

**О. А. ОХРИМЕНКО, О. О. КЛОЧКО, Ю. М. ГЛАВЧЕВА, В. М. КОРЕНЬКОВ, Д. О. КРАСНОВИД,
В. С. ФЕДОРЕНКО**

ВИХІДНА ІНСТРУМЕНТАЛЬНА ПОВЕРХНЯ ДИСКОВИХ ФРЕЗ НА БАЗІ ОДНОПОЛОСНОГО ГІПЕРБОЛОІДА ДЛЯ ВИГОТОВЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ ЕВОЛЬВЕНТНИХ КОЛІС

В роботі об'єктом дослідження була конструкція дискових збірних зуборізних фрез на базі твердосплавних пластин прямолінійної форми, які формують профіль колеса, що наближений до евольвенти, при чому за рахунок певної установки мінімізуються ці відхилення і такі фрези мають розрахункові відхилення, що наближають їх за точністю до фрез які мають фасонний а не прямолінійний профіль різальної кромки. В основу розрахунку таких фрез було покладено що різальна кромка повинна розташовуватись на прямолінійній твірній гіперboloїду і за рахунок цього можна отримати криволінійний профіль в осьовому перерізі, який буде мати відхилення від евольвенти в межах певного допуску. В роботі розроблено методику визначення параметрів гіперboloїду для заміни евольвентного профілю, досліджено залежність відхилення профілю від евольвенти в залежності від зовнішнього діаметра дискової фрези. За результатами розрахунків отримано, що для зменшення відхилень від евольвенти при такій заміні профілю необхідно використовувати 4 і більше ділянок гіперboloїду з різними параметрами. Розроблена конструкція таких фрез на базі пластин прямолінійної форми без використання фасонних пластин зменшує собівартість такого інструменту. Фрези запропонованої конструкції раціонально використовувати для обробки крупномодульних зубчастих коліс, де собівартість пластин специфічної фасонної форми, є суттєвою в порівнянні з пластинами прямолінійної форми, що значно знижує як експлуатаційні витрати та собівартість при обробці крупномодульних коліс.

Ключові слова: зубчасті колеса, інструмент, евольвента, виготовлення зубчастих коліс, режими різання.

O. OKHRIMENKO, O. KLOCHKO, Yu. HLAVCHEVA, V. KORENKOV, D. KRASNOVID, V. FEDORENKO
INITIAL TOOL SURFACE OF DISC-TYPE MILLING CUTTERS BASED ON A SINGLE-SHEET HYPERBOLOID FOR THE MANUFACTURING OF INVOLUTE GEARS

This study focuses on the design of assembled disc-type gear milling cutters based on straight-edged carbide inserts, which form a gear tooth profile approximated to an involute. By means of a specific insert positioning, these deviations are minimized, resulting in calculated profile errors comparable to those of profile-shape cutters rather than straight-edged ones. The design approach is based on the condition that the cutting edge lies along a straight generatrix of a hyperboloid, allowing the formation of a curved profile in the axial section with deviations from the involute remaining within permissible tolerances.

The paper presents a methodology for determining the hyperboloid parameters to substitute the involute profile. The dependence of profile deviation from the involute is studied as a function of the outer diameter of the disc cutter. According to the computational results, in order to reduce involute deviation when using such profile substitution, it is necessary to employ four or more hyperboloid segments with varying parameters. The developed cutter design, based on straight-edged inserts without using profiled ones, significantly reduces tool manufacturing cost. The proposed cutter design is particularly suitable for machining large-module gears, where the cost of complex-shaped profiled inserts is significantly higher than that of straight-edged ones, thus reducing both operational expenses and machining costs for large-module gears.

Keywords: gear wheels, cutting tool, involute, gear manufacturing, cutting modes

Вступ. Зубчасті колеса є невід'ємною частиною різних машин і механізмів. Від якості виготовлення яких залежить працездатність машини вцілому. Особливо це важливо для машин і механізмів, що використовують зубчасті колеса великого модуля, які призначені для передачі великих навантажень і тому вимоги, до їх ККД що визначаються також точністю їх виготовлення значно більші ніж до зубчастих коліс малих та середніх модулів. Такі зубчасті колеса використовуються в вітрової енергетиці, суднобудуванні, важке машинобудування, транспортне машинобудування та інше.

Параметри точності визначаються саме технологічним процесом їх виготовлення де основним чинником є інструмент, що забезпечує виготовлення зубчастого колеса. На даний час основним способом отримання евольвентного профілю зубчастих коліс великого модуля є черв'ячні та дискові фрези. При чому такі зубчасті колеса в основному виготовляються в рамках одиничного і малосерійного виробництва тому використання черв'ячних фрез не завжди доцільно завдяки своїй великій вартості, яка потім враховується в затрати при виготовленні. У зв'язку з розвитком верстатів з ЧПК на даний час широко почали застосовуватись дискові фасонні фрези евольвентного профілю для виготовлення великогабаритних зубчастих коліс великого модуля 10мм і більше. На даний час багато виробників пропонують різні конструкції дискових евольвентних фрез [1, 2, 3] зі змінними твердосплавними пластинами при чому особливості їхньої конструкції полягають у використанні спеціальних пластин прямолінійної форми для чорнових фрез і пластини фасонної евольвентної форми для фрез призначених для чистової обробки, що відповідно значно підвищує собівартість такого інструменту. Використання непереточуваних різальних пластин (НТП) прямолінійної форми можливо тільки для фрез призначених для чорнової обробки так як вони не дають необхідної точності евольвентного профілю. Про те є роботи [4] описують заміну криволінійного евольвентного профілю вихідною інструментальною поверхнею на базі лінійчастої поверхні, яка в осьовому перерізі дає криволінійний профіль, що має краще наближення до евольвентного ніж його заміна прямою лінією, перевага таких фрез полягає, що їх різальна частина реалізується простою формою НТП, це значно знижує собівартість таких фрез.

В роботі [4] розглядаються тільки пальцеві фрези, а дискові зуборізні фрези мають більше поширення [5, 6, 7, 8] і для них це питання не вирішено.

Мета і задачі дослідження. Метою дослідження є розробка методики визначення параметрів вихідної інструментальної поверхні (ВІП) дискової зуборізної фрези на базі лінійчастої поверхні гіперboloїда, що буде мати мінімальні відхилення профілю від евольвенти. Це дасть можливість розробити на цій базі конструкцію дискової зуборізної фрези де різальна частина реалізується прямолінійними НТП, що забезпечить зменшення собівартості виготовлення таких фрез та витрат на їх експлуатацію за рахунок використання НТП простої форми без використання спеціальних пластин евольвентного профілю.

Матеріали та методи дослідження

В роботі використовувалися теоретичні методи дослідження, які застосовуються в теорії зубчастих зачеплень, теорії формоутворення поверхонь при механічній обробці [5, 6, 7, 8], теоретичні розрахунки проводилися за допомогою системи автоматизації математичних розрахунків Scilab [11].

Результати дослідження формоутворення зуборізних дискових фасонних фрез на базі гіперboloїда

Цю задачу вирішуємо взявши в якості вихідної інструментальної поверхні (ВІП) для таких фрез лінійчасту поверхню твірна, яких є прямою лінією і може бути утворена різальною кромкою НТП прямолінійної форми і в осьову перерізі такі поверхні мають криволінійну форму, яка наближається до евольвентної кривої, одним із таких є поверхня однополосного гіперboloїду (рис.1).

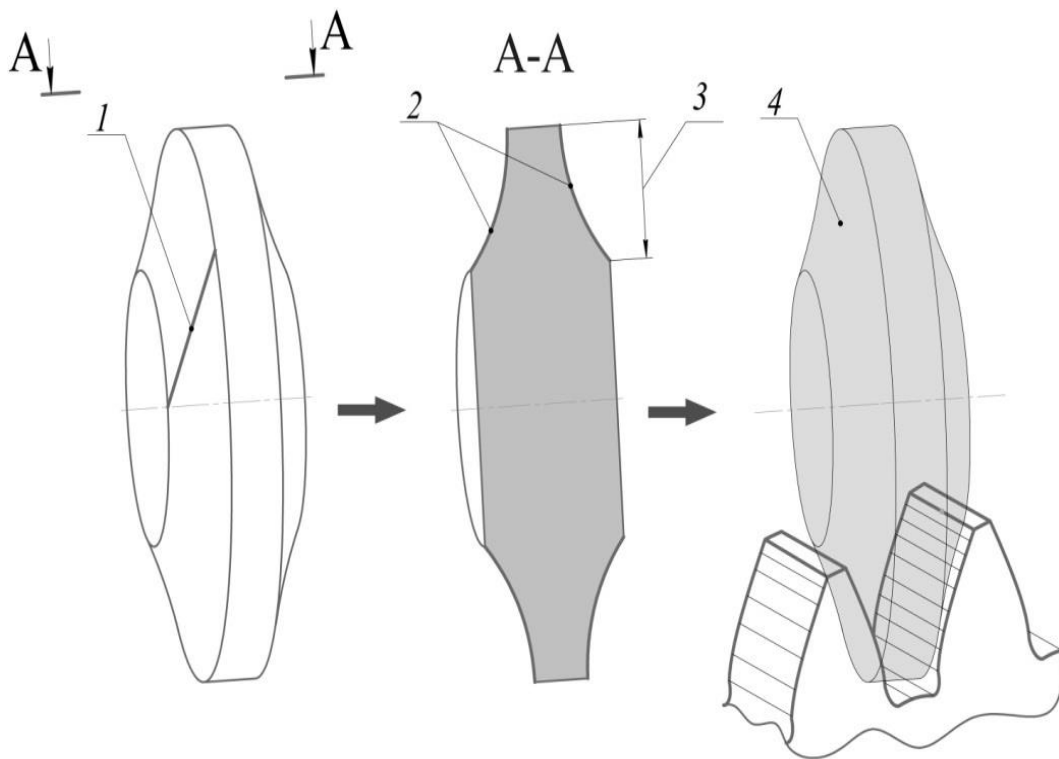


Рис. 1 – Утворення ВІП дискової модульної фрези на базі гіперboloїда: 1-прямолінійна твірна гіперboloїда, 2- криволінійний осьовий переріз гіперboloїда, 3-робоча ділянка гіперboloїда, 4-утворена ВІП гіперboloїда.

Основним завданням є розробка методики та визначення параметрів однополосного гіперboloїду осьовий переріз якого мав би мінімальні відхилення від евольвенти при його заміні ВІП дискової модульної фрези.

Для вирішення даної задачі була запропонована наступна розрахункова схема визначення параметрів ВІП пальцевої фрези зі змінними, що потрібно визначити (рис.2).

На схемі наведеної на рис.2.2 в системі координат $S(X, Y, Z)$, яка віссю Z співпадає з віссю зубчастого колеса, вісь X паралельна осі фрези і вісь Y є лінією симетрії западини зубчастого, тоді основними вхідними параметрами є: параметри зубчастого колеса: m - модуль, Z_k - кількість зубів колеса, a_n - кут вихідного контуру зубчастого колеса, x - к-нт зміщення, ΔS - величина зменшення товщини зуба колеса на ділільному діаметрі, звідки розрахунковими параметрами профілю зуба колеса є: r_a - діаметр вершин зубів колеса, r_{akt} - значення радіуса кінцевої точки евольвенти, що потім переходить в перехідну криву зуба, r_d - ділільний радіус колеса, S_n - товщина зуба на ділільному колі r_d , r_f - радіус западин колеса [5].

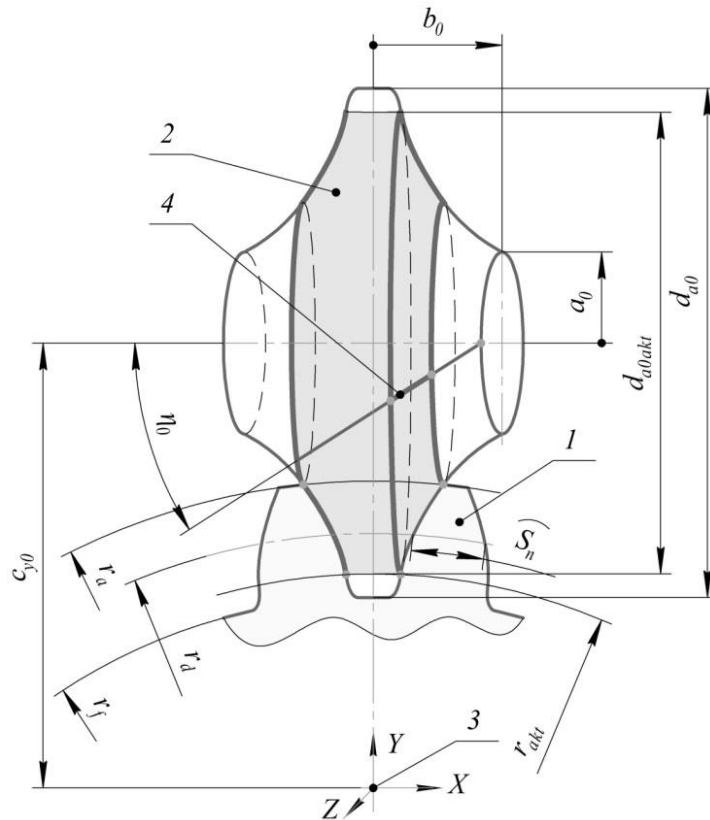


Рис. 2 – Розрахункова схема визначення параметрів ВІП пальцевої фрези на базі гіперолоїда: 1- зубчасте колесо, 2-поверхня гіперолоїда, 3-вісь зубчастого колеса, 4-прямолінійна твірна гіперолоїда.

Розрахункові параметри ВІП пальцевої фрези є (рис.2.2): a_0 – радіус горловини гіперолоїда, b_0 - зміщення площини розташування перерізу горловини гіперолоїда відносно лінії симетрії западини зубчастого колеса, вісь Y , η_0 – кут нахилу твірної гіперолоїда до його осі, c_{y0} – величина зміщення осі фрези відносно осі зубчастого колеса (міжосьова відстань), d_{a0} – діаметр вершин зубів дискової фрези, d_{a0akt} – найбільший діаметр активної частини дискової фрези що формує заміняючий евольвентний профіль зубчастого колеса.

Основна задача полягає у визначенні таких оптимальних параметрів ВІП фрези: a_0, b_0, η_0 , для яких відхилення кривої осьового перерізу ВІП фрези в площині XU було би мінімальне на ділянці профілю зуба, що обмежена значеннями радіусів $r_{akt} \dots r_a$.

Для визначення заданих параметрів спочатку необхідно записати рівняння евольвентної кривої та рівняння перехідної кривої зуба колеса, що обмежує цю криву для цього використаємо залежності описані в [5, 6, 9]:

- евольвентна крива;

$$\begin{aligned} \omega &= \frac{(0.5\pi m - 2mxtg\alpha_n + \Delta s)}{2r_d}; \theta = tg\alpha_n - \alpha_n; \omega_0 = \omega - \theta \\ \omega_y &= \omega_0 + tg\left(\arccos\left(\frac{r_b}{r_i}\right)\right) - \arccos\left(\frac{r_b}{r_i}\right) \\ x_e &= r_i \sin\omega_y; x_e = r_i \cos\omega_y \end{aligned} \quad ;(1)$$

де: x_e, y_e – координати точок кривої евольвенти зуба колеса, r_b – радіус основного кола колеса, r_i – радіус точки, що розглядається, який змінюється в межах від r_{akt} до r_a .

- перехідна крива визначається, як крива лінія що утворена рейковим інструментом по схемі формоутворення кочення початкової прямої по початковому колу і визначається, як траєкторія руху вершини рейки, що формоутворює задане зубчасте колесо [5, 6, 9]:

$$\begin{aligned} Y_A &= -1.25m + xm; X_A = \frac{0.5\pi m - 2mxtg\alpha_n + \Delta s}{2} - (1.25m - xm)tg\alpha_n \\ x_p &= (X_A + r_d t)cost - (Y_A + r_d) sint; y_p = (X_A + r_d t) sint + (Y_A + r_d) cost \end{aligned} \quad ;(2)$$

де: x_p, y_p – координати перехідної кривої зуба колеса, t – кут повороту зубчастого колеса при формуванні перехідної кривої реєчним інструментом.

Сумісне вирішення рівнянь (2.1) та (2.2) дає змогу визначити точку перетину кривої евольвенти (2.1) та перехідної кривої (2.2) і значення r_{akt} радіус кінцевої точки евольвенти (рис 2.3).

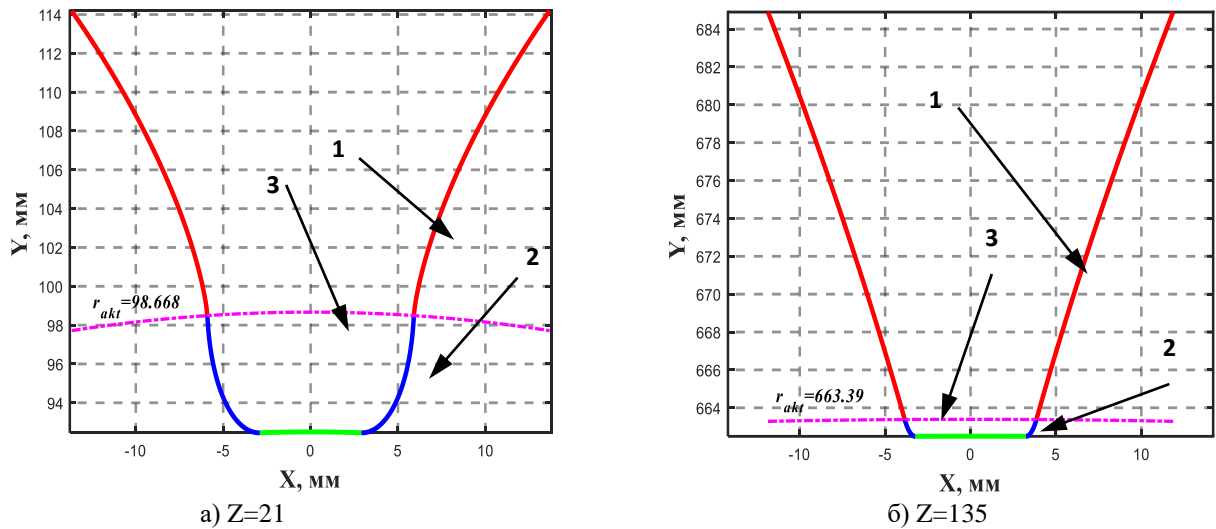


Рис. 3 –Профіль западини зубчастого колеса з радіусом кінцевої точки евольвенти $m=10$, $a_n=20^\circ$, $x=0$, $\Delta S=0$: 1-евольвентна крива, 2-перехідна крива западини, 3- радіус граничної точки евольвентної кривої.

Так як задача симетрична, то розв’язувати будемо її відносно правої сторони зуба тоді рівняння поверхні гіперboloїда, що її обробляє запишеться наступним чином відповідно до схеми наведеної рис.2:

$$\begin{aligned} x_G &= -c_0 u + b_0 \\ y_G &= a_0 \cos t_1 + a_0 u \sin t_1 + c_{y0} \\ z_G &= -a_0 \sin t_1 + a_0 u \cos t_1 \\ \operatorname{tg} \eta &= a_0 / c_0 \end{aligned} \tag{3}$$

де: x_G, y_G, z_G – координати точок поверхні гіперboloїда, u – параметр, що відповідає за положення точки на твірній гіперboloїда, t_1 – параметр, що відповідає за кутове положення твірної відносно осі гіперboloїда .
Розрахунок значення c_{y0} міжосьової відстані проводимо за наступною залежністю:

$$c_{y0} = r_f + 0,5d_{a0} \tag{4}$$

Для знаходження відхилень від евольвентного профілю необхідно записати рівняння осьового перерізу гіперboloїда, що описується рівнянням (3):

$$\begin{aligned} x_{G0} &= -c_0 u + b_0 \\ y_{G0} &= (c_{y0} + a_0(-u^2 + \sqrt{1 + u^2}))/\sqrt{1 + 2u^2} \end{aligned} \tag{5}$$

де: x_{G0}, y_{G0} – координати точок кривої осьового перерізу гіперboloїда.

Задача зводиться до порівняння відхилень між точками x_e, y_e координати точок кривої евольвенти зуба колеса та x_{G0}, y_{G0} координатами точок кривої осьового перерізу гіперboloїда в межах робочої ділянки зуба колеса, яка описується радіусами від r_{akt} до r_a і знаходження таких параметрів поверхні гіперboloїду a_0, b_0, c_0 – при яких відхилення двох кривих будуть мінімальні. При порівнянні двох профілів необхідно координати точок, що порівнюються приводити до положення коли вони мають одне значення координати Y точки осьового перерізу гіперboloїду (рис.4), що описуються рівнянням (4) і залежать від параметру u приводяться до цього значення за наступною залежністю:

$$u = \sqrt{(c_{y0} - Y_{E1} + a_0)(c_{y0} - Y_{E1} - a_0)} / a_0 \tag{6}$$

Для знаходження відхилення профілю ВІП утвореної гіперболоїдом від евольвентного профілю пропонується наступний алгоритм розв'язку цієї задачі:

- задаємося основними параметрами зубчастого колеса: m - модуль, Z_k - кількість зубів колеса, a_n - кут вихідного контуру зубчастого колеса, x - к-нт зміщення, ΔS - величина зменшення товщини зуба колеса на ділільному діаметрі;
- задаємося основним параметрами дискової фрези: d_{a0} - діаметр вершин зубів дискової фрези;
- розраховуємо значення параметрів профілю зуба колеса: r_a - діаметр вершин зубів колеса, r_d - ділільний радіус колеса, S_n - товщина зуба на ділільному колі r_d , r_f - радіус западин колеса;
- знаходимо граничний радіус точки евольвенти r_{f1} , яка з'єднується з перехідною кривою западини зуба колеса вирішуючи сумісно рівняння (1) та (2);
- задаємося кількістю розрахункових точок на евольвенті мінімальна кількість рекомендується 50 і розраховуємо значення радіусів точок евольвенти, що рівномірно розташовуються в межах від r_{akt} до r_a і за виразом (1) розраховуємо координати точок евольвенти колеса x_{e_i} , y_{e_i} ;
- задаємося значеннями параметрів гіперболоїда a_0 , b_0 , c_0 і розраховуємо значення c_{y0} міжосьової відстані за залежністю (4);
- для кожного значення точок евольвенти радіусом від r_{akt} до r_a за залежністю (6) знаходимо значення параметру u , що буде йому відповідати;
- після цього для кожного значення u знаходимо координати точок осьового перерізу ВІП гіперболоїда за залежністю (5) і отримуємо набір точок x_{G0} та y_{G0} ;
- відхилення від евольвенти буде найбільше за абсолютним значенням різниці між координатами y_{G0} та y_e .

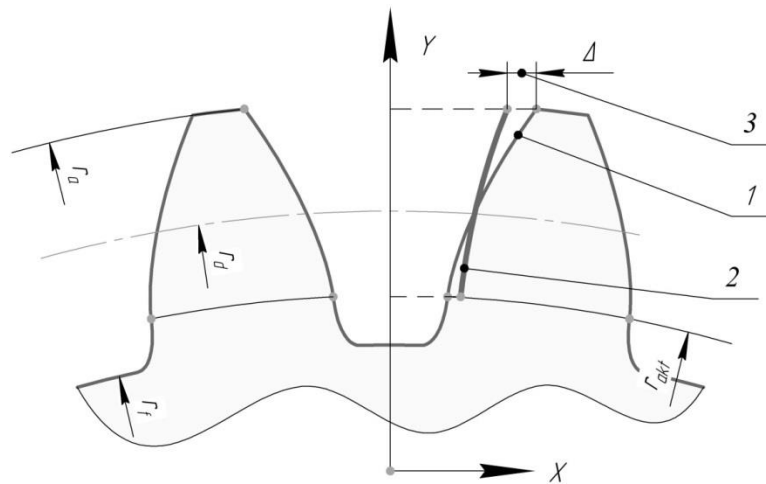


Рис. 4 – Схема порівняння профілів евольвенти колеса з осьовим перерізом ВІП гіперболоїда і визначення розрахункового відхилення цих профілів: 1- крива евольвенти, 2 –крива осьового перерізу ВІП гіперболоїда, 3- відхилення від евольвенти Δ .

З використання пакету автоматизації математичних розрахунків Scilab була вирішена задача знаходження таких параметрів поверхні гіперболоїду для яких максимальні значення відхилення точок кривої осьового перерізу гіперболоїду від евольвентної ділянки в межах робочої частини були б мінімальні, для цього використовувалася алгоритм, що ґрунтується на підході симплексного алгоритму Нелдера-Міда і є методом прямого пошуку і не використовує жодного складного аналітичного градієнта він відноситься до так званих безградієнтних методів оптимізації.

На рис. 5. наведено геометричну побудову для задачі визначення ВІП дискової фрези для зубчастого колеса $m=10$, $Z_k=21$, $d_{a0}=100$.

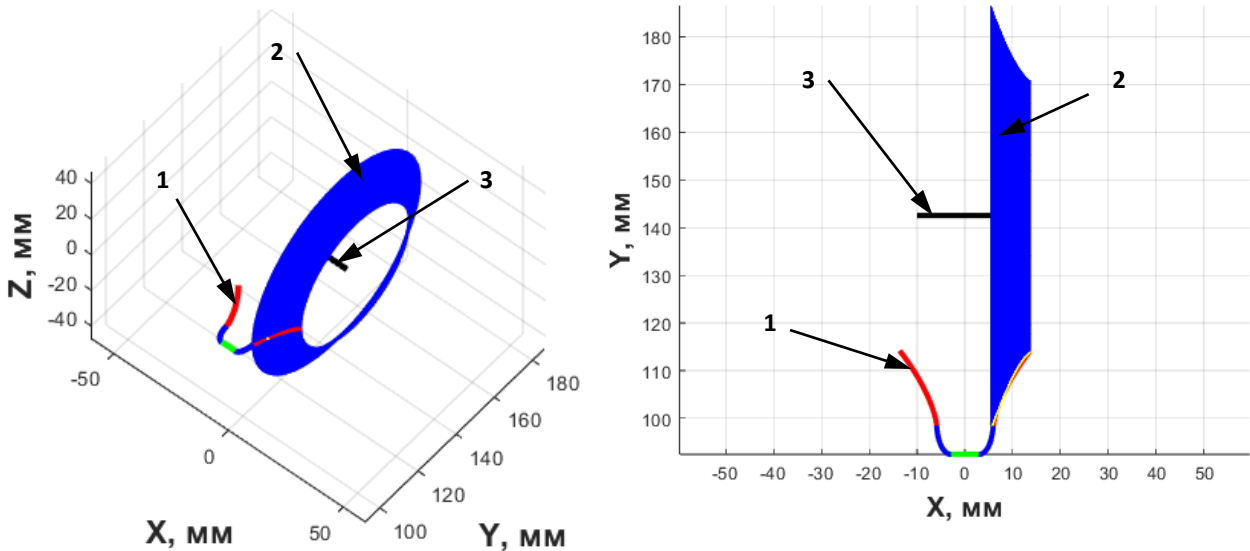


Рис. 5 – Геометрична модель розрахунків для визначення ВІП дискової фрези для зубчастого колеса $m=10, Z=21, d_{a0}=100$. 1- крива профілю зубчастого колеса, 2-ВІП фрези, 3-вісь фрези.

На рис. 6.а показано графік відхилення від евольвенти профілю дискової фрези $d_{a0}=100$ для зубчастого колеса $m=10, a_n=20^\circ, x=0, Z=21$, на рис. 2.6.б $Z=100$. Відповідно отримані значення оптимальних параметрів гіперболоїду для такої заміни будуть для $Z=21$: $a_0= 27.8847, b_0=15.0632, c_0=7.9091$, найбільше відхилення від евольвенти становить $f_f=0.5\text{мм}$ для $Z=100$: $a_0= 22,8936, b_0= 16,5041, c_0= 6.6796$, найбільше відхилення від евольвенти становить $f_f= 0.1064 \text{ мм}$.

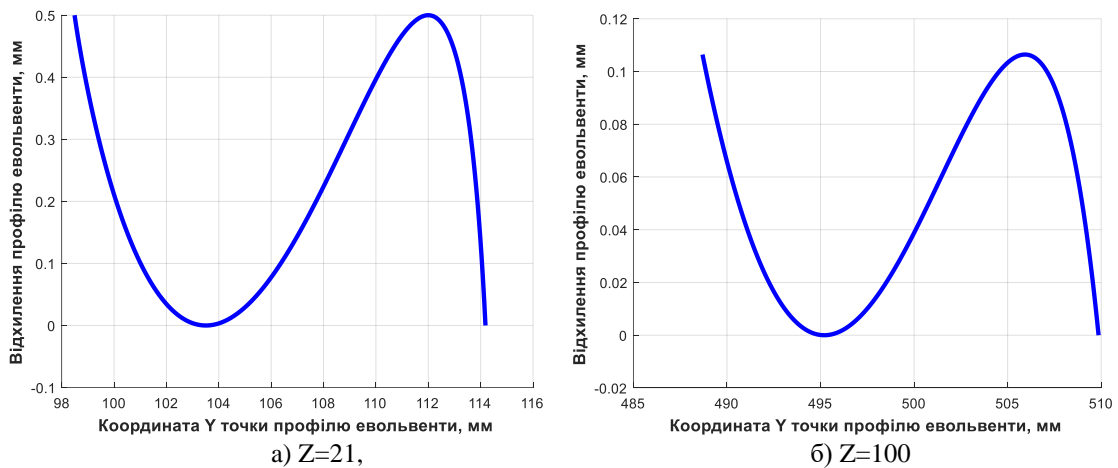


Рис. 6 – Графік відхилення від евольвенти профілю дискової фрези від евольвенти зубчастого колеса з параметрами евольвенти $m=20, a_n=20^\circ, x=0, \Delta S=0$.

При вирішенні задачі оптимізації при знаходженні параметрів гіперболоїду, що забезпечує мінімальні відхилення профілю гіперболоїда від евольвенти стикаємося з проблемою локальних мінімумів цієї задачі при досягненні, яких алгоритм зупиняється при цьому відхилення від евольвенти не є мінімальним, для цього необхідно правильно задавати початкові наближення для оптимізації, а саме a_0, b_0, c_0 , які бажано визначати за наступною залежністю.

$$\begin{aligned} a_0 &= 0,5d_{a0} - 2m; & b_0 &= (0,68 \dots 0,72)a_0 \\ c_0 &= a_0/\text{tg}(0,5\pi - \text{acos } r_b/r_a) \end{aligned} \quad ;(7)$$

Геометрична інтерпретація цього результату показано на рис.2.6 де відхилення має хвилястий профіль і значення на кінцях профілю відповідають локальним екстремумам на кривій відхилень і їх різниця є максимальним відхиленням від евольвенти, форма такого відхилення формує бочкоподібність на профілю зуба за величиною що дорівнює відхиленню від евольвенти, це є важливим для крупномодульних зубчастих коліс, які працюють під значним навантаженням, що спричинює значні деформації системи зубчасте колесо-вал і для їх компенсації та збільшення строку служби таких коліс використовують саме модифікацію профілю колеса у вигляді бочкоподібності.

На рис. 7, 8 показані результати розрахунків відхилень від евольвенти для дискових фрез модулем 10 мм, 16 мм при різних значення діаметру від номінального для суцільних фрез, що вказані в ГОСТ 10996-64 Фрези дискові зуборізні модульні до значень, що вказані в каталогах фірм [1, 2, 3] і порівняння їх з відхиленнями проявлю зубчастих коліс від евольвенти згідно ГОСТ 1643-81 Передачі зубчасті допуски по 8 ступеню точності так, як відхилення профілю від евольвенти нормується тільки до цього ступеня то з ним будемо і порівнювати, про те ГОСТ 10996-64 такі фрези призначені для зубчастих коліс 10-го ступеню точності.

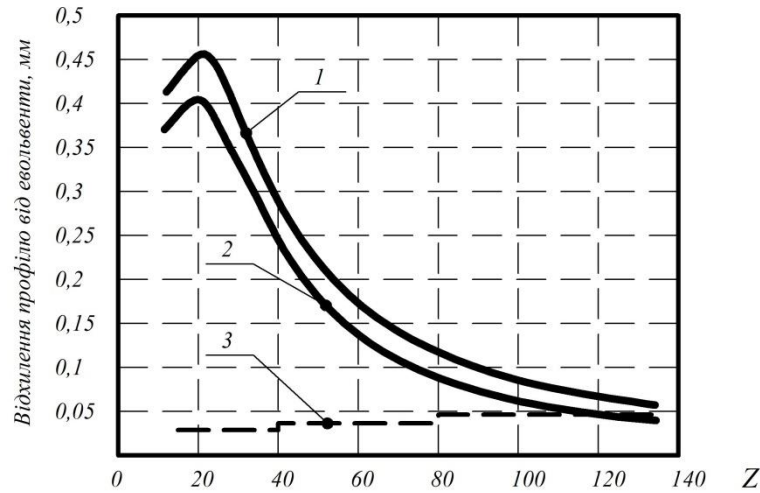


Рис. 7 – Вплив діаметру дискової фрези на відхилення від евольвенти для модуля 10мм: 1 - $d_{a0}=140$, 2- $d_{a0}=350$, 3- допуск відхилення від евольвенти 8 ступеня точності.

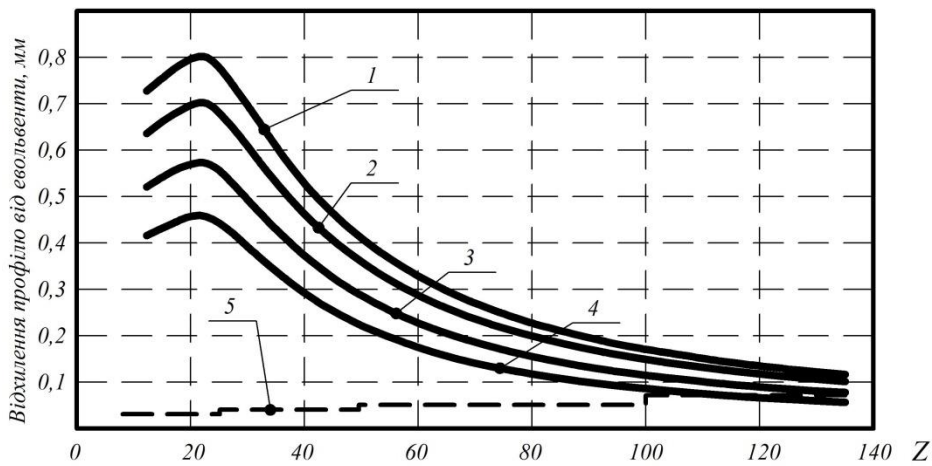


Рис. 8 – Вплив діаметру дискової фрези на відхилення від евольвенти для модуля 16мм: 1 - $d_{a0}=180$, 2- $d_{a0}=270$, 3- $d_{a0}=350$, 4- $d_{a0}=450$, 5- допуск відхилення від евольвенти 8 ступеня точності.

За результатами чисельних розрахунків можна зробити висновок, що збільшення діаметру фрези зменшує значення відхилення від евольвенти (рис.7, 8) про те цього не досить, щоб забезпечити теоретичну точність 8-го ступеня по всьому діапазону чисел зубчастих коліс, а тільки для великих чисел зубів більше 100 і на великих діаметрах фрези рис.7 – крива 2, рис.8 – крива 4, тому такі фрези можуть бути придатні для використання при попереднього чорнового зубофрезерування. Вплив кількості зубів на відхилення профілю показує, що спочатку відхилення зростає і досягає свого екстремуму на кількості зубів 23 а далі падає, це пов'язано з тим що величина активної висоти евольвентної частини зуба зростає від малих чисел зубів до величини 23 так як це пов'язано з формуванням рейкою де висота зуба становить 2.25m, а зі збільшенням кількості зубів кривизна профілю падає і відхилення від евольвенти зменшується. Підвищенням точності таких фрез може бути реалізація ВІП такої фрези з послідовно сполучених гіперболоїдів з різними параметрами які наближають ділянку евольвенти не на всьому профілі, а тільки на певних ділянках. Що можна реалізувати в збірній конструкції фрези з НТП при чому кожна пластина відповідає за свою ділянку наближення рис.9

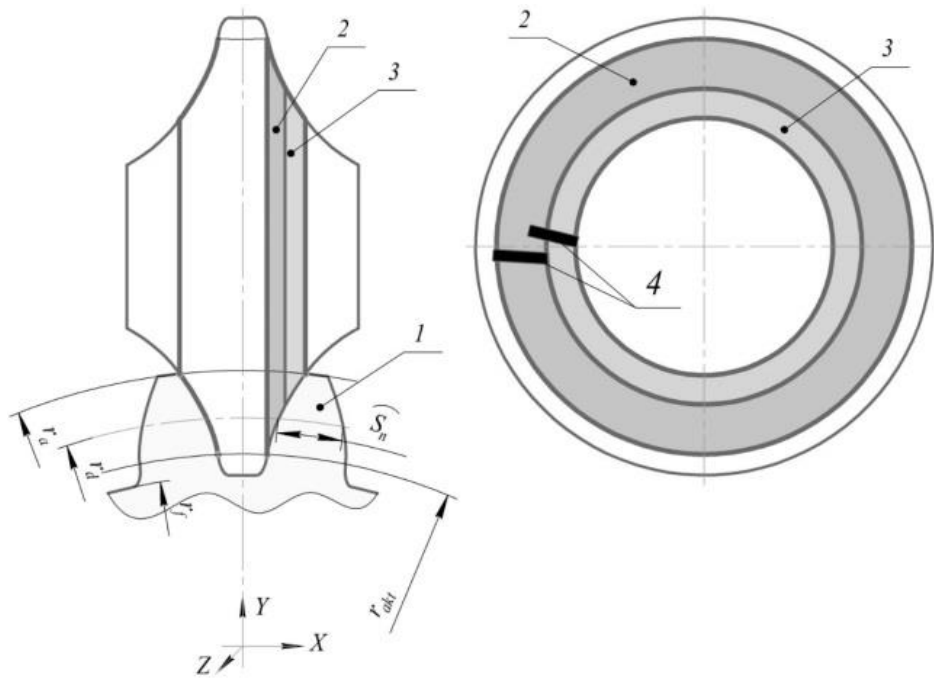


Рис. 9 – Наближення евольвентного профілю зубчастого колеса декількома ділянками гіперболоїду: 1- зубчасте колесо, 2- початкова ділянка гіперболоїду, 3- довільна ділянка гіперболоїду, 4- твёрдосплавні пластини, кромка яких є твірними гіперболоїдів.

Для знаходження параметрів декількох гіперболоїдів, що замінюють евольвентний профіль колеса, за наведеними раніше формулами в розділі 2 проводимо розрахунок параметрів гіперболоїда тільки розбиваємо ділянки зубчастого колеса в межах радіусів від r_{akt} до r_a на декілька ділянок і для кожного проводимо розрахунок необхідних параметрів. При чому бажано різницю радіусів так обирати, що пластина на одну суміжну ділянку гіперболоїда заходила з перекриттям.

Для прикладу на рис.10 Показано розрахунок відхилень фрези яка складається з трьох ділянок гіперболоїда та в таблиці 2.1 наведено параметри цих гіперболоїдів.

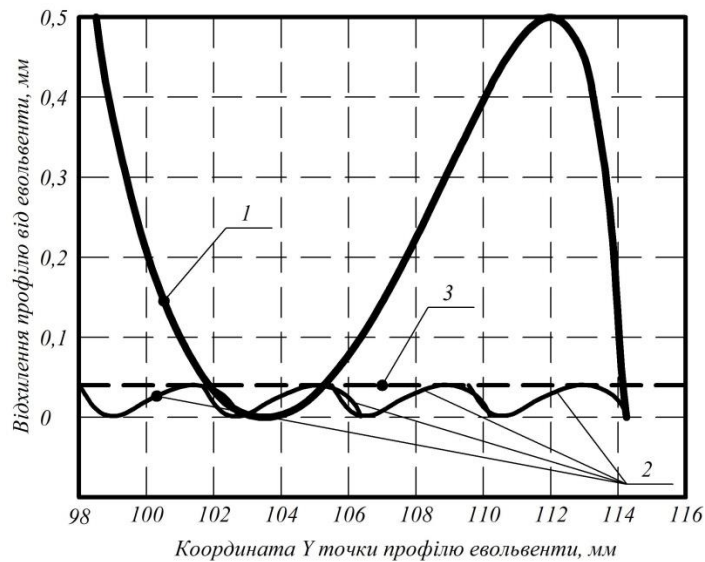


Рис. 10 – Графік відхилення від евольвенти профілю дискової фрези від евольвенти зубчастого колеса з параметрами евольвенти $m=10$, $Z_k=21$, $a_n=20^\circ$, $x=0$, $\Delta S=0$, $d_{a0}=350$ мм : 1- відхилення при заміні 1 гіперболоїдом, 2- відхилення при заміні чотирма гіперболоїдами, 3- граничне відхилення кривої евольвенти профілю за 8 ступенем точності.

Таблиця 1 – Параметри гіперболоїдів при заміні евольвентного профілю на 4 частини для $m=10$, $Z_k=21$, $a_n=20^\circ$, $x=0$, $\Delta S=0$, $d_{a0}=350$ мм

Номер ділянки / Параметри гіперболоїда і порівняння з значеннями при заміні 1 ділянкою	Параметри гіперболоїда при заміні 1-ю ділянкою		
	$a_0=27.8847$	$b_0=15.0632$	$c_0=7.9091$
1	25.8847	15,053	7,8901
2	26.8723	14,023	7,023
3	27.9932	14.001	6,56
4	29,5621	13,023	6,02

Таким чином відповідно до розрахунків рис. 10 шляхом заміни на 4 ділянки гіперболоїдів з різними параметрами можна суттєво зменшити відхилення профілю від евольвенти і таким чином наблизити до показників 8-ого ступеня точності за проведеними розрахунками.

Згідно розрахунків прямолінійна твірна гіперболоїда може бути реалізована в наступній конструкції (рис.11).

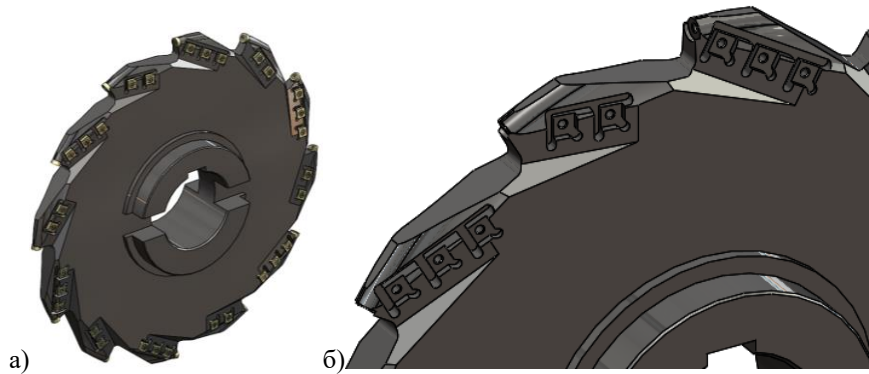


Рис. 11 – Модель дискової збірної фрези на базі гіперболоїду: а) модель фрези, б) корпус фрези з пазами під НПП

Де рис.11.а представлена модель фрези побудована за даними табл. 1, різальна частина проєктована двома видами пластин стандартної форми, вершинна кромка округлою пластиною, бічні кромки пластинами квадратної форми, де їх прямолінійні кромки шляхом відповідного розміщення в корпусі фрези (рис.11.б) формують твірні гіперболоїдів з розрахунковими параметрами. Різальна геометрія бічних частин формується за рахунок повороту пластини навколо твірної гіперболоїда, пластини встановлені групою по 3 та 2 пластини в при чому 1 ряд встановлюється під кутами 1, 2, 3, з табл.1 другий ряд під кутами 2, 4 з табл.1, розташування пластин бічних кромки тангенційне на відміну від вершинної ділянки. Таким чином, представлена конструкція фрези на рис.11 дозволяє реалізувати таких підхід до розрахунків зуборізних фрез представлений в даній роботі.

Висновки. В даній роботі розроблено методику визначення параметрів однополосного гіперболоїду осьовий переріз якого мав би мінімальні відхилення від евольвенти, що дає змогу його використовувати в якості ВПП дискових фрез для крупномодульних зубчастих коліс. Досліджено вплив модуля зубчастого колеса та числа зубів на мінімальні відхилення які можна досягти при такому способі заміни ВПП.

На основі проведених розрахунків представлена конструкція дискової зуборізної фрези з НПП прямолінійної форми, яка реалізує даний підхід.

Список літератури

- <https://www.gleason.com/eu/products/tools/cylindrical/hobbing-and-milling/hobbing-and-milling-tools>. Opti-Cut Gear Milling Cutter.
- <https://www.lmt-tools.com/en/downloads>. Brochure Gear Cutting Experts
- <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/knowledge/milling/gear-manufacturing>. Gear manufacturing.
- О. Ключко, О. Охріменко, і М. Шаповалов, «Вихідна інструментальна поверхня модульних пальцевих фрез на базі однополосного гіперболоїда для виготовлення зубчастих евольвентних коліс», Mech. Adv. Technol., т. 5, вип. 3, с. 374–380, Груд 2021. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2021.5.3.250168>.
- Radzevich, S.P. (2010). Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781439819685>.
- Radzevich, S.P. (2022). Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis (3rd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781003311744>.

7. Pasternak, S., Danylchenko, Y.M., Storchak, M., Okhrimenko, O.A. (2022). Gear Cutting with Disk-Shaped Milling Cutters. In: Radzevich, S.P., Storchak, M. (eds) *Advances in Gear Theory and Gear Cutting Tool Design*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-92262-7_5.
8. Zhang, W., Zhou, Q., Guo, X. et al. Digital generating method for cylindrical helical gear based on indexable disk milling cutter. *Int J Adv Manuf Technol* 119, 6835–6848 (2022). <https://doi.org/10.1007/s00170-021-08533-x>
9. Основи формоутворення поверхонь при механічній обробці навчальний посібник для студентів механічних спеціальностей вищих навчальних закладів / Н. С. Равська, П. П. Мельничук, О. В. Мамлюк [та ін.] . —К.: СКД «Друк», 2013. — 215 с.
10. Terniuk, M.E., Kryvosheia, A.V., Ustynenko, O.V., Krasnoshtan, O.M., Tkach, P.M. (2022). Multiparameter Gears and Gear-Type Variators. In: Radzevich, S.P., Storchak, M. (eds) *Advances in Gear Theory and Gear Cutting Tool Design*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-92262-7_12.
11. <https://www.scilab.org>.

References (transliterated):

1. <https://www.gleason.com/eu/products/tools/cylindrical/hobbing-and-milling/hobbing-and-milling-tools>. Opti-Cut Gear Milling Cutter.
2. <https://www.lmt-tools.com/en/downloads>. Brochure Gear Cutting Experts.
3. <https://www.sandvik.coromant.com/en-gb/knowledge/milling/gear-manufacturing>. Gear manufacturing.
4. O. Klochko, O. Okhrimenko, i M. Shapovalov, «Vykhidna instrumentalna poverkhnia modulnykh pal'tsevykh frez na bazi odnopolosnoho hiperboloida dlia vyhotovlennia zubchastykh evolventnykh koles», *Mech. Adv. Technol.*, t. 5, vyp. 3, s. 374–380, Hrud 2021. <https://doi.org/10.20535/2521-1943.2021.5.3.250168>.
5. Radzevich, S.P. (2010). *Gear Cutting Tools: Fundamentals of Design and Computation* (1st ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781439819685>.
6. Radzevich, S.P. (2022). *Theory of Gearing: Kinematics, Geometry, and Synthesis* (3rd ed.). CRC Press. <https://doi.org/10.1201/9781003311744>.
7. Pasternak, S., Danylchenko, Y.M., Storchak, M., Okhrimenko, O.A. (2022). Gear Cutting with Disk-Shaped Milling Cutters. In: Radzevich, S.P., Storchak, M. (eds) *Advances in Gear Theory and Gear Cutting Tool Design*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-92262-7_5.
8. Zhang, W., Zhou, Q., Guo, X. et al. Digital generating method for cylindrical helical gear based on indexable disk milling cutter. *Int J Adv Manuf Technol* 119, 6835–6848 (2022). <https://doi.org/10.1007/s00170-021-08533-x>
9. Osnovy formoutvorennia poverkhon' pry mekhanichnii obrobtsi: navchal'nyi posibnyk dlia studentiv mekhanichnykh spetsial'nostei vyshchykh navchal'nykh zakladiv / N.S. Ravs'ka, P.P. Mel'nychuk, O.V. Mamliuk [ta in.]. — K.: SKD «Druk», 2013. — 215 s.
10. Terniuk, M.E., Kryvosheia, A.V., Ustynenko, O.V., Krasnoshtan, O.M., Tkach, P.M. (2022). Multiparameter Gears and Gear-Type Variators. In: Radzevich, S.P., Storchak, M. (eds) *Advances in Gear Theory and Gear Cutting Tool Design*. Springer, Cham. https://doi.org/10.1007/978-3-030-92262-7_12.
11. <https://www.scilab.org>.

Надійшла (received) 15.02.2025

Відомості про авторів / About the Authors

Охріменко Олександр Анатолійович (Okhrimenko Oleksandr Anatoliiovych) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інтегрованих технологій машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ; пр. Перемоги, 37, Україна; e-mail: alexhobs77@gmail.com, ORCID: 0000-0002-5446-6987

Клочко Олександр Олександрович (Klochko Oleksandr) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри інтегровані технології машинобудування ім. М. Ф. Семка Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, вул. Кирпичова, 2, Україна; тел.: +38067-936-36-64, e-mail: ukrstanko21@ukr.net, ORCID: 0000-0003-2841-9455.

Главчева Юлія Миколаївна (Hlavcheva Yuliia) – PhD, директор науково-технічної бібліотеки Національного технічного університету «Харківський політехнічний інститут», м. Харків; вул. Кирпичова, 2, Україна, e-mail: yuliia.hlavcheva@khpri.edu.ua; <https://orcid.org/0000-0001-7991-5411>

Кореньков Володимир Миколайович (Korenkov Volodymyr) — PhD, доцент кафедри технології машинобудування Інституту машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: volodymyr.korenkov@gmail.com; ORCID: 0000-0002-1911-9496;

Красновид Дмитро Олександрович (Krasnovyd Dmytro) — PhD, доцент кафедри конструювання машин Інституту машинобудування Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського», м. Київ, Україна; e-mail: krasnovid.d@gmail.com; ORCID: 0000-0002-3189-4209;

Федоренко Віталій Сергійович (Fedorenko Vitalii) – аспірант кафедри інтегровані технології машинобудування ім. М. Ф. Семка Національного технічного університету "Харківський політехнічний інститут" (095) 9159688–e-mail: 19fws98@gmail.com, ORCID: 0009-0006-3781-6144