

doi: 10.32620/oikit.2025.104.15

УДК 621.833.22

А. В. Кузнецова

Підвищення довговічності конічних передач із двоопукло-ввігнутими зубцями

Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут»

У статті викладено теоретичні та практичні задачі підвищення ресурсу конічних передач з двоопукло-ввігнутими (ДОВ) зубцями шляхом вибору раціональних параметрів зачеплення на основі моделювання зношування. Теоретичні дослідження складаються з розробки математичних моделей: 1. Зачеплення ДОВ зубців конічної передачі, яка містить у собі опис бічних тривимірних поверхонь зубців і дозволяє визначати геометричні (радіуси кривизни профілів), кінематичні (швидкості кочення й ковзання) і міцнісні (нормальна сила в зачепленні, контактні й згинні напруження) параметри для подальшого розрахунку зношування зубців; 2. Зношування ДОВ зубців конічних передач, у якій врахована наявність зношування в полюсній зоні зачеплення, зменшення твердості контактної поверхні в процесі зношування цементаційного шару, що дозволило забезпечити достатню точність розрахунку зношування робочих поверхонь зубців (відносна похибка не перевищує 10 %). За допомогою математичних моделей зачеплення й зношування ДОВ зубців конічних передач установлені аналітичні залежності між зношуванням і коефіцієнтами зміщення, модулем, кількістю зубців шестірні (колеса), шириною зубчастого вінця. Це дозволило обґрунтувати раціональні параметри зачеплення (за критерієм зносостійкості зубців) для забезпечення підвищеної довговічності передач. Розроблено методику експериментального визначення зношування ДОВ зубців конічних передач, яка базується на методі лазерного сканування й дозволяє визначати координати точок бічної тривимірної поверхні зубців з максимальною абсолютною похибкою 0,02 мм. Результати експериментального визначення зношування, виконані у виробничих умовах, підтвердили точність і адекватність розроблених теоретичних положень. Розроблено методику прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями на стадії їх проектування, яка враховує зміну їх геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів внаслідок зміни форми профілю бічних поверхонь зубців під час зношування після кожного циклу навантаження. Розроблено програму для вибору раціональних параметрів зачеплення конічних передач із ДОВ зубцями, яка базується на методиці прогнозування їх довговічності. Вибрано раціональні параметри конічних передач із двоопукло-ввігнутими зубцями, що дозволило підвищити ресурс у 1,93 рази.

Ключові слова: шестірня, зубчасте колесо, зношування, ресурс, профіль зношених зубців, геометричні, кінематичні та навантажувальні параметри контакту.

Вступ

Основним напрямком розвитку сучасного машинобудування є створення нових і вдосконалення існуючих технологічних машин з метою підвищення показників якості і надійності. Це повною мірою стосується високонавантажених гірничих, транспортних, металургійних і інших машин, для яких щорічний випуск зубчастих і черв'ячних передач становить: в Україні – приблизно 10 тис. шт., у країнах ЄС – 250 тис. шт., у світі – понад 2 млн. шт. Тому підвищення довговічності механічного приводу високонавантажених технологічних машин залишається актуальним науково-практичним завданням машинознавства.

У сучасних серійних конструкціях приводів гірничих і транспортних машин використовуються конічні передачі із двоопукло-ввігнутими (ДОВ) зубцями, які мають довговічність у межах одного-двох міжремонтних термінів, тобто виходять

із ладу через 8...16 місяців експлуатації. За статистичними даними в середньому за рік в Україні відбувається понад 250 тис. відмов приводів, внаслідок чого простої технологічного встаткування становлять понад 1 млн. годин, а відповідні ремонтні витрати понад – 7,5 млрд. гривень.

Одним з перспективних шляхів підвищення довговічності конічних передач із ДОВ зубцями є вибір раціональних параметрів зачеплення (коефіцієнтів зміщення, модуля, кількості зубців шестірні й колеса і ширини зубчастого вінця) на стадії проектування з урахуванням зношування зубців. За результатами аналізу досліджень зносостійкості зубців відомих вчених [1-4] встановлено, що в них не враховується вплив зміни профілю бічної поверхні зубців у процесі зношування на параметри геометрії передачі (радіуси кривизни профілів), її кінематики (швидкості кочення й ковзання) і міцності (нормальні сили в зачепленні, контактні й згинальні напруження).

Оскільки зазначені фактори суттєво впливають на довговічність конічних передач із ДОВ зубцями, то відповідні наукові дослідження є актуальними.

Основний матеріал

1. Постановка завдання

Низька довговічність зубців зумовлена насамперед інтенсивним зношуванням їхніх робочих поверхонь, а не поломками чи викришуванням. Дослідженню зачеплення різних типів зубчастих передач і методик визначення зношування їх прямолінійних і криволінійних зубців з евольвентним профілем присвячені роботи багатьох вчених [1-2, 5-16]. Встановлено, що при визначенні зношування й довговічності евольвентних зубців не враховується зміна значень геометричних, кінематичних і навантажувальних параметрів внаслідок зміни форми профілю бічних поверхонь зубців у результаті їх зношування. Щодо конічних передач із ДОВ зубцями теоретичні й експериментальні дослідження процесу зношування й визначення довговічності не виконувалися.

Одним з перспективних способів підвищення довговічності зубців передач за критерієм зношування при збереженні існуючої технології обробки, точності виготовлення, габаритних розмірів і міцності є вибір раціональних параметрів зачеплення на етапі проектування. При цьому існує можливість підвищення довговічності конічних передач із ДОВ зубцями вибором раціональних параметрів зачеплення з урахуванням зміни геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів передачі в результаті зміни форми профілю бічних поверхонь зубців.

На підставі вищевикладеного метою даного дослідження є підвищення довговічності конічних передач із ДОВ зубцями вибором раціональних параметрів зачеплення на підставі моделювання зношування робочих поверхонь зубців.

Поставлена мета визначила рішення наступних завдань:

- виконати теоретичні дослідження процесу зношування конічних передач із ДОВ зубцями, які складаються з розробки моделі зачеплення зубців і моделі їх зношування;
- виконати експериментальні дослідження зношування ДОВ зубців конічних передач для підтвердження адекватності розроблених математичних моделей зачеплення зубців і їх зношування;
- розробити методику прогнозування зношування й довговічності конічних

передач із ДОВ зубцями;

- виконати аналіз впливу параметрів зачеплення (коефіцієнтів зміщення, модуля, кількості зубців шестірні й колеса, ширини зубчастого вінця) конічних передач із ДОВ зубцями на їхню довговічність;

- обґрунтувати раціональні параметри зачеплення (за критерієм зносостійкості) конічної передачі із ДОВ зубцями редуктора привода ріжучої частини очисного комбайна.

2. Теоретичні дослідження

Для створення інтегральної моделі прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями був використаний теоретико-експериментальний метод, найбільш ефективний при існуючому стані питання.

Інтегральна модель містить у собі комплекс наступних моделей:

1. *Модель зачеплення зубців*, яка містить наступні блоки: математичний опис профілю бічних поверхонь ДОВ зубців шестірні й колеса; побудова апроксимуючих кривих робочої поверхні зубців; визначення положень контактної точки; визначення геометричних, кінематичних і навантажувальних параметрів зачеплення.

2. *Модель зношування*. Визначення розрахункових значень зношування контактуючих поверхонь проводилося з урахуванням максимально можливого числа факторів, а також з урахуванням розподілу зношування між зубцями шестірні й колеса. За результатами визначення зносу в контактних точках виконувався синтез зношеного профілю методом кускової апроксимації шляхом згладжування профільних кривих лише в зонах зносу. Координати незачепленої зносом частини профілю в зонах відсутності контакту зберігалися без змін.

Для оцінки адекватності розроблених окремих математичних моделей були проведені експериментальні дослідження визначення зношування ДОВ зубців конічних передач.

Об'ємна модель ДОВ зуба. Для математичного опису робочої поверхні зуба була прийнята ортогональна система координат ($Oxyz$). Початком координат є вершини початкових конусів шестірні й колеса. Віссю абсцис є лінія симетрії зуба шестірні й проходить уздовж осі колеса; вісь ординат розташовується перпендикулярно лінії симетрії зуба шестірні; вісь ординат проходить уздовж осі шестірні (рис. 1).

Математична модель зачеплення ДОВ зубців конічних передач містить у собі опис бічних тривимірних поверхонь зубців. Математичний опис бічної тривимірної поверхні зуба шестірні й колеса щодо системи координат $Oxyz$ (рис. 1) представлені в наступній формі:

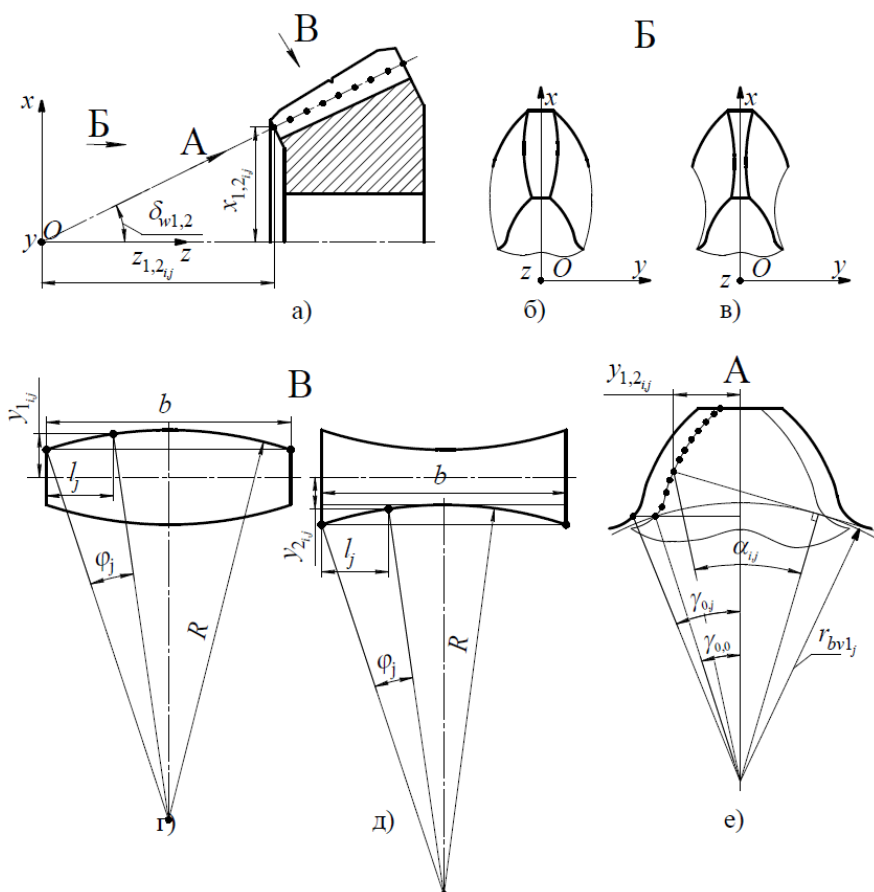


Рис. 1. До математичного опису бічної робочої поверхні ДОВ зубців шестірні й колеса конічної передачі: а) шестірня або колесо в системі координат $Oxyz$; б) зуб шестірні; в) зуб колеса; г) до розрахунку координати $y_{1,i,j}$ шестірні; д) до розрахунку координати $y_{2,i,j}$ колеса; е) до розрахунку координат $x_{1,2,i,j}$, $y_{1,2,i,j}$, $z_{1,2,i,j}$

$$\begin{cases} x_{1,2,i,j} = \frac{m_{nj} \times z_{1,2} \times \cos \alpha_b}{2 \cos \alpha_{i,j}} \cos(\gamma_{0,j} - \operatorname{tg} \alpha_{i,j} + \alpha_{i,j}), \\ y_{1,i,j} = m \frac{m_{nj} \times z_1 \times \cos \alpha_b}{2 \cos \delta_{w1} \times \cos \alpha_{i,j}} \sin(\gamma_{0,j} - \operatorname{tg} \alpha_{i,j} + \alpha_{i,j}) m \sqrt{4R^2 \times \sin^2\left(\frac{f_j}{2}\right) - l_j^2}, \\ y_{2,i,j} = m \frac{m_{nj} \times z_2 \times \cos \alpha_b}{2 \cos \delta_{w2} \times \cos \alpha_{i,j}} \sin(\gamma_{0,j} - \operatorname{tg} \alpha_{i,j} + \alpha_{i,j}) m R \pm \sqrt{R^2 - \left(\frac{b}{2}\right)^2} \pm \sqrt{4R^2 \times \sin^2\left(\frac{f_j}{2}\right) - l_j^2}, \\ z_{1,2,i,j} = \frac{m_{nj} \times z_{1,2} \times \cos \alpha_b}{2 \times \operatorname{tg} \delta_{w1,2} \times \cos \alpha_{i,j}} \cos(\gamma_{0,j} - \operatorname{tg} \alpha_{i,j} + \alpha_{i,j}), \end{cases} \quad (1)$$

де $x_{1,2,i,j}$, $y_{1,2,i,j}$, $z_{1,2,i,j}$ – координати точок профілю зубців (1 – шестірні, 2 – колеса); i – номер точки бічного робочого профілю зуба ($i = 41$, відстань між точками прийнята рівною половині ширини смужки контакту за Герцем); j – номер точки по довжині зуба ($j = 10$); m_{nj} – нормальний модуль в j -ому перетині; $z_{1,2}$ – кількість зубців відповідно шестірні або колеса; $\alpha_b = 20^\circ$ – кут

профілю вихідного контуру; $\alpha_{i,j}$ – евольвентний кут; $\gamma_{0,j}$ – кутова координата початкової робочої точки евольвенти в j -ому перетині по довжині зуба шестірні або колеса; $\mp$ – верхній знак відповідає лівому профілю зуба, нижній – правому; $\delta_{w1,2}$ – кут початкового конуса відповідно шестірні або колеса; R – радіус різцевої головки; f_j – кутова координата дуги кола, що описує бічний опуклий профіль зуба шестірні або ввігнутий профіль зуба колеса в j -ій точці; l_j – відстань від внутрішнім торцевим перетином до j -ої точки по довжині зуба шестірні або колеса; b – ширина зубчастого вінця конічної передачі.

За отриманими значенням координат точок виконана кускова апроксимація профілів бічної поверхні ДОВ зубців конічної передачі.

Далі аналітично визначено: існування контакту при зачепленні апроксимованих профілів бічної поверхні зубців конічної передачі та у випадку його наявності визначені координати точок контакту; геометричні (радіуси кривизни профілів), кінематичні (швидкості кочення й ковзання) і навантажувальні (нормальна сила в зачепленні й контактні напруження) параметри в точках контакту зубців.

Радіуси кривизни профілів у контактній точці розраховуються аналітичним методом, який базується на графічному методі визначення радіусів кривизни за трьома опорними точками.

Значення швидкостей кочення й ковзання, нормальної сили в зачепленні й контактних напружень визначаються залежностями з теорії зачеплення евольвентних профілів. Розподіл нормальної сили у двопарному зачепленні між парами зубців проводився з урахуванням їх твердості. Питома твердість зубчастого колеса (шестірні) розрахована як відношення нормального погонного навантаження до повного переміщення точки контакту. Для визначення цього переміщення використовувалася універсальна програмна система кінцево-елементного аналізу.

Отримані результати розрахунків геометричних, кінематичних і навантажувальних параметрів у моделі зачеплення ДОВ зубців конічних передач використані при подальшому моделюванні зношування.

Імітаційна чисельна модель зношування ДОВ зубців конічних передач дозволяє визначати значення зношування в контактних точках після циклу зміни напруження з наступним коректуванням профілю бічної поверхні зубців.

Вихідна залежність моделі

$$I = I_1 + I_2 = (I_{z1} + I_{a1}) + (I_{z2} + I_{a2}), \quad (2)$$

де I – сумарне лінійне зношування зубців шестірні й колеса в контактній точці; I_1 і I_2 – лінійне зношування зубців відповідно шестірні й колеса; I_{z1} і I_{z2} – основне лінійне зношування зубців відповідно шестірні й колеса; I_{a1} і I_{a2} – додаткове лінійне зношування зубців відповідно шестірні й колеса (виникає в результаті осьового зміщення зубців шестірні щодо зубців колеса внаслідок радіальних зазорів у підшипниках кочення й призводить до наявності зношування в полюсній зоні зачеплення).

Розподіл сумарного зношування в точці контакту між зубцями шестірні й колеса здійснюється з використанням наступного взаємозв'язку:

$$\left. \begin{aligned} I_{z1} + I_{z2} &= I_z \\ \frac{I_{z1}}{I_{z2}} &= \alpha_{zI} \end{aligned} \right\}, \left. \begin{aligned} I_{a1} + I_{a2} &= I_a \\ \frac{I_{a1}}{I_{a2}} &= \alpha_{aI} \end{aligned} \right\}, \quad (3)$$

де I_z – сумарне основне зношування в контактній точці; I_a – сумарне додаткове зношування в контактній точці; α_{zI} – коефіцієнт розподілу основного зношування між поверхнями шестірні й колеса в контактній точці; α_{aI} – коефіцієнт розподілу додаткового зношування між поверхнями шестірні й колеса в контактній точці.

Коефіцієнти розподілу основного й додаткового зношування:

$$\alpha_{zI} = \frac{I_{z1}}{I_{z2}} = \frac{S_{z1}}{S_{z2}} \frac{HRC_2}{HRC_1} = \frac{v_{t2}}{v_{t1}} \frac{HRC_2}{HRC_1}, \alpha_{aI} = \frac{I_{a1}}{I_{a2}} = \frac{S_{a1}}{S_{a2}} \frac{HRC_2}{HRC_1}, \quad (4)$$

де S_{z1}, S_{z2} – шляхи ковзання контактної зони по профілях зубців у результаті основного зношування; S_{a1}, S_{a2} – шляхи ковзання контактної зони по профілях зубців у результаті додаткового зношування; v_{t1} і v_{t2} – швидкості переміщення зони контакту по профілях зубців шестірні й колеса; v_{ta1} і v_{ta2} – швидкості переміщення зони контакту по профілях зубців шестірні й колеса внаслідок осьового зміщення зубців шестірні відносно зубців колеса; HRC_1 і HRC_2 – твердість робочих поверхонь контактуючих зубців за Роквеллом.

Зі збільшенням зношування ДОВ зубців конічних передач твердість їх робочих поверхонь знижується, що враховується згідно із залежністю

$$HRC = 64 - 4I^2 - 4I. \quad (5)$$

Основне й додаткове лінійне зношування визначене за формулами:

$$\left. \begin{aligned} I_z &= i_z \alpha_T \alpha_B P_z \\ P_z &= \alpha_w f_{mp} \sigma_H \sqrt{K_d K_{H\beta}} v_{ck} \end{aligned} \right\}, \left. \begin{aligned} I_a &= i_a \alpha_T P_a \\ P_a &= \alpha_w f_{amp} \sigma_H \sqrt{K_d K_{H\beta}} v_{ack} \end{aligned} \right\}, \quad (6)$$

де i_z – питома інтенсивність зношування; i_a – питома інтенсивність зношування внаслідок осьового зміщення зубців шестірні щодо зубців колеса; α_T – коефіцієнт варіації питомої інтенсивності зношування, який враховує зміну i_z або i_a в процесі експлуатації; α_B – коефіцієнт, що враховує вплив миттєвої температури контакту зубців; P_z – питома потужність сил тертя в контакті при відносному коченні з ковзанням контактуючих зубців; P_a – питома потужність сил тертя в контакті при відносному ковзанні зубців внаслідок осьового зміщення зубців шестірні щодо зубців колеса; α_w – коефіцієнт, що враховує розподіл нормальних контактних напружень при кромковому контакті зубців; f_{mp} – коефіцієнт тертя з урахуванням ковзання й кочення при контакті зубців; f_{amp} – коефіцієнт тертя внаслідок осьового зміщення зубців шестірні відносно зубців колеса, визначається за формулою для напрямних ковзання; σ_H – нормальні контактні напруження; K_d – коефіцієнт динамічного навантаження; $K_{H\beta}$ – коефіцієнт розподілу навантаження по довжині контактних ліній; v_{ck} – швидкість ковзання; v_{ack} – швидкість ковзання в результаті осьового зміщення зубців шестірні відносно зубців колеса.

Враховуючи, що на додатковому конусі зуб має евольвентний профіль, а також нехтуючи кривизною уздовж його довжини ($K=4,4 \cdot 10^{-3}$ 1/мм), визначення

напруження σ_H у зачепленні виконувалося за формулою Герца для контакту прямих циліндрів.

Після визначення лінійного зношування зубців шестірні й колеса (рис. 2) виконувався синтез зношених профілів ДОВ зубців конічних передач. Для цього реалізоване відповідне коректування ординат профілю:

$$\left. \begin{aligned} y_{1I_{i,j}} &= y_{1i,j} - I_1 \cdot \cos \lambda \\ y_{2I_{i,j}} &= y_{2i,j} - I_2 \cdot \cos \lambda \end{aligned} \right\}, \quad (7)$$

де $y_{1I_{i,j}}$, $y_{2I_{i,j}}$ – ординати профілів зубців шестірні й колеса після циклу зношування відповідно до циклу зміни напружень; λ – кут між нормаллю до профілю зуба й перпендикуляром до осі абсцис.

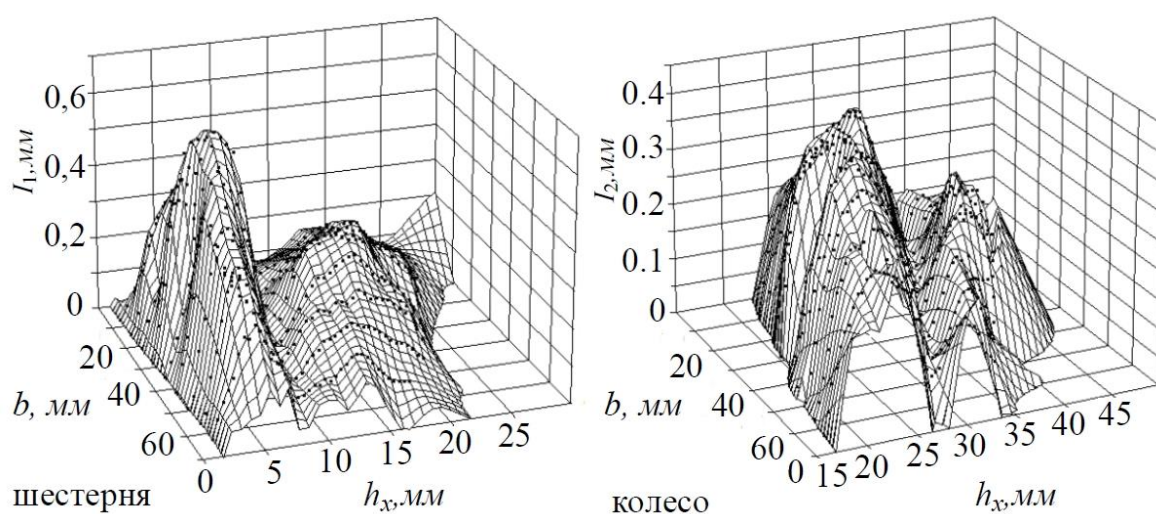


Рис. 2. Теоретичний розподіл зношування I_1 і I_2 по довжині b зуба й висоті h_x

На цьому завершується цикл розрахунку зношування на основі моделей зачеплення й зношування. Під час наступного циклу моделювання одержують нові координати точок зношених бічних робочих поверхонь ДОВ зубців і всі розрахунки повторюються.

Після кожного циклу моделювання форма профілю бічної поверхні ДОВ зубців відрізняється від попередньої внаслідок зношування (це встановлене експериментально). Зміна профілю впливає на значення геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів, а саме радіусів кривизни профілів, швидкості кочення й ковзання, нормальної сили й контактних напружень, які визначаються в моделі зачеплення.

Кількість таких циклів визначає довговічність конічної передачі із ДОВ зубцями

$$L_h = \frac{N}{60 \cdot n}, \quad (8)$$

де N – кількість циклів моделювання (кількість циклів зміни напружень); n – частота обертання зубчастого колеса.

Таким чином, за допомогою розроблених математичних моделей

зачеплення й зношування ДОВ зубців конічних передач установлені аналітичні залежності між зношуванням і коефіцієнтами зміщення, модулем, кількістю зубців шестірни (колеса), шириною зубчастого вінця. Це дозволяє вибирати раціональні параметри зацеплення з метою підвищення довговічності передач за критерієм зносостійкості.

3. Експериментальне дослідження зношування зубців

Експериментальне дослідження зношування робочих поверхонь зубців і їх довговічності проводилося на базі аналізу конічних передач із ДОВ зубцями (рис. 3), які використовуються в редукторах приводів ріжучих частин очисних комбайнів. При цьому досліджувалися конічні передачі із ДОВ зубцями, виготовлені на одному заводі за єдиною технологією, тобто об'єкти того самого рівня якості, точності й з однаковими параметрами (табл. 1).

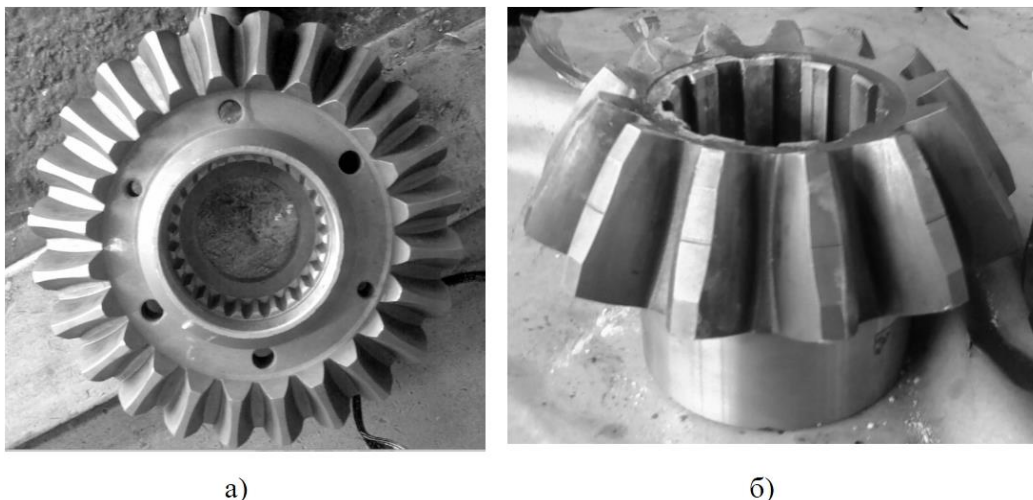


Рис. 3. Конічне зубчасте колесо (а) і шестірня (б) із ДОВ зубцями

Таблиця 1

Основні параметри досліджуваної зубчастої передачі

Параметр	шестірня	колесо
Середній нормальний модуль	13 мм	
Зовнішній окружний модуль	15,46 мм	
Числа зубців	13	24
Передаточне число	1,85	
Коефіцієнти зміщення вихідного контуру	0,55	0,95
Міжосьовий кут	90°	
Середня арифметична шорсткість	6,3 мкм	
Ширина зубчастого вінця	70 мм	
Кутова швидкість ведучого вала	27,7 рад/с	
Обертальний момент на ведучому валу	10420 Нм	
Питоме навантаження по довжині зуба	1867 Н/мм	
Матеріал і термічна обробка	сталь 20Х2Н4А, цементация, гартування 57÷63 HRC	
Границя текучості матеріалу зубчастих коліс	1080 МПа	
Ступінь точності	9-А	

Для вимірювання зношування й створення тривимірної моделі зношених ДОВ зубців конічної передачі вперше розроблений алгоритм, що передбачає застосування методу лазерного сканування для визначення координат точок бічної тривимірної поверхні зубців. Алгоритм складається із двох етапів: перший – виготовлення зліпків западин зубців; другий – лазерне сканування бічних поверхонь зліпків для визначення координат їх точок з наступною побудовою тривимірних моделей конічних передач із ДОВ зубцями.

Робота зі збору інформації про зношування зубців в експлуатаційних умовах проводилася в такий спосіб:

- редуктори приводів вугільних комбайнів після відпрацьовування строку, певного нормами експлуатації, або у випадку виходу машини з ладу надходили для капітального ремонту. Комбайни, що надійшли в кількості 15 шт., були розділені на 3 групи залежно від кількості тонн добутого вугілля (з малим наробітком, із середнім наробітком, з максимальним наробітком);

- після проведення розбирання редукторів проводилося виготовлення зліпків западин ДОВ зубців. Для експериментальних досліджень виготовлялися зліпки трьох западин між зубцями шестірні й трьох западин між зубцями колеса під кутами 120° із триразовим послідовним повторенням.

Таким чином, при проведенні експериментальних досліджень виготовлялися 90 зліпків западин між ДОВ зубцями конічних передач.

Для одержання координат точок зліпків з наступною побудовою їх тривимірних комп'ютерних моделей уперше для дослідження зношування конічних передач із ДОВ зубцями застосований метод лазерного сканування, розроблений S. Winkelbach, S. Molkenstruck, F.M. Wahl [17], який полягає в аналізі тривимірного об'єкта, збиранню даних про форму й координати точок його поверхні.

До складу стенда для вимірювання координат точок зліпків входять: лазер, дві маркіровані плоскі поверхні, жорстко закріплені під кутом 90° , цифрова камера, лінії передачі сигналів на персональний комп'ютер і зліпок.

Лазер випромінює гостроспрямований промінь у напрямку до зліпка. Необхідною умовою даного методу є перетинання лазерною площиною двох об'єктів одночасно – зліпка, геометричні параметри якого невідомі, і опорного об'єкта з відомою геометрією, що перебуває на задньому плані. У цьому випадку таким об'єктом є дві маркіровані плоскі поверхні, жорстко зв'язані між собою під кутом 90° . Маркери необхідні для калібрування камери, тобто для знаходження координат опорного об'єкта щодо координатної системи камери. Положення лазера на опорному об'єкті використовується для калібрування лазера – обчислення точної просторової позиції лазерної площини.

В умовах лазерного сканування зліпків западин досліджуваних ДОВ зубців конічних передач встановлене, що при роздільній здатності матриці камери 1920×1080 , довжині зліпка 70 мм, відстані до камери 50 мм, куті триангуляції 30° , потужності лазера 5 мВт, освітленості в приміщенні 500 лк максимальна похибка методу становить 0,02 мм.

На підставі отриманих координат точок бічних поверхонь зліпків за допомогою САПР створені їхні тривимірні комп'ютерні моделі. Отримані тривимірні моделі зліпків встановлювалися в западини між зубцями тривимірних теоретичних моделей шестірні й колеса. Далі визначалося зношування бічної поверхні профілю ДОВ зубців шляхом вирахування значень координат точок зношеного профілю з відповідних значень координат точок початкового профілю.

Запропонований алгоритм і етапи експериментального дослідження зношування, покладені в основу розробленої методики визначення зношування ДОВ зубців конічної передачі.

На основі проведених експериментальних досліджень зношування ДОВ зубців конічних передач встановлено:

- у зоні теоретичного полюса зачеплення, незважаючи на рівність нулю швидкості ковзання, має місце зношування зубців, що враховане при розробці моделі зношування введенням додаткового лінійного зношування l_{a1} і l_{a2} ;
- значення зношування більш ніж на порядок перевищують допуски на похибку профілю зуба;
- по довжині ДОВ зуба зношування має своє максимальне значення у внутрішньому торцевому перетині (на шестірні становить 0,96 мм, на колесі – 0,62 мм, рис. 4);
- характер зміни зношування по висоті зуба має такий вигляд. На крайній границі контакту ніжки зуба зношування відсутній, потім зношування починає рости. Досягаючи свого максимального значення, зношування зуба починає зменшуватися, і його мінімальне значення по висоті зуба припадає на полюс зачеплення. Далі знову спостерігається ріст зношування. Другий екстремум кривої перебуває на середині головки зуба, після якого відбувається спад значень зношування.

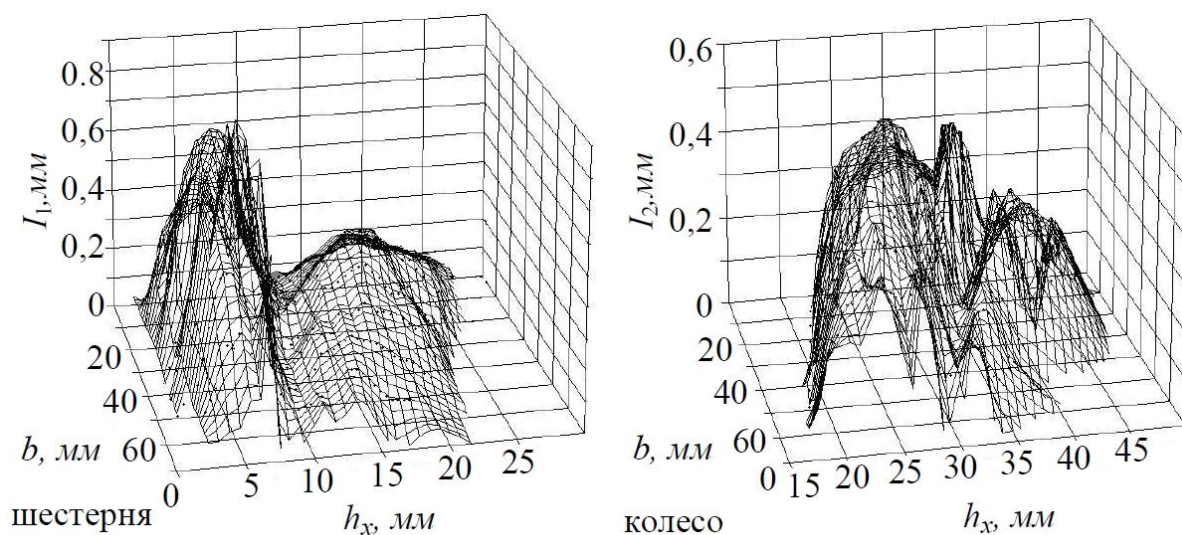


Рис. 4. Експериментальні епюри розподілу зношування l_1 і l_2 по довжині b і висоті h_x зуба

4. Аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень зношування зубців

Досліджений вплив зміни профілю робочих бічних поверхонь ДОВ зубців на геометричні (радіуси кривизни), кінематичні (швидкості кочення й ковзання) і міцнісні (нормальна сила в зачепленні, контактні й згинні напруження) параметри конічних передач [18].

На підставі аналізу результатів експериментального й теоретичного моделювання зачеплення тривимірних просторових моделей встановлено:

- зношування зубців суттєво впливає на радіуси кривизни профілю (рис. 5), у результаті чого змінюється зведений радіус кривизни, який безпосередньо впливає на значення контактних напружень;

- у результаті змінності й значного збільшення контактних напружень (рис. 6) по висоті й довжині зубців у процесі експлуатації передачі збільшується ступінь викривлення профілів;

- у результаті зміни передаточного числа (рис. 7) у процесі роботи зубчастої передачі виникають додаткові кутові прискорення веденої ланки, що приводить до зміни характеру динамічного навантаження й негативно позначається на роботі передачі й технологічному стані машини в цілому.

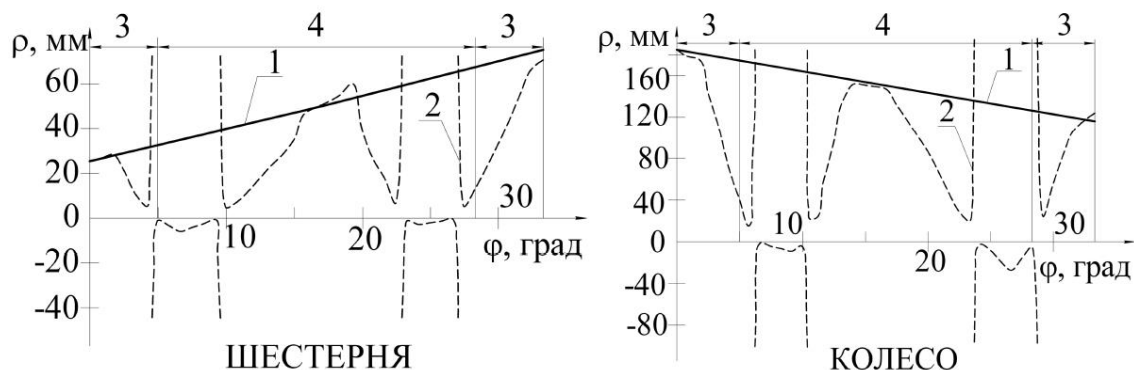


Рис. 5. Графіки зміни радіусів кривизни ρ у середньому перетині у функції кута повороту φ зубчастого зачеплення: 1 - незношений профіль; 2 – зношений профіль; 3 - зони двопарного зачеплення; 4 - зона однопарного зачеплення

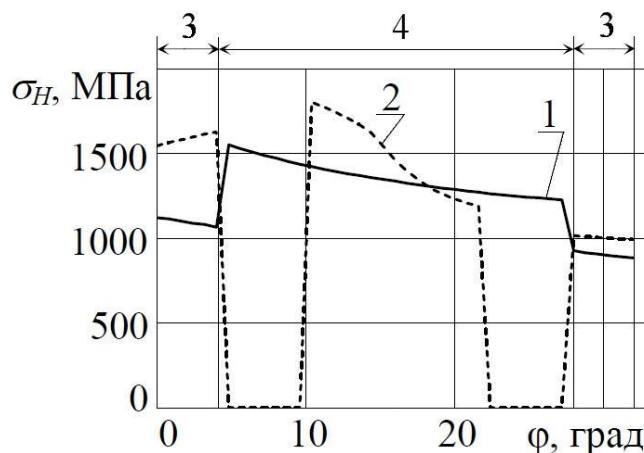


Рис. 6. Графіки зміни контактних напружень у функції кута повороту φ зубчастого зачеплення: 1 - незношений профіль; 2 - зношений профіль; 3 - зони двопарного зачеплення; 4 - зона однопарного зачеплення

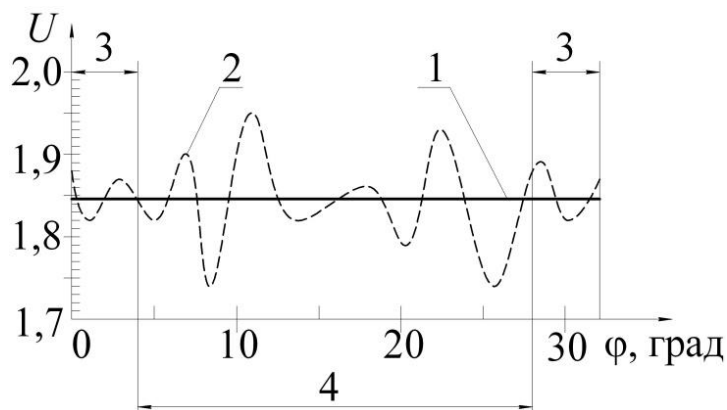


Рис. 7. Графік функції миттєвого значення передаточного числа U передачі від кута повороту φ зубчастого зачеплення: 1 – незношений профіль; 2 – зношений профіль; 3 - зони двопарного зачеплення; 4 - зона однопарного зачеплення

Проведений порівняльний аналіз результатів теоретичних і експериментальних досліджень зношування ДОВ зубців конічних передач підтвердив адекватність розроблених математичних моделей зачеплення й зношування. З імовірністю на рівні 0,75 значення зношування зубців, отримані в результаті експериментальних досліджень, перебувають у межах довірчого інтервалу.

Виконане порівняння значень довговічності конічної передачі із ДОВ зубцями, визначеного за допомогою розроблених теоретичних досліджень, і дійсної довговічності передачі з аналогічними параметрами, яка використовувалася в якості тихохідної ступені редуктора привода ріжучої частини очисного комбайна. Установлене, що розрахункова середня довговічність передачі становить 2767 годин у порівнянні з дійсною середньою довговічністю 2500 годин. Різниця між отриманими значеннями 10%, що підтверджує задовільну точність моделювання.

5. Методика прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями

На підставі математичних моделей зачеплення й зношування розроблена методика прогнозування довговічності ДОВ зубців конічних передач, у якій врахований вплив зміни профілю зубців на значення геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів [19].

Методика прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями складається з наступних циклів. У першому циклі:

- задаються параметри зачеплення, а саме коефіцієнти зміщення, модуль, кількість зубців шестірні й колеса, ширина зубчастого вінця;
- визначаються координати точок бічних поверхонь шестірні й колеса за допомогою моделі зачеплення;
- виконується апроксимація кривих, що описують бічні поверхні зубців, з наступним уведенням їх у зачеплення для визначення координат точок контакту;
- обчислюються радіуси кривизни профілів, швидкості кочення й ковзання, нормальна сила й контактні напруження;
- визначається зношування в контактних точках профілів зубців з

наступним коректуванням координат у цих точках внаслідок зношування.

Другий цикл починається з апроксимації кривих, що описують зношені після першого циклу бічні поверхні зубців. Кількість таких циклів обмежується максимально припустимим значенням зношування (80% висоти цементаційного шару) і визначає довговічність роботи ДОВ зубців конічних передач.

Розроблений алгоритм прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями покладений в основу програми вибору раціональних параметрів зачеплення. За допомогою програми проведений аналіз впливу коефіцієнтів зміщення, модуля, кількості зубців шестірні (колеса), ширини зубчастого вінця на довговічність [20].

Установлено наступне:

- варіювання коефіцієнтів зміщення шестірні x_1 і колеса x_2 (висотна корекція) у рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач із ДОВ зубцями незначно впливає на зміну значень довговічності L_h . Так, при зміні x_1 і x_2 від 0 до $\pm 0,45$ (x_1 вибиралося додатним, x_2 – від'ємним, а їх значення рівні за модулем) значення довговічності змінилося від 2300 годин до 2350 годин (за інших рівних умов - $z_1 = 13$, $z_2 = 24$, $m_{nm} = 6$ мм, $b = 60$ мм);

- варіювання коефіцієнтів зміщення шестірні x_1 і колеса x_2 (кутова корекція) у рамках блокувального контуру впливає на зміну значень довговічності L_h ДОВ зубців конічної передачі. Так, при зміні x_1 і x_2 по лінії корекції відповідного блокувального контуру значення довговічності збільшилося на 10% від 2717 годин до 2987 годин (за інших рівних умов – $z_1 = 13$, $z_2 = 24$, $m_{nm} = 13$ мм, $b = 70$ мм);

- зі збільшенням модуля ДОВ зубців конічних передач в 1,8 рази значення довговічності збільшується на 12% (рис. 8, а);

- збільшення кількості ДОВ зубців шестірні й колеса конічних передач приводить до зростання довговічності зубчастої пари (рис. 8, б, в). Причому збільшення кількості зубців шестірні викликає приблизно в 1,6 рази більше зростання довговічності, ніж збільшення кількості зубців колеса;

- зі збільшенням ширини ДОВ зубців конічних передач в 2,3 рази значення довговічності збільшується на 16% (рис. 8 г);

- для дослідженої передачі (табл. 1) значення зношування $l_1 = 0,96$ мм відповідає досягненню довговічності $L_{h1} = 2767$ годин (рис. 9). Значення контактних напруг σ_H при цьому зростає на 33% (рис. 10).

На основі проведеного аналізу обґрунтовані раціональні параметри зачеплення ($m_{nm} = 6$ мм, $z_1 = 31$, $z_2 = 57$, $x_1 = 0,92$, $x_2 = 2,4$, $b = 70$ мм) ДОВ зубців конічної передачі редуктора привода ріжучої частини очисного комбайна, що дозволило прогнозувати підвищення її довговічності в 1,93 рази (з 2767 годин для передачі, що використовується у цей час, до 5345 годин, рис. 11) зі збереженням існуючої технології обробки зубців, точності виготовлення, міцності й габаритних розмірів передачі.

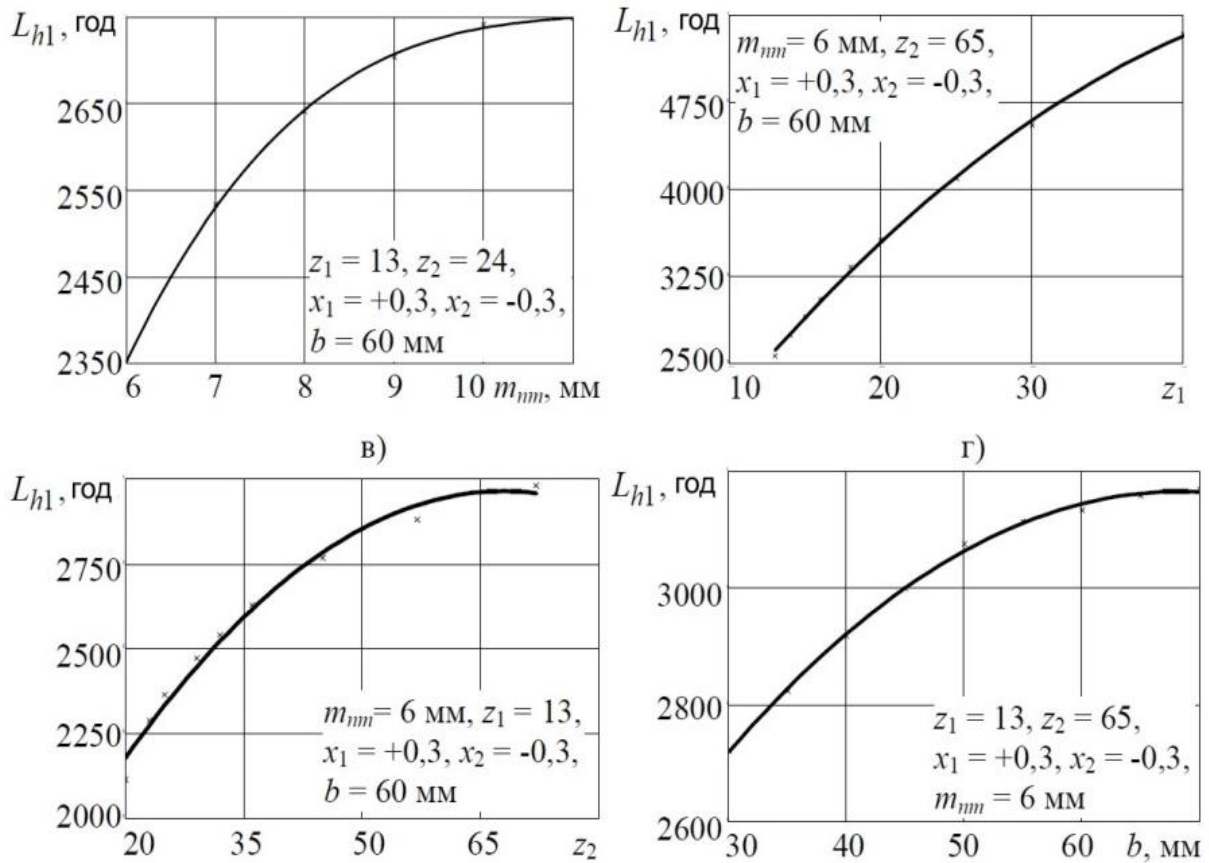


Рис. 8. Графіки залежності довговічності L_{hl} кінцевої передачі від: а) модуля m_{nm} ; б) кількості зубців шестірні z_1 ; в) кількості зубців колеса z_2 ; г) ширини b

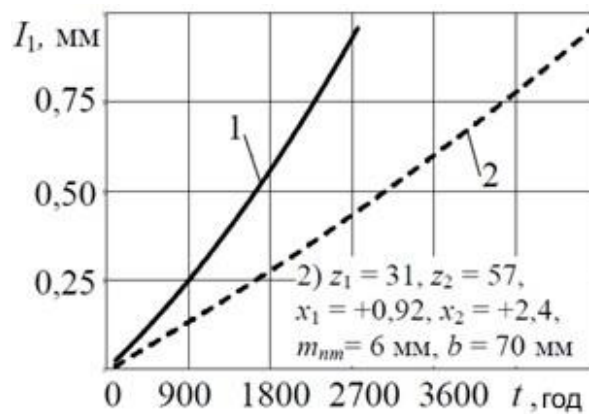


Рис. 9. Графіки залежності зношування I_1 ДОВ зубців шестірні кінцевої передачі 1) існуючої передачі; 2) удосконаленої передачі від часу її роботи t

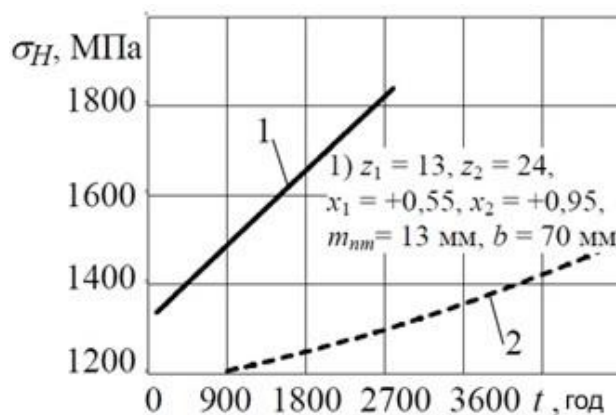


Рис. 10. Графіки залежності контактних напружень σ_H ДОВ зубців конічної передачі від часу її роботи t

Висновки

У даній роботі вперше вирішено завдання підвищення довговічності конічних передач із ДОВ зубцями шляхом вибору раціональних параметрів на основі моделювання зношування зубців. При цьому:

1. Проведений аналіз причин низької довговічності зубців передач редукторів високонавантажених машин і відомих досліджень зносостійкості зубців різних типів передач дозволив вибрати напрямок підвищення довговічності конічних передач із ДОВ зубцями, який полягає у виборі раціональних параметрів зачеплення передач на стадії їх проектування на основі моделювання зношування зубців з урахуванням зміни значень геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів внаслідок зміни форми профілю бічних поверхонь зубців.

2. Розроблено математичну модель зачеплення ДОВ зубців конічної передачі, яка містить у собі опис бічних тривимірних поверхонь зубців і дозволяє визначати геометричні (радіуси кривизни профілів), кінематичні (швидкості кочення й ковзання) і міцнісні (нормальна сила в зачепленні, контактні й згинні напруження) параметри для подальшого розрахунку зношування зубців.

Розроблено математичну модель зношування ДОВ зубців конічних передач, у якій враховано наявність зношування в полюсній зоні зачеплення, зменшення твердості контактної поверхні в процесі зношування цементаційного шару, що дозволило забезпечити достатню точність розрахунку зношування робочих поверхонь зубців (відносна похибка не перевищує 10 %).

За допомогою математичних моделей зачеплення й зношування ДОВ зубців конічних передач установлені аналітичні залежності між зношуванням і коефіцієнтами зміщення, модулем, кількістю зубців шестірні (колеса), шириною зубчастого вінця. Це дозволило обґрунтувати раціональні параметри зачеплення (за критерієм зносостійкості зубців) для забезпечення підвищеної довговічності передач.

3. Розроблено методику експериментального визначення зношування ДОВ зубців конічних передач, яка базується на методі лазерного сканування й дозволяє визначати координати точок бічної тривимірної поверхні зубців з максимальною абсолютною похибкою 0,02 мм.

Результати експериментального визначення зношування, виконані у виробничих умовах, підтвердили точність і адекватність розроблених теоретичних положень. З імовірністю на рівні 0,75 значення зношування зубців,

отримані в результаті експериментальних досліджень, перебувають у межах довірчого інтервалу.

4. Розроблено методику прогнозування довговічності конічних передач із ДОВ зубцями на стадії їх проектування, яка враховує зміну їх геометричних, кінематичних і міцнісних параметрів внаслідок зміни форми профілю бічних поверхонь зубців під час зношування після кожного циклу навантаження.

5. На основі аналізу впливу параметрів зачеплення конічних передач із ДОВ зубцями на їхню довговічність за допомогою розробленої програми встановлено:

- варіювання коефіцієнтів зміщення шестірні й колеса (висотна корекція) у рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач із ДОВ зубцями практично не впливає на зміну значень довговічності зубчастої пари;

- кутова корекція (збільшення сумарного коефіцієнта зміщення від 0 до 2,65) конічних передач із ДОВ зубцями в рамках блокувальних контурів збільшує значення довговічності приблизно на 10 % (від 2717 годин до 2987 годин);

- зі збільшенням модуля в 1,8 рази (від 6 мм до 11 мм) значення довговічності зростає на 12% (від 2351 години до 2748 годин) у рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач із ДОВ зубцями;

- збільшення кількості зубців шестірні (від 13 до 40) приводить до зростання довговічності зубчастої пари в 2 рази (від 2559 годин до 5333 годин), а колеса (від 20 до 72) – в 1,4 рази (від 2125 годин до 2981 години) у рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів конічних передач із ДОВ зубцями;

- зі збільшенням ширини зубчастого вінця конічних коліс із ДОВ зубцями в 2,3 рази (від 30 мм до 70 мм) у рамках рекомендованих стандартом геометричних параметрів значення довговічності зростає на 16 % (від 2723 годин до 3170 годин).

6. Розроблено програму для вибору раціональних параметрів зачеплення конічних передач із ДОВ зубцями, яка базується на методиці прогнозування їх довговічності.

Обґрунтовані раціональні параметри зачеплення ($m_{nm} = 6$ мм; $z_1 = 31$; $z_2 = 57$; $x_1 = 0,92$; $x_2 = 2,4$; $b = 70$ мм) конічної передачі із ДОВ зубцями редуктора привода ріжучої частини очисного комбайна. Це дозволило прогнозувати підвищення довговічності передачі в 1,93 рази з 2767 годин для передачі, яка використовується в цей час ($m_{nm} = 13$ мм; $z_1 = 13$; $z_2 = 24$; $x_1 = 0,55$; $x_2 = 0,95$; $b = 70$ мм), до 5345 годин при збереженні існуючих технологій обробки, показників міцності, точності виготовлення й габаритних розмірів передачі.

Список літератури

1. Friction, Lubrication, and Wear Technology, ASM Handbook, Edited By George E. Totten, ASM International, Vol. 18, 2017. DOI: <https://doi.org/10.31399/asm.hb.v18.9781627081924>.

2. M. Vaishya, D.R. Houser, Modeling and Analysis of Sliding Friction in Gear Dynamics, Proceedings of the ASME 2000 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Volume 6: 8th International Power Transmission and Gearing Conference, Baltimore, Maryland, USA, September 10–13, 2000, 601-610. DOI: <https://doi.org/10.1115/>

DETC2000/PTG-14431.

3. Чернець, М. Прогнозування довговічності зубчатих передач / М. Чернець, Є. Келбінські // Проблеми трибології. – Хмельницький: ХНУ, 2001. - № 4. – С. 151-159.

4. Archard, J. F. Wear Theory and Mechanism / J.F. Archard // ASME Wear Control Handbook, ed. M. B. Peterson and W. O. Winer, 1980. – pp. 35-80.

5. T. Bercsey, P. Horak, Modeling of the contact and tribological relations of spatial gear pairs, VDI Berichte, NR.1665, 2002, 91–105.

6. Ikejo, K., Nagamura, K. Power Loss of Spur Gear Drive Lubricated With Traction Oil, Proceedings of the ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, Volume 4: 9th International Power Transmission and Gearing Conference, Parts A and B, Chicago, Illinois, USA, September 2–6, 2003, 1079-1084. DOI: <https://doi.org/10.1115/DETC2003/PTG-48130>.

7. Bair, B. W., M.H. Sung, J.S. Wang, C.F. Chen, Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth, Mechanism and Machine Theory 44/6 (2009) 1306-1317. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.07.003>.

8. Batsch, M. Mathematical model and tooth contact analysis of convexo-concave helical bevel Novikov gear mesh, Mechanism and Machine Theory, 149, 2020, 103842. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103842>.

9. Шишов, В. П. Високонавантажені циліндричні передачі з двоопукло-ввігнутими зубцями: [монографія] / В.П. Шишов, П.Л. Носко, П.М. Ткач, П.В. Філь. – Луганськ: Вид-во СХУ ім. В. Даля, 2005. – 216 с.

10. Anderson, N. E. Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears / N. E. Anderson, S. H. Loewenthal // Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design. – Vol. 108, 1986. – pp. 119-126.

11. Bajpai, P. A surface wear prediction methodology for helical gear pairs / P. Bajpai, A. Kahraman, N.E. Anderson // Journal of Tribology. – Transaction of ASME, Vol. 126, 2004. – pp.275-287.

12. Bajpai, P. A Surface Wear Prediction Model for Parallel-Axis Gear Pairs / P. Bajpai, A. Kahraman, N. E. Anderson // ASME J. Tribol. – Vol. 126, 2004. – pp. 597-604.

13. Flodin, A. Simulation of Mild Wear in Helical Gears / A. Flodin, S. Andersson // Wear. – France, Elsevier Science Publishing Company, Inc., Vol. 241, 2000, pp. 123-128.

14. Flodin, A. A Simplified Model for Wear Prediction in Helical Gears / A. Flodin, S. Andersson // Wear. – France, Elsevier Science Publishing Company, Inc., Vol. 249, 2001. – pp. 285-292.

15. Kahraman, A. Influence of Tooth Profile Deviations on Helical Gear Wear / A. Kahraman, P. Bajpai, N. E. Anderson // ASME, Journal of Mechanical Design, JULY 2005. – Vol. 127, 2005. – pp. 656-663.

16. Wojnarowski, J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // Mechanism and Machine Theory. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178.

17. Winkelbach, S. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / S. Winkelbach, S. Molkenstruck, F.M. Wahl. – DAGM 2006, LNCS 4174, 2006. – pp. 718–728.

18. Kuznetsova, A. Changing the load-kinematic parameters of bevel gears with biconvex-concave teeth during operation / A. Kuznetsova // International Journal of Applied Mechanics and Engineering. – Zielona Gora, Poland, Vol.17, №3, 2012. – P.

885-892.

19. Bostan, V. I. Bostan, M. Vaculenco, Mechanical Transmissions with Convex–Concave Multipair Contact of Teeth in Precessional Gearing, *Designs*, 8/4, 2024, 71. DOI: <https://doi.org/10.3390/designs8040071>.

20. Brumercik, F., M. Lukac, J. Caban, Z. Krzysiak, A. Glowacz, Comparison of Selected Parameters of a Planetary Gearbox with Involute and Convex–Concave Teeth Flank Profiles, *Applied Sciences*, 10/4, 2020, 1417. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10041417>.

References

1. Friction, Lubrication, and Wear Technology, ASM Handbook, Edited By George E. Totten, ASM International, Vol. 18, 2017. DOI: <https://doi.org/10.31399/asm.hb.v18.9781627081924>.

2. M. Vaishya, D.R. Houser, Modeling and Analysis of Sliding Friction in Gear Dynamics, *Proceedings of the ASME 2000 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Volume 6: 8th International Power Transmission and Gearing Conference, Baltimore, Maryland, USA, September 10–13, 2000, 601-610. DOI: <https://doi.org/10.1115/DETC2000/PTG-14431>.

3. Chernec, M. Prognozuvannya dovgovichnosti zubchatih peredach / M. Chernec, Ye. Kelbinski // *Problemi tribologiyi*. – Hmelnickij: HNU, 2001. - № 4. – S. 151-159.

4. Archard, J. F. Wear Theory and Mechanism / J.F. Archard // *ASME Wear Control Handbook*, ed. M. B. Peterson and W. O. Winer, 1980. – pp. 35-80.

5. T. Bercsey, P. Horak, Modeling of the contact and tribological relations of spatial gear pairs, *VDI Berichte*, NR.1665, 2002, 91–105.

6. Ikejo, K., Nagamura, K. Power Loss of Spur Gear Drive Lubricated With Traction Oil, *Proceedings of the ASME 2003 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, Volume 4: 9th International Power Transmission and Gearing Conference, Parts A and B, Chicago, Illinois, USA, September 2–6, 2003, 1079-1084. DOI: <https://doi.org/10.1115/DETC2003/PTG-48130>.

7. Bair, B. W., M.H. Sung, J.S. Wang, C.F. Chen, Tooth profile generation and analysis of oval gears with circular-arc teeth, *Mechanism and Machine Theory* 44/6 (2009) 1306-1317. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2008.07.003>.

8. Batsch, M. Mathematical model and tooth contact analysis of convexo-concave helical bevel Novikov gear mesh, *Mechanism and Machine Theory*, 149, 2020, 103842. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103842>.

9. Shishov, V. P. Visokonavantazheni cilindrichni peredachi z dvoopuklovvignutimi zubcyami: [monografiya] / V.P. Shishov, P.L. Nosko, P.M. Tkach, P.V. Fil. – Lugansk: Vid-vo SNU im. V. Dalya, 2005. – 216 s.

10. Anderson, N. E. Efficiency of Nonstandard and High Contact Ratio Involute Spur Gears / N. E. Anderson, S. H. Loewenthal // *Journal of Mechanisms, Transmissions, and Automation in Design*. – Vol. 108, 1986. – pp. 119-126.

11. Bajpai, P. A surface wear prediction methodology for helical gear pairs / P. Bajpai, A. Kahraman, N.E. Anderson // *Journal of Tribology*. – Transaction of ASME, Vol. 126, 2004. – pp.275-287.

12. Bajpai, P. A Surface Wear Prediction Model for Parallel-Axis Gear Pairs / P. Bajpai, A. Kahraman, N. E. Anderson // *ASME J. Tribol.* – Vol. 126, 2004. – pp. 597-

604.

13. Flodin, A. Simulation of Mild Wear in Helical Gears / A. Flodin, S. Andersson // *Wear*. – France, Elsevier Science Publishing Company, Inc., Vol. 241, 2000, pp. 123-128.

14. Flodin, A. A Simplified Model for Wear Prediction in Helical Gears / A. Flodin, S. Andersson // *Wear*. – France, Elsevier Science Publishing Company, Inc., Vol. 249, 2001. – pp. 285-292.

15. Kahraman, A. Influence of Tooth Profile Deviations on Helical Gear Wear / A. Kahraman, P. Bajpai, N. E. Anderson // *ASME, Journal of Mechanical Design*, JULY 2005. – Vol. 127, 2005. – pp. 656-663.

16. Wojnarowski, J. Tooth wear effects on spur gear dynamics / J. Wojnarowski, V. Onishchenko // *Mechanism and Machine Theory*. – Vol. 38, 2003, pp. 161-178.

17. Winkelbach, S. Low-Cost Laser Range Scanner and Fast Surface Registration Approach / S. Winkelbach, S. Molkenstruck, F.M. Wahl. – *DAGM 2006, LNCS 4174*, 2006. – pp. 718–728.

18. Kuznetsova, A. Changing the load-kinematic parameters of bevel gears with biconvex-concave teeth during operation / A. Kuznetsova // *International Journal of Applied Mechanics and Engineering*. – Zielona Gora, Poland, Vol.17, №3, 2012. – R. 885-892.

19. Bostan, V. I. Bostan, M. Vaculenco, Mechanical Transmissions with Convex–Concave Multipair Contact of Teeth in Precessional Gearing, *Designs*, 8/4, 2024, 71. DOI: <https://doi.org/10.3390/designs8040071>.

20. Brumerick, F., M. Lukac, J. Caban, Z. Krzysiak, A. Glowacz, Comparison of Selected Parameters of a Planetary Gearbox with Involute and Convex–Concave Teeth Flank Profiles, *Applied Sciences*, 10/4, 2020, 1417. DOI: <https://doi.org/10.3390/app10041417>.

Надійшла до редакції 12.05.2025, розглянута на редколегії 12.05.2025

Increasing the durability of bevel gears with biconvex-concave teeth

The article presents theoretical and practical approaches to increasing the service life of bevel gears with biconvex-concave (BCC) teeth by selecting optimal meshing parameters based on wear modeling. Theoretical studies involve the development of mathematical models: 1. Meshing of BCC teeth in bevel gears, which contains a description of the lateral three-dimensional surfaces of the teeth and enables the determination of geometric (radii of curvature of profiles), kinematic (rolling and sliding velocities) and strength (normal meshing force, contact stresses, and bending stresses) parameters for further wear; 2. Wear of BCC teeth in bevel gears, which takes into account the wear in the pole zone of engagement and the reduction in surface hardness due to the degradation of the cemented layer. This model ensures sufficient accuracy in calculating tooth surface wear (with a relative error not exceeding 10%).

Analytical dependencies between wear and profile shift coefficients, modulus, number of teeth, width of the gear ring were established using mathematical models of meshing and wear. This allowed to substantiate rational meshing parameters (according to the criterion of wear resistance of the teeth) to ensure increased durability of the gears. A method for the experimental determination of wear in the BCC teeth of

bevel gears has been developed. It is based on the laser scanning method and allows the coordinates of points on the lateral three-dimensional surface of the teeth to be determined with a maximum absolute error of 0.02 mm. The results of the experimental wear determination, conducted under production conditions, confirmed the accuracy and adequacy of the developed theoretical principles. A method for predicting the durability of bevel gears with BCC teeth at the design stage has been developed. It takes into account changes in their geometric, kinematic, and strength parameters resulting from the alteration of the side surface profile of the teeth due to wear after each load cycle. A program has been developed to select rational engagement parameters for bevel gears with BCC teeth. It is based on the durability-prediction method. Using this program rational parameters for bevel gears with biconvex-concave teeth have been selected, increasing their service life by a factor of 1.93.

Keywords: bevel gears, biconvex-concave teeth, pinion, gear, wear, profile of worn teeth, geometric, kinematic and load parameters of contact.

Відомості про автора

Кузнецова Анна Вадимівна – доцент кафедри теоретичної механіки, машинознавства та роботомеханічних систем, Національний аерокосмічний університет «Харківський авіаційний інститут» м. Харків, Україна; a.kuznetsova@khai.edu; ORCID: 0000-0001-5843-6569.

About the Author

Kuznetsova Anna Vadymivna – Associate Professor of Department of Theoretical Mechanics, Engineering and Robomechanical Systems, National Aerospace University “Kharkiv Aviation Institute”, Kharkiv, Ukraine; a.kuznetsova@khai.edu; ORCID: 0000-0001-5843-6569.