

ПРЯМОЗУБА ЦИЛІНДРИЧНА ЕВОЛЬВЕНТНА ЗУБЧАСТА ПЕРЕДАЧА НАЙБІЛЬШОЇ КОНТАКТНОЇ МІЦНОСТІ

Ф.І. Стоцький, Т.Ф. Тутко, О.Я. Дубей

ІФНТУНГ; 76019, м. Івано-Франківськ, вул. Карпатська 15, тел. (0342) 727147;
e-mail: public@nimg.edu.ua

Для загального положення точки контакту між зубцями прямозубої циліндричної евольвентної передачі отримано аналітичну формулу для коефіцієнта питомого тиску. Розроблено алгоритм для визначення коефіцієнта питомого тиску, величини контактних напружень. При цьому коефіцієнти зміщень зуборізного інструмента для зубчастих коліс вибираються так, щоб товщини зубців коліс по колах вершин були б не меншими 0,4 від величини модуля передачі, а коефіцієнт торцевого перекриття був би не меншим 1,2 і була б відсутня інтерференція зубців коліс передачі. За розробленим алгоритмом створено комп'ютерну програму і отримано оптимальні коефіцієнти зміщень, які забезпечують мінімально можливе значення коефіцієнта питомого тиску і величини контактних напружень. Контактні напруження у такій передачі порівнюються з контактними напруженнями відповідної зубчастої передачі, утвореної нульовими зубчастими колесами.

Ключові слова: прямозуба циліндрична евольвентна передача, коефіцієнти зміщень зуборізного інструмента для зубчастих коліс, коефіцієнт питомого тиску, контактні напруження.

Для общего положения точки контакта между зубьями цилиндрической эвольвентной передачи получена аналитическая формула для коэффициента удельного давления. Разработан алгоритм для определения коэффициента удельного давления, величины контактных напряжений. При этом коэффициенты смещений зуборезного инструмента для зубчатых колес выбираются так, чтобы толщины зубьев по окружностям вершин были бы не меньшими 0,4 от величины модуля передачи, а коэффициент торцевого перекрытия – не меньше 1,2 и отсутствовала бы интерференция зубьев колес передачи. По разработанному алгоритму создана компьютерная программа и получены оптимальные коэффициенты смещений, обеспечивающие минимально возможное значение коэффициента удельного давления и величины контактных напряжений. Контактные напряжения в такой передаче сравниваются с контактными напряжениями соответствующей зубчатой передачи, образованной нулевыми зубчатыми колесами.

Ключевые слова: прямозубая цилиндрическая эвольвентная передача, коэффициенты смещений зуборезного инструмента для зубчатых колес, коэффициент удельного давления, контактные напряжения.

The analytical formula for unit pressure factor was obtained for the general position of the contact point between the claws of the involute spur gear. An algorithm was designed to determine the unit pressure factor and the surface stresses value. Herewith the gear cutter shifting coefficients for gear wheels are selected so that the claws thickness in the circles of peaks would be no less than 0,4 on the magnitude of the transmission module, the profile contact ratio would not be less than 1,2 and there would be no meshing interference. According to the developed algorithm we created a computer program and received the optimal shifting coefficients that provide the irreducible values of unit pressure factor and surface stresses. The surface stresses in such a gear are compared with the appropriate surface stresses formed by the zero gear wheels.

Key words: involute spur gear, gear cutter shifting coefficients for gear wheels, unit pressure factor, surface stresses.

Вступ. Постановка проблеми. Прямозуба евольвентна циліндрична зубчаста передача є найпростішою передачею. Але така передача, утворена нульовими зубчастими колесами, має, порівняно з косозубою передачею такого ж модуля m і таких же чисел зубців z_1 і z_2 , значно нижчу навантажувальну здатність. Це обумовлено тим, що у цій передачі у порівнянні з косозубою передачею одночасно знаходиться у зачепленні менша кількість пар зубців. Але поряд з цим прямозуба зубчаста передача крім вказаного суттєвого недоліку має і перевагу в порівнянні з косозубою передачею – це відсутність осьового зусилля.

З метою розширення області застосування циліндричної прямозубої зубчастої передачі необхідно збільшити її навантажувальну здатність. Відомо, що навантажувальну здатність прямозубої зубчастої передачі, яка визначається

її контактною міцністю, можна підвищити, якщо використовувати у передачі зубчасті колеса, нарізані з додатними зміщеннями x_1m , x_2m зуборізного інструмента (x_1 , x_2 – коефіцієнти зміщень) [1, 2, 3].

Величина контактної напруження у циліндричній зубчастій передачі визначається за формулою Герца

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{1}{2(1-\nu^2)}} \sqrt{\frac{Eq_H}{\rho_{3\epsilon}}} = 0,418 \sqrt{\frac{Eq_H}{\rho_{3\epsilon}}}, \quad (1)$$

де ν – коефіцієнт Пуассона (для сталевих зубчастих коліс $\nu \approx 0,3$);

E – зведений модуль пружності матеріалів коліс ($E = 2E_1E_2/(E_1 + E_2)$);

q_H – питома силова навантаження на зубці коліс передачі;

$\rho_{зв}$ – зведений радіус кривини профілів зубців коліс ($1/\rho_{зв} = (\rho_1 + \rho_2)/(\rho_1\rho_2)$);

ρ_1, ρ_2 – радіуси кривини профілів зубців у точці їх контакту у.

У роботі [1] для оцінки впливу геометрії зубців коліс (радіусів кривини їх профілів) на величину контактних напружень введено величину коефіцієнта питомого тиску, яку визначено так:

$$\vartheta = \frac{m}{\rho_{зв}}. \quad (2)$$

Враховуючи (2), формула (1) для контактних напружень набуває вигляду

$$\sigma_H = 0,418 \sqrt{\frac{Eq_H}{m}} \sqrt{\vartheta}. \quad (3)$$

Вплив геометрії зубців евольвентних коліс на величину контактних напружень можна визначати різними способами. Один із способів полягає у використанні блокуючих контурів, які складені для низки конкретних чисел зубців коліс z_1 і z_2 групою радянських вчених під керівництвом І.А. Болотовського [4]. Крім роботи [4] блокуючі контури для прямозубих циліндричних евольвентних зубчастих передач подані у Додатку 3 до стандарту ГОСТ 16532-70 «Передачі зубчастые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления». Недолік використання блокуючих контурів для визначення коефіцієнтів зміщень x_1 і x_2 зуборізного інструменту, які забезпечують найбільшу контактну міцність передач, полягає в тому, що визначення цих коефіцієнтів пов'язане з графічною побудовою, що неминує викликає похибки їх значень. З іншого боку, не для всіх чисел зубців z_1 і z_2 складено блокуючі контури.

Мета роботи. Отримання аналітичної формули для коефіцієнта питомого тиску ϑ і її використання при комп'ютерному визначенні додатних значень коефіцієнтів зміщень x_1 і x_2 зуборізного інструмента для зубчастих коліс з будь-якими числами зубців, які забезпечують оптимально можливе зменшення коефіцієнта питомого тиску, а, отже, і контактних напружень. Крім того, метою даної роботи є і порівняння контактних напружень у передачі з нульовими зубчастими колесами і відповідної передачі (з тими ж числами зубців коліс і того ж самого модуля), яка утворена колесами нарізаними зі зміщеннями x_1m і x_2m зуборізного інструмента.

Основна частина. Оскільки $\rho_1 + \rho_2 = N_1N_2$ (рис. 1) (N_1N_2 – лінія зачеплення), а $\rho_1 = N_1y$, $\rho_2 = N_2y$, то

$$\vartheta = \frac{m \cdot N_1N_2}{N_1y(N_1N_2 - N_1y)}. \quad (4)$$

Лінія зачеплення визначається таким аналітичним виразом:

$$N_1N_2 = \frac{m}{2}(z_1 + z_2)\cos\alpha \operatorname{tg}\alpha_w, \quad (5)$$

де α – кут профілю вихідного контура ($\alpha = 20^\circ$);

α_w – кут зачеплення зубчастої передачі (рис.1).

У формулі (4) для коефіцієнта питомого тиску є одна величина, яка залежить від положення точки контакту профілів зубців – N_1y . На рис. 1 на лінії зачеплення N_1N_2 точку входу пари зубців у зачеплення позначено через a , а точку виходу із зачеплення через b . Очевидна така нерівність $N_1b \geq N_1y \geq N_1a$.

Формули для N_1a і N_2b виглядають так:

$$N_1a = N_1N_2 - \frac{m}{2} \sqrt{[z_2 + 2(x_2 + h_a^* - \Delta y)]^2 - z_2^2 \cos^2 \alpha}, \quad (6)$$

$$N_1b = \frac{m}{2} \sqrt{[z_1 + 2(x_1 + h_a^* - \Delta y)]^2 - z_1^2 \cos^2 \alpha}, \quad (7)$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки вихідного контура ($h_a^* = 1,0$);

Δy – коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\left(\Delta y = x_1 + x_2 - \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right) \right).$$

Підставивши у формулу (4) вираз для N_1N_2 , отримаємо

$$\vartheta = \frac{m^2(z_1 + z_2)\cos\alpha \operatorname{tg}\alpha_w}{N_1y[m(z_1 + z_2)\cos\alpha \operatorname{tg}\alpha_w - 2N_1y]}. \quad (8)$$

Формула (8) дає змогу обчислити коефіцієнт ϑ для будь-якого N_1y , що лежить в інтервалі $N_1b \geq N_1y \geq N_1a$. Для випадку передачі, утвореної нульовими зубчастими колесами, отримуємо із (8)

$$\vartheta = \frac{m^2(z_1 + z_2)\sin\alpha}{N_1y[m(z_1 + z_2)\sin\alpha - 2N_1y]}. \quad (9)$$

Мінімально допустиме значення коефіцієнта ϑ залежить від максимально допустимих значень коефіцієнтів зміщень $x_{1\max}$ і $x_{2\max}$. При визначенні коефіцієнтів $x_{1\max}$ і $x_{2\max}$ необхідно враховувати такі обмежуючі умови:

– товщину зубців по колах вершин s_{a1} , s_{a2} (ці величини для силових зубчастих передач повинні мати значення $s_{a1} \geq 0,4m$, $s_{a2} \geq 0,4m$ [5]);

– торцьовий коефіцієнт перекриття ε_α . Цей коефіцієнт для зубчастих передач середніх класів точності повинен бути $\varepsilon_\alpha \geq 1,2$;

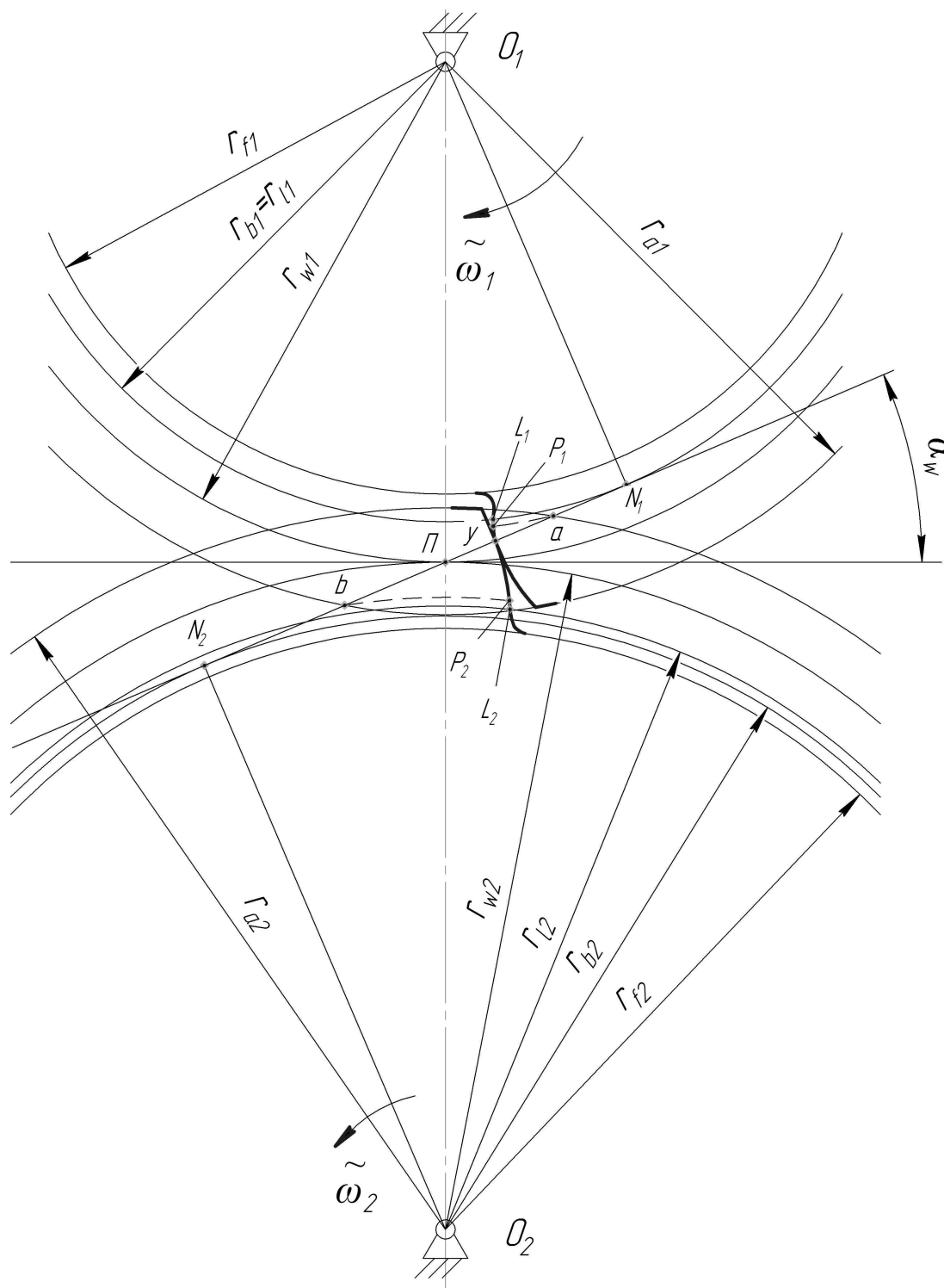


Рисунок 1 – Прямозуба евольвентна циліндрична зубчаста передача ($x_1 > 0, x_2 > 0$)

– відсутність інтерференції зубців коліс передачі. Умовою відсутності інтерференції зубців коліс передачі є справедливість нерівності $tg\alpha_p \geq tg\alpha_l$ (α_p - кут профілю евольвенти зубця у крайній нижній точці її активного профілю; α_l - кут профілю евольвенти зубця у граничній точці). Ця умова повинна перевірятися для обох коліс передачі [3].

Оскільки у прямозубій зубчастій передачі існує зона однопарного зачеплення, розташована найчастіше навколо полюса зачеплення Π , то саме у цій зоні при роботі передачі будуть найбільші контактні напруження. Із графіків залежності коефіцієнта φ від положення точки контакту y на лінії зачеплення N_1N_2 , які наводяться у літературі [1, 2], зрозуміло, що у зоні однопарного зачеплення коефіцієнт φ змі-

нюється незначно. У зв'язку з цим для визначення оптимальних значень коефіцієнтів зміщень x_1 і x_2 , які забезпечують найменше значення коефіцієнта питомого тиску ϑ , можна взяти точку контакту $У$ у полюсі зачеплення $П$. У такому разі $N_{1y} = 0,5mz_1 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w$ і із формули (8) отримуємо

$$\vartheta = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \cos \alpha \operatorname{tg} \alpha_w}, \quad (10)$$

а для передачі, утвореної нульовими зубчастими колесами, із (10) матимемо

$$\vartheta = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \sin \alpha}. \quad (11)$$

З метою порівняння контактних напружень у передачі, утвореній нульовими колесами, і у передачі, колеса якої нарізані зі зміщеннями $x_1 m$ і $x_2 m$ зуборізного інструмента і які мають однаковий модуль m , однакове число зубців z_1 і z_2 , виготовлені з одних і тих же матеріалів, мають однакову кутову швидкість і однаковий обертальний момент T_1 на вході у передачу, знайдемо відношення контактних напружень $\sigma_{H(\delta)}$, $\sigma_{H(z)}$ ($\sigma_{H(\delta)}$, $\sigma_{H(z)}$ - контактні напруження у передачі, утвореній нульовими колесами, і передачі, зубчасті колеса якої нарізані з додатними зміщеннями зуборізного інструмента). Для визначення цього відношення необхідно встановити питоме силове навантаження на зубці в одній і другій передачі.

Питоме силове навантаження у передачі, утвореній нульовими колесами, буде

$$q_{H(\delta)} = \frac{2T_1}{d_1 b_w \cos \alpha} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (12)$$

а у випадку передачі, у якій колеса нарізані зі зміщеннями зуборізного інструмента,

$$q_{H(\delta)} = \frac{2T_1}{d_{w1} b_w \cos \alpha_w} K_{H\beta} K_{H\nu}, \quad (13)$$

де d_1 , d_{w1} - діаметри діляльного кола шестірні для обох передач і початкового кола передачі, колеса якої нарізані зі зміщеннями $x_1 m$, $x_2 m$ зуборізного інструмента;

b_w - ширина вінця другого колеса в обох передачах;

$K_{H\beta}$, $K_{H\nu}$ - коефіцієнти, що враховують відповідно розподіл навантаження по довжині зубця та внутрішнє динамічне навантаження.

Якщо прийняти до уваги, що коефіцієнти $K_{H\beta}$ і $K_{H\nu}$ для обох передач однакові і що $d_{w1} = d_1 \cos \alpha / \cos \alpha_w$, то отримаємо відношення $\sigma_{H(\delta)} / \sigma_{H(z)} = \sqrt{\vartheta_{(\delta)}} / \sqrt{\vartheta_{(z)}}$. Тут $\vartheta_{(\delta)}$, $\vartheta_{(z)}$ - коефіцієнти питомого тиску відповідно передачі, утвореної нульовими колесами і передачі, колеса якої нарізані зі зміщеннями зуборізного інструмента.

Для визначення коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2 , які забезпечують найменше можливе значення коефіцієнта питомого тиску $\vartheta_{(z)}$, коефіцієнта $\vartheta_{(\delta)}$, а також відношення $\sigma_{H(\delta)} / \sigma_{H(z)}$ залежно від чисел зубців z_1 , z_2 , була розроблена комп'ютерна програма PZPKM. Для роботи програми задавався числовий масив пар зубців z_1 , z_2 коліс передач. У результаті виконання комп'ютерної програми для кожної пари зубців z_1 , z_2 коліс передачі отримано коефіцієнти зміщення x_1 , x_2 , які забезпечують найменш можливе значення коефіцієнта питомого тиску $\vartheta_{(z)}$. Визначався також коефіцієнт питомого тиску $\vartheta_{(\delta)}$ для передачі, утвореної нульовими зубчастими колесами з тими ж числами зубців z_1 , z_2 , і відношення контактних напружень для обох видів передач.

Алгоритм цієї програми наводиться нижче. Його послідовність така:

- вибираються початкові значення коефіцієнтів зміщення зуборізного інструмента для обох коліс ($x_1 = 0,1$; $x_2 = 0,1$);

- визначаються товщини зубців по колах вершин (s_{a1} , s_{a2}). Для цього розв'язується трансцендентне рівняння

$$\frac{2(x_1 + x_2)}{z_1 + z_2} \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha_w - \alpha_w,$$

з якого визначається кут зачеплення α_w . В останньому рівнянні $\operatorname{inv} \alpha$ - евольвентний кут кута α ($\operatorname{inv} \alpha = 0,014904$). Після цього обчислюється коефіцієнт зрівнювального зміщення

$$\Delta y = x_1 + x_2 - \frac{z_1 + z_2}{2} \left(\frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} - 1 \right),$$

кути профілю евольвенти по колах вершин

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{r_{b1}}{r_{a1}} = \arccos \frac{z_1 \cos \alpha}{2 \left(\frac{z_1}{2} + h_a^* + x_1 - \Delta y \right)},$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{r_{b2}}{r_{a2}} = \arccos \frac{z_2 \cos \alpha}{2 \left(\frac{z_2}{2} + h_a^* + x_2 - \Delta y \right)}$$

і зрештою

$$s_{a1} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a1}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_1 \operatorname{tg} \alpha + z_1 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1}) \right],$$

$$s_{a2} = m \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_{a2}} \left[\frac{\pi}{2} + 2x_2 \operatorname{tg} \alpha + z_2 (\operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2}) \right],$$

де $\operatorname{inv} \alpha_{ai} = \operatorname{tg} \alpha_{ai} - \alpha_{ai}$, $i = 1, 2$;

- перевіряється справедливість нерівностей $s_{ai} \geq 0,4 m$, $i = 1, 2$ (у випадку невиконання цих нерівностей збільшення коефіцієнтів зміщення у подальшому припиняється);

- визначається коефіцієнт торцювого перекриття передачі

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{1}{2\pi} [z_1(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_w) + z_2(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_w)];$$

- перевіряється справедливість нерівності $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$ (при невиконанні цієї нерівності зупиняється у подальшому збільшення коефіцієнтів зміщення x_1 і x_2);

- перевіряється відсутність інтерференції зубців коліс передачі. За відсутності інтерференції зубців повинна бути справедливою нерівність $tg\alpha_p \geq tg\alpha_l$, α_p - кут профілю евольвенти зубця у нижній точці P її активного профілю; α_l - кут профілю евольвенти зубця у його граничній точці L ;

для колеса

$$tg\alpha_p = tg\alpha_w - \frac{z_1}{z_2}(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_w),$$

$$tg\alpha_l = tg\alpha - \frac{4(h_a^* - x_2)}{z_2 \sin 2\alpha};$$

для шестірні

$$tg\alpha_p = tg\alpha_w - \frac{z_2}{z_1}(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_w),$$

$$tg\alpha_l = tg\alpha - \frac{4(h_a^* - x_1)}{z_1 \sin 2\alpha};$$

- якщо всі три нерівності виконуються, то далі збільшується x_2 ($x_2 = x_2 + \Delta x$, Δx - крок збільшення коефіцієнтів зміщення, $\Delta x = 0,01$) і всі кроки алгоритму, починаючи з другого повторюються;

- при певному значенні x_2 настає момент, коли одна із умов не виконується, тоді приймається $x_2 = x_2 - \Delta x$ і обчислюється коефіцієнт питомого тиску за формулою

$$\vartheta = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \cos \alpha tg\alpha_w};$$

- далі починається формування масиву $\vartheta(i)$. За останньою формулою отримано перший елемент цього масиву $\vartheta(1)$;

- надається нове значення для коефіцієнта зміщення шестірні $x_1 = x_1 + \Delta x$, а $x_2 = x_{2\text{нов}} = 0,1$ і весь алгоритм повторюється. В результаті отримуємо другий елемент масиву $\vartheta(2)$ і т.д.;

- збільшення x_1 продовжується до тих пір, поки при $x_2 = x_{2\text{нов}}$ не настане момент, коли одна із вище згаданих умов не виконуватиметься;

- із отриманого масиву $\vartheta(i)$ знаходиться елемент масиву, який має найменше значення ϑ_{\min} . Це значення фіксується як оптимальний коефіцієнт питомого тиску для заданої передачі

(z_1, z_2), тобто $\vartheta_{(z)} = \vartheta_{\min}$. Фіксуються також і коефіцієнти зміщення x_1, x_2 , які забезпечують одержання цього коефіцієнта питомого тиску $\vartheta_{(z)}$;

- для цієї ж передачі (z_1, z_2) визначається $\vartheta_{(6)}$ для випадку нульових зубчастих коліс ($x_1 = x_2 = 0$), користуючись формулою

$$\vartheta_{(6)} = \frac{2(z_1 + z_2)}{z_1 z_2 \sin \alpha};$$

- обчислюється відношення $\sigma_{H(6)} / \sigma_{H(z)}$;

- змінюють кількість зубців z_1 і z_2 передачі і алгоритм повторюється.

Частина результатів, отриманих при виконанні програми PZPKM, зведена до табл.1. З аналізу цих результатів випливає, що використання зміщень зуборізного інструмента при нарізанні зубчастих прямозубих циліндричних коліс дає змогу досить суттєво підвищити їх контактну міцність. Контактні напруження у зубчастих передачах, утворених нульовими зубчастими колесами, такого ж модуля і таких же кількостей зубців коліс, як і в передачах, колеса яких нарізані зі зміщенням зуборізного інструмента, є на 17%...18% більшими. Щоправда, зі збільшенням передаточного числа ця різниця має тенденцію до незначного зменшення.

Результати, подані у табл.1, відповідають точці контакту зубців, яка збігається з полюсом зачеплення Π . У цій точці у загальному випадку функція ϑ , яка виражається формулою (8), не має свого мінімуму. Її мінімум можна знайти математичним методом. Він настає у момент, коли точка контакту у знаходиться посередині лінії зачеплення $N_1 N_2$, тобто при цьому

$$N_1 y = \frac{m(z_1 + z_2)}{4} \cos \alpha tg\alpha_w. \quad (14)$$

Після підстановки (14) у (8) і невеликих спрощень отримаємо

$$\vartheta_{\min} = \frac{8}{(z_1 + z_2) \cos \alpha tg\alpha_w}. \quad (15)$$

З метою оцінки відхилення отриманих результатів коефіцієнта питомого тиску ϑ від їх мінімальних значень було виконано обчислення ϑ_{\min} за формулою (15) для однієї пари зубців і їх коефіцієнтів зміщень, а саме для $z_1 = 18, z_2 = 30, x_1 = 0,47, x_2 = 1,01$. При цьому отримано результат: $\vartheta_{\min} = 0,351255$. У табл. 1 для тих же значень z_1, z_2, x_1, x_2 маємо $\vartheta = 0,374186$, тобто відхилення є незначним. Мінімальне значення коефіцієнта питомого тиску у зубчастих передачах, у яких колеса нарізані з нульовими зміщеннями зуборізного інструмента, визначається із (15)

$$\vartheta_{\min(6)} = \frac{8}{(z_1 + z_2) \sin \alpha}. \quad (16)$$

Таблиця 1 – Порівняння коефіцієнтів питомого тиску прямозубих зубчастих передач, колеса яких нарізані з додатними і нульовими зміщеннями зуборізного інструменту

№ з/п	z_1	z_2	x_1	x_2	$\vartheta_{(z)}$	$\vartheta_{(\delta)}$	$\sigma_{H(\delta)}/\sigma_{H(z)}$
1	18	30	0,47	1,01	0,374186	0,519787	1,179
2	18	32	0,41	1,13	0,365517	0,507605	1,178
3	18	34	0,44	1,15	0,358357	0,496856	1,177
4	18	36	0,36	1,29	0,351532	0,487301	1,177
5	18	38	0,37	1,33	0,345866	0,478752	1,177
6	18	40	0,37	1,38	0,340769	0,471057	1,176
7	18	42	0,36	1,44	0,336160	0,464096	1,175
8	18	44	0,34	1,51	0,331971	0,457767	1,174
9	18	46	0,31	1,59	0,328149	0,451989	1,174
10	18	48	0,35	1,59	0,325003	0,446692	1,172
11	18	50	0,32	1,67	0,321769	0,441819	1,172
12	20	30	0,53	1,01	0,350907	0,487301	1,178
13	20	32	0,57	1,02	0,342688	0,475118	1,177
14	20	34	0,48	1,17	0,334998	0,464369	1,177
15	20	36	0,49	1,21	0,328580	0,454814	1,177
16	20	38	0,49	1,26	0,322840	0,446265	1,176
17	20	40	0,47	1,33	0,317676	0,438571	1,175
18	20	42	0,45	1,40	0,313006	0,431609	1,174
19	20	44	0,42	1,48	0,308762	0,425281	1,174
20	20	46	0,37	1,58	0,304889	0,419502	1,173
21	20	48	0,42	1,57	0,301662	0,414206	1,172
22	20	50	0,38	1,66	0,298386	0,409333	1,171
23	22	30	0,59	1,00	0,332314	0,460721	1,177
24	22	32	0,59	1,06	0,323586	0,448538	1,177
25	22	34	0,61	1,09	0,316288	0,437789	1,176
26	22	36	0,60	1,15	0,309802	0,428234	1,176
27	22	38	0,58	1,22	0,304002	0,419685	1,175
28	22	40	0,56	1,29	0,298784	0,411991	1,174
29	22	42	0,53	1,37	0,294064	0,405029	1,174
30	22	44	0,48	1,47	0,289775	0,398701	1,173
31	22	46	0,53	1,46	0,286166	0,392922	1,172
32	22	48	0,48	1,56	0,282566	0,387626	1,171
33	22	50	0,50	1,58	0,279540	0,382753	1,170

Можна було б провести дослідження аналогічне виконаному, користуючись формулами (15) і (16). При цьому результати мало чим відрізнялися б від тих, які подані у табл. 1.

Висновки

Отримана аналітична формула для коефіцієнта питомого тиску, який характеризує вплив геометрії зубців коліс прямозубої циліндричної евольвентної зубчастої передачі на величину контактних напружень, які виникають при роботі передачі.

Поставлена задача про визначення максимально допустимих коефіцієнтів зміщень x_{1max} , x_{2max} зуборізного інструмента для зубчастих коліс, які зумовлюють мінімально допустиме значення коефіцієнта питомого тиску, а,

отже, і відповідне зниження контактних напружень при роботі передачі. При цьому враховуються такі обмежуючі умови:

- товщина зубців коліс по колах вершин повинна бути $s_{a1} \geq 0,4 m$, $s_{a2} \geq 0,4 m$;
- відсутність інтерференції зубців коліс передачі;
- торцевий коефіцієнт передачі повинен задовольняти умові $\epsilon_\alpha \geq 1,2$.

З метою реалізації поставленої задачі розроблено спеціальну комп'ютерну програму, за допомогою якої для масиву заданих пар зубців z_1 і z_2 зубчастих передач визначено максимально допустимі коефіцієнти зміщень зуборізного інструмента, коефіцієнти питомого тиску, що відповідають цим коефіцієнтам, а також коефіцієнти питомого тиску для передач, утво-

рених нульовими колесами з такими ж числами зубців z_1 і z_2 , і відношення контактних напружень передач, утворених нульовими колесами і колесами, що нарізані з додатними зміщеннями зуборізного інструмента.

За результатами роботи комп'ютерної програми для досліджуваного масиву зубчастих передач ($z_1 = 18 \dots 30$, $z_2 = 30 \dots 50$), контактні напруження у передачах, утворених нульовими колесами на 17%...18% більші за контактні напруження у таких же передачах, колеса яких нарізані з додатними зміщеннями зуборізного інструмента.

Дану методику визначення коефіцієнтів x_1 і x_2 , які забезпечують найбільшу контактну міцність зубчастої передачі, можна розглядати як альтернативу блокуючим контурам, які теж дозволяють отримати значення цих коефіцієнтів. Перевага даної методики полягає у її підвищеній точності.

Завдання подальших досліджень полягає в аналогічному використанні комп'ютерної техніки для визначення оптимальних коефіцієнтів зміщень x_1 і x_2 зуборізного інструменту при нарізанні зубчастих коліс з метою отримання зубчастої передачі найбільшої міцності на згин.

Література

1 Теория механизмов: учебное пособие для вузов / В.А. Гавриленко, С.Б. Минут, А.К. Мусатов и др. – М.: Высшая школа, 1973. – 511 с.

2 Кореняко А.С. Курсовое проектирование по теории механизмов и машин / А.С. Кореняко, Л.И. Кременштейн, С.Д. Петровский и др. – Киев: Вища школа, 1970. – 332 с.

3 Цилиндрические эвольвентные зубчатые передачи внешнего зацепления / И.А. Болотовский, Б.И. Гурьев, В.Э. Смирнов и др. – М.: Машиностроение, 1974. – 160 с.

4 Справочник по геометрическому расчету эвольвентных и червячных передач / Под ред. И.А. Болотовского. – М.: Машиностроение, 1986. – 448 с.

5 Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин: підручник / Я.Т. Кіницький. – Київ: Наукова думка, 2002. – 661 с.

Стаття надійшла до редколегії 28.10.13

Рекомендована до друку

*професором **Петриною Ю.Д.***

(ІФНТУНГ, м. Івано-Франківськ)

*канд. техн. наук **Тарабариним П.В.***

(НДПІ ПАТ «Укрнафта», м. Івано-Франківськ)