (рис. 5b).

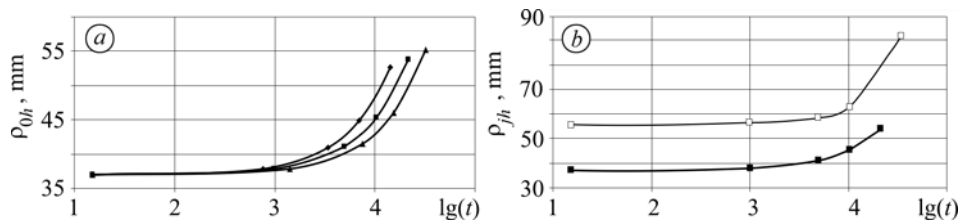


Рис. 5. Зміна зведеного радіуса кривини ρ_j у некоригованому зачепленні впродовж роботи передачі за різної кількості обертів шестерні (а: \blacklozenge – $n_1 = 200$ rev/min; \blacksquare – $n_1 = 400$; \blacktriangle – $n_1 = 800$ rev/min) та при $n_1 = 400$ rev/min у т. 0 та 5 (б: \blacksquare – ρ_{0h} ; \blacklozenge – ρ_{5h}).

Fig. 5. Change of composite radius of curvature, ρ_j , in uncorrected gear during cogs work (a: \blacklozenge – $n_1 = 200$ rev/min; \blacksquare – $n_1 = 400$; \blacktriangle – $n_1 = 800$ rev/min) for different number of cog-wheel rotation and for $n_1 = 400$ rev/min in p. 0 and 5 (b: \blacksquare – ρ_{0h} ; \blacklozenge – ρ_{5h}).

ВИСНОВКИ

Показано, що кутове коригування зачеплення призводить до підвищення несучої здатності передачі внаслідок зниження контактних напружень у зачепленні зубчастих циліндричних передач на всьому вибраному діапазоні зміни коефіцієнта зміщення x_1 шестерні. Вперше у результаті чисельного моделювання підтверджено, що зміна радіусів кривини зубів внаслідок їх зношування знижує більш як удвічі напруження на вході зубів у зачеплення порівняно зі спрощеним випадком, де $\rho_j = \text{const}$.

РЕЗЮМЕ. Разработан интегрирующий метод расчетной оценки влияния корригирования и износа зубьев на ресурс зубчатых цилиндрических передач и контактные напряжения. В результате вычислений установлены качественные и количественные закономерности влияния конструкционного (углового корригирования зацепления) и эксплуатационного (линейного износа зубьев) факторов. Показано, что при угловом корригировании имеется оптимум коэффициентов смещения, при которых ресурс будет максимальным в сравнении с некорригированным зацеплением. Установлено, что реальная продолжительность работы и несущая способность передачи будут более высокими при учете изменения исходных профилей зубьев вследствие их изнашивания.

SUMMARY. The integration method of the calculation assessment of the influence of correction and teeth wear on the clogged cylindrical transmissions resource and contact stresses has been developed. As a result of conducted calculations the qualitative and quantitative regularities of construction (angular correction of hooking) and operating (linear wear of teeth) factors influence have been established. It is shown, that under angular correction there is the optimum of displacement coefficient, for which a life time will be maximal comparing to uncorrected hooking. It has been established, that real work duration and bearing strength of transmission will be higher when taking into account the cog initial profiles change as a result of their wear.

1. Акимов В.В. Оптимизация исходного контура для конических передач с круговыми зубьями // Проблемы машиностроения и надежности машин. – 2008. – № 4. – С. 67–75.
2. Zwolak J., Martyna M. Analiza naprężeń kontaktowych i naprężeń zginających występujących w przekładniach zębatych power shift // Tribologia. – 2011. – 42, № 3. – S. 155–165.
3. Zwolak J., Wittek M. Optymalizacja parametrów geometrycznych kół zębatych w astekcie minimizacji naprężeń kontaktowych // Tam samo. – 2011. – 45, № 6. – S. 283–291.
4. ГОСТ 21354-75. Передачи зубчатые цилиндричные эвольвентные. Расчеты на прочность.
5. ISO 6336-2. Calculation of load capacity of spur and helical gears – P. 2: Calculation of surface durability (pitting) // Int. Organization for standardization (Geneva). – 15.03.1996.
6. 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.
7. 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 // Фіз.-хім. механіка матеріалів. – 2012. – 48, № 3. – С. 30–39.

Одержано 21.02.2012