

НЕКРУГЛІ КОЛЕСА, УТВОРЕНІ КОНГРУЕНТНИМИ ДУГАМИ, ЩО ПЕРЕТИНАЮТЬСЯ ПІД ПРЯМИМ КУТОМ

**Сергій Пилипака¹, д. т. н., Тетяна Воліна², к. т. н.,
Тетяна Кресан³, к. т. н., Ірина Захарова⁴, к. пед. н.**

¹*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,
e-mail: p5f55@ukr.net*

²*Національний університет біоресурсів і природокористування України,
вул. Героїв Оборони, 15, м. Київ, Україна,
Сумський національний аграрний університет,
вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна,
e-mail: t.n.zaharova@ukr.net*

³*ВП НУБіП України «Ніжинський агротехнічний інститут»,
вул. Шевченка, 10, м. Ніжин, Чернігівська обл., Україна,
e-mail: tanyakresan@i.ua*

⁴*Сумський державний педагогічний університет ім. А. С. Макаренка,
вул. Роменська, 87, м. Суми, Україна,
e-mail: zaharova_soippo@ukr.net*

<https://doi.org/10.31734/agroengineering2022.26.046>

Пилипака С., Воліна Т., Кресан Т., Захарова І. Некруглі колеса, утворені конгруентними дугами, що перетинаються під прямим кутом

Замкнені плоскі криві, на основі яких проектується зубчасті зачеплення, називаються центроїдами. Характерною їх особливістю є неперервність передавальної функції. Однак для багатьох інженерних задач потрібні центроїди з різними передавальними функціями. Крім того, є пристрої (наприклад, лічильні), для яких вид передавальної функції не є суттєвим, а суттєвим є число повних обертів коліс. Некруглі колеса – це пара замкнених кривих, які обертаються навколо нерухомих центрів і при цьому перекочуються одна по одній без ковзання. Некруглі колеса слугують центроїдами при проектуванні зубчастих циліндричних передач зі змінним передавальним числом. У статті розроблено спосіб конструювання пар некруглих коліс, які складаються з окремих симетричних дуг, що перетинаються під прямим кутом. Для утворення відповідних кривих у полярній системі координат використовується квадратичний поліном. Такий підхід дає можливість створювати складові некруглі колеса двох типів. В одному випадку вони складаються з випуклих елементів, у другому – елементи подібні до зубців зубчастого зачеплення. Вихідними даними для конструювання коліс є число елементів ведучого і веденого коліс. Некруглі колеса можуть складатися з будь-якого числа симетричних дуг, які попарно перетинаються під прямим кутом. Встановлено, що прямий кут є мінімальним значенням кута, при якому спроектовані таким чином некруглі колеса можуть перекочуватися без заклинювання. Характерною ознакою роботи пар коліс є відсутність ковзання між поверхнями під час роботи. Це не викликає сил тертя і не призводить до зносу робочих поверхонь. Передавальне число не є сталим, тобто при обертанні ведучого колеса зі сталою кутовою швидкістю кутова швидкість веденого буде змінюватися за періодичним законом. Кількість періодів за повний оберт веденого колеса дорівнює числу його зубців. Міжцентрова відстань не задається, а обчислюється залежно від кількості зубців коліс.

Ключові слова: некруглі колеса, кочення кривих, міжцентрова відстань, довжина дуги, квадратичний поліном.

Pylypaka S., Volina T., Kresan T., Zakharova I. Non-circular wheels made by congruent arches intersected at a straight angle

The closed flat curves being the basis for projecting gear engagements are called centroids. Their characteristic feature is the continuity of the transfer function. However, many engineering problems require centroids with different transfer functions. In addition, there are devices (for example, counters) for which the type of transfer function is not essential, but the number of whole revolutions of the wheels is essential. Non-circular wheels are a pair of closed curves that rotate around fixed centers and roll over each other without sliding. Non-circular wheels serve as centroids in the constructing of gear cylindrical gears with a variable gear ratio. The article develops a method of constructing pairs of non-circular wheels, which consist of separate symmetrical arcs intersecting at a right angle. A quadratic polynomial is used to form the corresponding curves in the polar coordinate system. This approach enables creating two types of component non-circular wheels. In one case, they consist of convex elements, in the other – elements similar to the teeth of a toothed gear. The initial data for the design of wheels are the number of elements of the driving and driven wheels. Non-circular wheels can

consist of any number of symmetrical arcs that intersect in pairs at right angles. It is established that the right angle is the minimum value of the angle at which non-circular wheels designed in this way can roll without jamming. A characteristic feature of the operation of pairs of wheels is the absence of sliding between the surfaces during operation. It does not cause frictional forces and does not lead to wear of working surfaces. The gear ratio is not constant, that is, when the driving wheel rotates with a constant angular velocity, the angular velocity of the driven wheel changes according to a periodic law. The number of periods for a complete rotation of the driven wheel is equal to the number of its teeth. The center-to-center distance is not specified, but is calculated depending on the number of wheel teeth.

Key words: non-circular wheels, rolling of curves, mid-center distance, arc length, quadratic polynomial.

Постановка проблеми. Кочення без ковзання циліндричних поверхонь одна по одній можна замінити коченням кривих поперечного перерізу цих циліндрів, тобто просторову задачу звести до плоскої. Передачі, які передають обертальний рух при взаємному коченні поверхонь одна по одній за рахунок тертя між ними, називаються фрикційними. Для них характерний суттєвий недолік: вони не можуть передавати крутний момент великої потужності, але є базовими для проектування потужних зубчастих зачеплень.

Замкнені плоскі криві, на основі яких проектуються зубчасті зачеплення, називаються центроїдами. Центроїди деяких некруглих зубчастих коліс досить добре вивчені. Як правило, вони конструюються не з окремих конгруентних дуг, а з неперервної замкненої кривої. Характерною їх особливістю є неперервність передавальної функції, тоді як для складених центроїдів передавальна функція не є неперервною. Однак для механізмів потрібні центроїди з різними передавальними функціями. Крім того, є пристрої (наприклад, лічильні), для яких вид передавальної функції не є суттєвим, а суттєвим є число повних обертів коліс.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Загальновідомими є приклади кочення криволінійного профілю по прямій, і навпаки – кочення прямолінійного відрізка по кривій. Класичним для першого випадку є кочення кола по прямій, у результаті якого точка кола описує циклоїду, і кочення прямої по колу, у результаті якого точка прямої описує евольвенту кола. Кочення криволінійного контуру по прямій лінії застосовано в праці [11] для конструювання некруглих коліс, одне з яких утворене відрізками прямих, тобто є багатокутником.

Формування плоских кривих за заданими кінематичними параметрами розглянуто в праці [10]. Геометричне моделювання центроїдів некруглих коліс отримало подальший розвиток у працях [1–3]. У праці [7] розглядається формування арок зубчастих коліс торцевими фрезами методом копіювання, але колеса, нарізані цим методом, мають евольвентний профіль лише в центральному перерізі по ширині. Так, у статті [6]

розглянуто формування циліндричних арок зубчастих коліс торцевими різцевими головками. Авторами статті [4] пропонується моделювання центроїдів некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням із дуг симетричних кривих. Застосування некруглих коліс у 12 зубчастих передачах розглянуто в працях [5; 8; 12–15], у ланцюгових приводах – у монографії [9]. Отже, спосіб утворення некруглих коліс присвячена низка праць, що свідчить про увагу до цього напрямку досліджень у наукових колах.

Постановка завдання. Наше завдання – синтезувати профілі пар некруглих коліс із симетричних дуг конгруентних кривих, які попарно перетинаються між собою під прямим кутом.

Виклад основного матеріалу. Почнемо із зображення пари некруглих коліс, які ми маємо отримати в кінцевому підсумку. Приклад такої пари показано на рис. 1, а. Ключовим моментом у конструюванні такої пари коліс є знаходження дуг, виділених потовщеною лінією. При повороті однієї дуги навколо центра O на кут α_0 друга дуга повинна повернутися навколо центра O_1 на кут φ_0 таким чином, щоб криві мали спільну точку контакту і перекочувалися одна по одній без ковзання. Якщо ці дуги відобразити симетрично відносно прямих, що сполучають їхні кінці із точками O і O_1 , то ми отримаємо частину некруглого колеса у вигляді зубця. Мінімальне значення кута у вершині зубця має бути 90° , оскільки при меншому значенні перекочування коліс стає неможливим через заклинювання. При відповідно заданих кутах α_0 і φ_0 кількість зубців має відповідати цілому числу, яке ділить коло на вказане число частин. Для випадку, зображеного на рис. 1, а, кількість зубців для обох коліс рівна чотирьом, отже, кути α_0 і φ_0 теж рівні і становлять $\frac{\pi}{4}$. Оскільки при обертанні зубців і обкочуванні їхніх профілів один по одному вершина зубця одного колеса заходить у впадину другого, то кут у впадинах зубців теж має бути прямим.

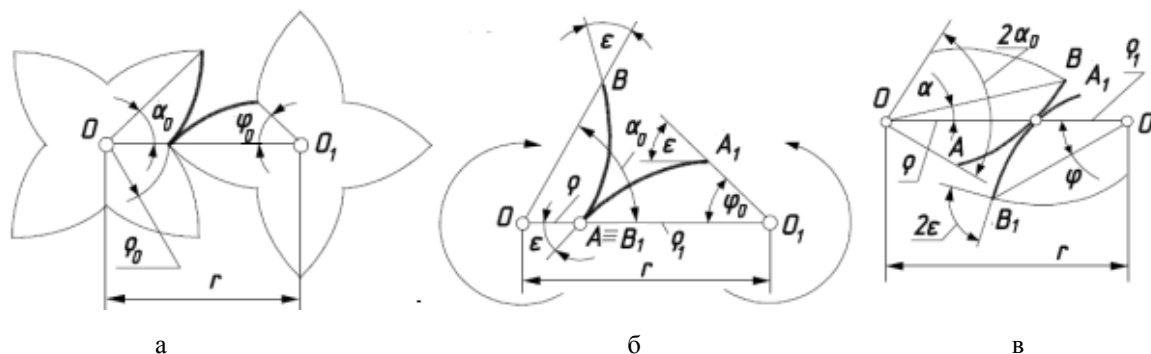


Рис. 1. Графічні ілюстрації до утворення пар некруглих коліс, утворених симетричними дугами, що перетинаються під прямим кутом: а) форма дуг, які утворюють профіль некруглих коліс; б) дуги профілю з накладеними на них обмеженнями; в) утворення зубця для кожного колеса симетричним відображенням знайдених дуг

Fig. 1. Graphic illustrations of the construction of pairs of non-circular wheels formed by symmetrical arcs intersecting at right angles: а) shape of the arcs that form the profile of non-circular wheels; б) profile arcs with restrictions imposed on them; в) formation of a tooth for each wheel by a symmetrical reflection of the found arcs

Дуги АВ ведучого і A_1B_1 веденого коліс (рис. 1, б) будемо розшукувати в полярній системі координат. Для того щоб кути у вершинах і впадинах зубців некруглих коліс були прямими, треба, щоб кут ϵ між дотичними до кривих і полярним радіусом на початку і в кінці дуг АВ і A_1B_1 був рівним 45° . Сума векторів (полярних радіусів) ρ і ρ_1 від полюсів O і O_1 до точки контакту має бути сталою і дорівнювати міжцентровій відстані: $\rho + \rho_1 = r$ (див. рис. 1, б, в). При повороті одного колеса на кут α_0 друге колесо повинно повернутися на кут φ_0 (див. рис. 1, а). Величини цих кутів залежать від числа зубців: $\alpha_0 = \frac{\pi}{n}$, $\varphi_0 = \frac{\pi}{n_1}$, де n і n_1 – число зубців ведучого і веденого коліс. При повороті зубця ведучого колеса на поточний кут α зубець веденого колеса повертається на кут φ (див. рис. 1, в) за умови, що пройдені довжини дуг кривих рівні. На основі цього будемо вважати, що кут φ є залежним від кута α : $\varphi = \varphi(\alpha)$.

Криву, яка описує профіль зубця ведучого колеса, задамо рівнянням $\rho = \rho(\alpha)$ у полярній системі координат, де α – полярний кут. Параметричні рівняння кривої АВ запишуться так:

$$x = \rho \alpha \cos \alpha; \quad y = \rho(\alpha) \sin \alpha. \quad (1)$$

При поточному значенні кута α рівняння (1) задають величину і напрям полярного радіуса ρ . Знайдемо вектор дотичної в поточній точці до кривої (1), який визначається її похідними по змінній α :

$$x' = \rho' \cos \alpha - \rho \sin \alpha; \quad y' = \rho' \sin \alpha + \rho \cos \alpha. \quad (2)$$

За відомою формулою векторної алгебри знаходимо кут ϵ між векторами (1) і (2):

$$\cos \epsilon = \frac{\rho'}{\rho^2 + \rho'^2}. \quad (3)$$

Відповідно до наших умов кут ϵ має дорівнювати 45° у точці А (див. рис. 1, б), тобто при $\alpha = 0$, і в точці В при $\alpha = \alpha_0$. При цьому ще має значення початкова величина полярного радіуса ρ_0 при $\alpha = 0$ (див. рис. 1, а). Залежність $\rho = \rho(\alpha)$, яка б задовольняла поставлені вимоги, будемо розшукувати у вигляді квадратичного полінома:

$$\rho = a + b\alpha + c\alpha^2. \quad (4)$$

Для цього знайдемо вирази сталих a, b, c . Похідна виразу (4) має такий вигляд:

$$\rho' = b + 2c\alpha. \quad (5)$$

Підстановка (5) і (4) у (3) при $\alpha = 0$ і $\epsilon = 45^\circ$ дає таку залежність:

$$\frac{a^2}{a^2 + b^2} = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (6)$$

Із рівняння (6) знаходимо: $a = b$. При $\alpha = 0$ із (4) знаходимо: $\rho_0 = a$. У подальших дослідженнях було встановлено, що стала a відіграє роль масштабного коефіцієнта, що не впливає на форму розшукуваної кривої. У зв'язку з цим приймаємо $a = b = 1$. З урахуванням цього залежність (4) набуває такого вигляду:

$$\rho = 1 + \alpha + c\alpha^2. \quad (7)$$

Вираз сталої c знайдемо за умови, що при підстановці у (3) виразу (7) і його похідної $\rho' = 1 + 2c\alpha$ при $\epsilon = 45^\circ$ $\alpha = \alpha_0$ ми отримаємо рівняння

$$\frac{1 + 2c\alpha_0}{(1 + \alpha_0 + c\alpha_0^2)^2 + (1 + 2c\alpha_0)^2} = \frac{\sqrt{2}}{2}. \quad (8)$$

Рівняння (8) дає два розв'язки відносно сталої c :

$$c = \frac{1}{2 - \alpha_0}; \quad c = -\frac{1}{\alpha_0}. \quad (9)$$

Підставивши почергово (9) у (7), ми отримаємо два полярних рівняння дуги, яку будемо за параметричними рівняннями (1) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$:

$$\rho = 1 + \alpha + \frac{\alpha^2}{2 - \alpha_0} \quad (10)$$

$$\rho = 1 + \alpha - \frac{\alpha^2}{\alpha_0} \quad (11)$$

На рис. 2, а побудовано дуги для $\alpha_0 = 45^\circ$. Цифрою 1 позначено дугу, що відповідає рівнянню (10), а цифрою 2 – дугу, що відповідає рівнянню (11).

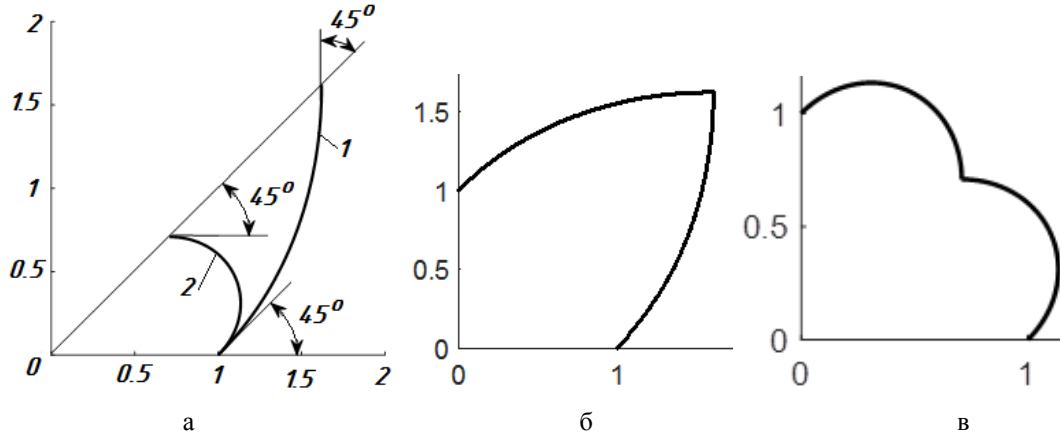


Рис. 2. Графічні ілюстрації до утворення профілю частини ведучого некруглого колеса: а) два варіанти дуги, що відповідають полярним рівнянням (10) і (11); б) утворення зубця симетричним відображенням дуги 1; в) утворення частини профілю колеса симетричним відображенням дуги 2

Fig. 2. Graphical illustrations of the construction of the profile of a part of the leading non-circular wheel: а) two versions of the arc corresponding to the polar equations (10) and (11); б) construction of a tooth by the symmetrical reflection of arc 1; в) construction of a part of the wheel profile by the symmetrical reflection of arc 2

Послідовним поворотом зубця (рис. 2, б) навколо початку координат ми отримаємо некругле колесо, зображене на рис. 1, а, яке за формою нагадує зубчасте. Аналогічно отримаємо некругле колесо послідовним поворотом дуг (рис. 2, в), яке складатиметься з випуклих елементів. Для утворення зубчастого колеса з n зубцями значення кута α_0 має бути $\alpha_0 = \frac{\pi}{n}$, а для некруглого колеса з такою ж кількістю випуклих елементів $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n}$.

Перейдемо до побудови дуги A_1B_1 (див. рис. 1, б). Зважаючи на те, що $\rho_1 = r - \rho$ (див. рис. 1, б, в), а також на те, що радіус-вектор ρ_1 здійснює поворот на кут φ в протилежну сторону від кута α , параметричні рівняння розшукуваної кривої, на якій розташована дуга A_1B_1 , запишуться так:

$$x_1 = r - \rho \cos \varphi + r; y_1 = -r - \rho \sin \varphi, \quad (12)$$

де вираз для ρ наведено в (10) або (11) залежно від виду некруглого колеса. Залежність між кутами у вигляді $\varphi = \varphi(\alpha)$ визначається на основі рівності довжин дуг, які проходять колеса при взаємному коченні, і має вигляд:

$$\varphi = \frac{\rho}{\rho - r} d\alpha.$$

Інтегрування виразу (3) після підстановки в нього (7) з урахуванням необхідного значення сталої інтегрування (при $\alpha = 0 \varphi = -\varphi_0$) дає такий результат:

$$\varphi = \frac{2r}{4c \cdot 1 - r - 1} \cdot \text{Arctg} \frac{1}{4c \cdot 1 - r - 1} - \text{Arctg} \frac{1 + 2c\alpha}{4c \cdot 1 - r - 1} - \alpha - \varphi_0. \quad (13)$$

Підставимо вираз ρ із (7), вираз кута φ із (13) у (12) і отримаємо параметричні рівняння кривої, на якій розташована дуга A_1B_1 . Проте якщо за ними побудувати дугу A_1B_1 при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$ і довільному значенні міжцентрової відстані r , то кінцеве значення кута φ (тобто φ_0) буде не таке, як задане, оскільки воно залежне від r . Щоб отримати потрібне значення кута φ_0 , величина якого обумовлена числом зубців або випуклих елементів веденого колеса, потрібно належним чином підібрати міжцентрову відстань r . Для цього у вираз (13) треба замість кутів α і φ підставити їх відповідні значення. Треба мати на увазі, що після повороту радіус-вектора ρ на кут α_0 кінцеве положення радіус-вектора ρ_1 набуде положення, при якому $\varphi = 0$, оскільки на початку повороту цей кут був від'ємним і рівним $-\varphi_0$ (див. рис. 1, а). Після підстановки у (13) значень кутів $\alpha = \alpha_0$ і $\varphi = 0$ потрібно розв'язати отримане рівняння відносно r . Однак аналітично цього зробити не вдається, тому потрібно застосовувати числові методи.

Якщо після цього побудувати дугу A_1B_1 , то вона буде побудована правильно, але не перебуватиме в контакті з дугою АВ. Було з'ясовано, що дугу A_1B_1 потрібно додатково повернути на кут $\pi + \varphi_0$. Остаточний вираз кута φ отримуємо після додавання до його попереднього значення (13) кута $\pi + \varphi_0$:

$$\varphi = \frac{2r}{4c \cdot 1 - r - 1} \cdot \text{Arctg} \frac{1}{4c \cdot 1 - r - 1} - \text{Arctg} \frac{1 + 2c\alpha}{4c \cdot 1 - r - 1} - \alpha + \pi \quad (14)$$

Розглянемо приклади побудови некруглих коліс. Розпочнемо з коліс, що складаються з випуклих елементів. Нехай ведуче колесо має два випуклих елементи. За виразом $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n}$ при $n = 2$ знаходимо: $\alpha_0 = \pi$. Вибираємо полярне рівняння (11), яке відповідає вказаному типу колеса. За рівнянням (1) із врахуванням (11) будемо дугу АВ при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \pi$ (рис. 3, а). Нехай ведене колесо теж матиме 2 елементи. Отже, $\varphi_0 = \pi$. Знайдемо

міжцентрову відстань r . Для цього у рівняння (13) підставляємо значення $\varphi_0 = \pi, c = -\frac{1}{\alpha_0} = -\frac{1}{\pi}$ згідно з другим виразом (9), $\alpha = \alpha_0 = \pi$ і $\varphi = 0$. Розв'язавши числовими методами рівняння (13) відносно r , отримуємо: $r = 3,11$.

Будуємо дугу A_1B_1 за рівняннями (12) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$. При цьому підставляємо в них залежності $\rho = \rho(\alpha), \varphi = \varphi(\alpha)$, які беремо відповідно з (11) і (14) та використовуємо знайдені сталі $c = -\frac{1}{\pi}, r = 3,11$, які входять до них. Отримані дуги потрібно послідовно повернути навколо своїх центрів O і O_1 на необхідні кути. У даному випадку ми їх повертаємо на 180° (рис. 3, б). Аналогічно побудовано пару некруглих коліс на рис. 3, в. Вихідними даними були два числа: кількість випуклих елементів ведучого колеса $n = 6$ і кількість елементів веденого колеса $n_1 = 4$. Було знайдено значення необхідних параметрів для подальших обчислень: $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n} = \frac{\pi}{3}, \varphi_0 = \frac{2\pi}{n_1} = \frac{\pi}{2}, c = -\frac{3}{\pi}, r = 1,97$.

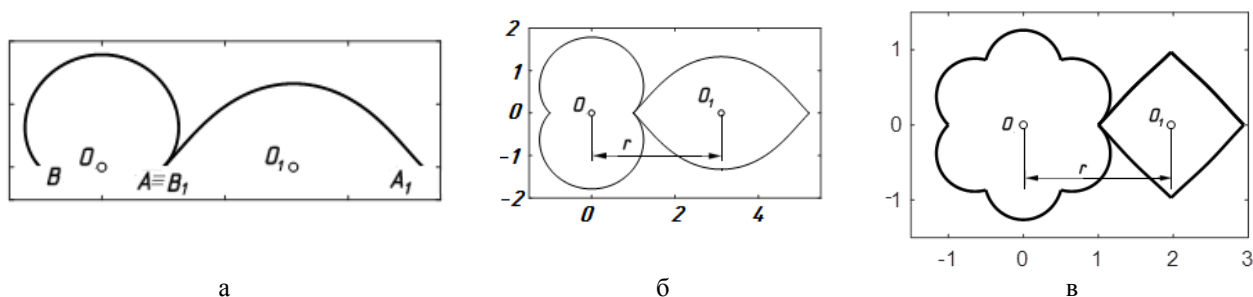


Рис. 3. Зображення некруглих коліс із випуклими елементами: а) початкові дуги для утворення некруглих коліс; б) пара із некруглих зубчастих коліс із числом елементів $n = 2$ і $n_1 = 2$; в) пара із некруглих зубчастих коліс із числом елементів $n = 6$ і $n_1 = 4$

Fig. 3. Images of non-circular wheels with convex elements: а) initial arcs for the construction of non-circular wheels; б) a pair of non-circular gears with the quantity of elements $n = 2$ and $n_1 = 2$; в) a pair of non-circular gears with the quantity of elements $n = 6$ and $n_1 = 4$

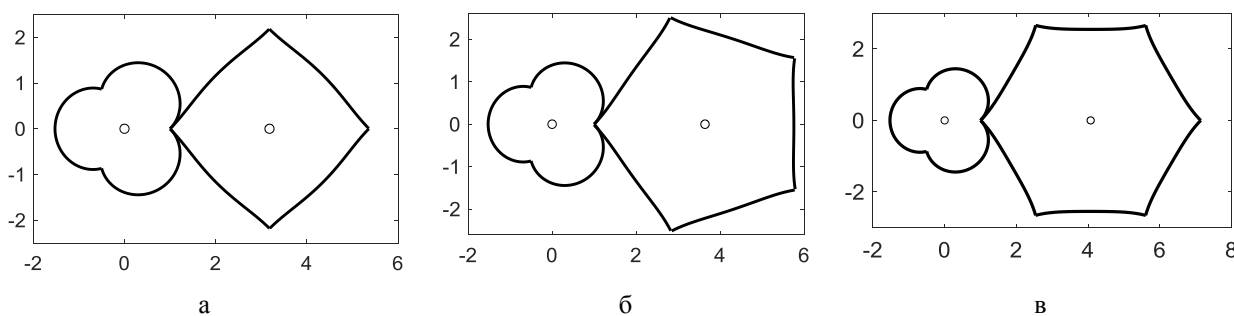


Рис. 4. Пари некруглих коліс, у яких ведуче колесо має три випуклих елементи $n = 3$ і різне число елементів у ведених коліс: а) $n_1 = 4, r = 3,18$; б) $n_1 = 5, r = 3,64$; в) $n_1 = 6, r = 4,07$

Fig. 4. Pairs of non-circular wheels in which the driving wheel has three convex elements $n = 3$ and a different quantity of elements in the driven wheels: а) $n_1 = 4, r = 3,18$; б) $n_1 = 5, r = 3,64$; в) $n_1 = 6, r = 4,07$

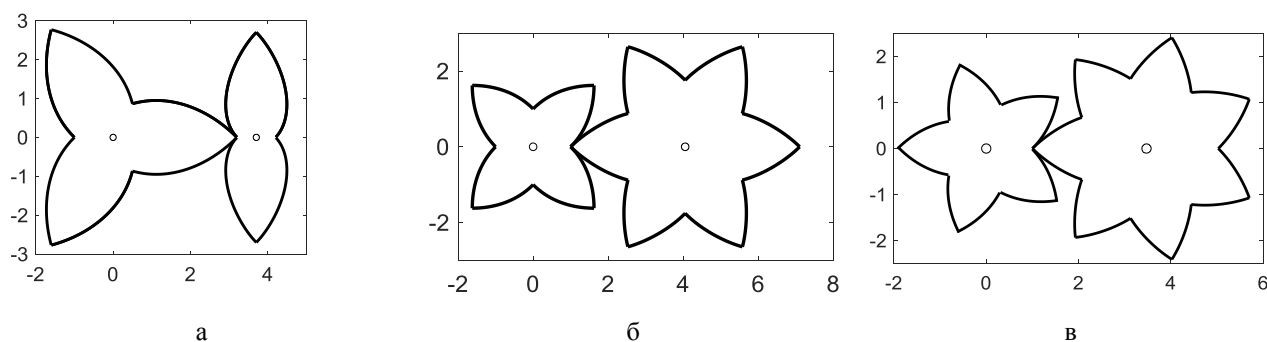


Рис. 5. Пари некруглих коліс, які за формою подібні до зубчастих: а) $n = 3, n_1 = 2, r = 3,7$;
 б) $n = 4, n_1 = 6, r = 4,05$; в) $n = 5, n_1 = 7, r = 3,47$

Fig. 5. Pairs of non-circular wheels that are similar by shape to gears: а) $n = 3, n_1 = 2, r = 3,7$;
 б) $n = 4, n_1 = 6, r = 4,05$; в) $n = 5, n_1 = 7, r = 3,47$

Будуємо дугу A_1B_1 за рівняннями (12) при зміні кута α в межах $\alpha = 0 \dots \alpha_0$. При цьому підставляємо в них залежності $\rho = \rho(\alpha)$, $\varphi = \varphi(\alpha)$, які беремо відповідно з (11) і (14) та використовуємо знайдені сталі $c = -\frac{1}{\pi}, r = 3,11$, які входять до них. Отримані дуги потрібно послідовно повернути навколо своїх центрів O і O_1 на необхідні кути. У даному випадку ми їх повертаємо на 180° (рис. 3, б). Аналогічно побудовано пару некруглих коліс на рис. 3, в. Вихідними даними були два числа: кількість випуклих елементів ведучого колеса $n = 6$ і кількість елементів веденого колеса $n_1 = 4$. Було знайдено значення необхідних параметрів для подальших обчислень: $\alpha_0 = \frac{2\pi}{n} = \frac{\pi}{3}, \varphi_0 = \frac{2\pi}{n_1} = \frac{\pi}{2}, c = -\frac{3}{\pi}, r = 1,97$.

На рис. 4 побудовано пари некруглих коліс з однаковим числом випуклих елементів ведучого колеса $n = 3$ і різним числом елементів веденого колеса. На цьому рисунку можна простежити за трансформацією веденого колеса при збільшенні числа його елементів.

Побудова некруглих коліс, які мають форму зубчастих, здійснюється аналогічно. При цьому потрібно використовувати залежність (10) і відповідне значення з (9) для знаходження сталої c . Крім того, значення кутів α_0 і φ_0 є вдвічі меншими: $\alpha_0 = \frac{\pi}{n}, \varphi_0 = \frac{\pi}{n_1}$. На рис. 5 побудовані пари коліс із різним співвідношенням зубців. Вихідними даними є кількість зубців n і n_1 .

Такі пари коліс можуть працювати, як зубчасті зачеплення. При цьому відсутнє тертя між поверхнями зубців, що не призводить до їх зносу. Передавальне число не є сталим, тобто при обертанні ведучого колеса зі сталою кутовою швидкістю кутова швидкість веденого буде змінюватися

за періодичним законом. Кількість періодів за повний оберт веденого колеса дорівнює числу його зубців. Міжцентрова відстань не задається, а обчислюється залежно від кількості зубців коліс.

Висновки. Використання квадратичного полінома дає можливість створювати складові некруглі колеса двох типів. В одному випадку вони складаються з випуклих елементів, у другому – елементи подібні до зубців зубчастого зачеплення. Характерною ознакою роботи пар коліс є відсутність ковзання між поверхнями під час роботи. Це не викликає сил тертя і не призводить до зносу робочих поверхонь. Дуги кривих, які окреслюють профіль елементів колеса, перетинаються під прямим кутом. Вихідними даними для конструювання коліс є число елементів ведучого і веденого коліс. Міжцентрова відстань залежить від їх кількості, тому розраховується.

Бібліографічний список

1. Коврегін В. В., Маловик І. В. Аналітичний опис центроїд некруглих зубчастих коліс. *Праці ТДАТУ*. Вип. 4: Прикладна геометрія та інженерна графіка. 2011. Т. 49. С. 125-129.
2. Легета Я. П. Опис та побудова спряжених центроїд некруглих зубчастих коліс. *Сучасні проблеми моделювання*. 2014. Вип. 3. С. 87-92.
3. Легета Я. П., Шоман О. В. Геометричне моделювання центроїд некруглих зубчастих коліс за передавальною функцією. *Геометричне моделювання та інформаційні технології*. 2016. № 2. С. 59-63.
4. Моделювання центроїд некруглих коліс із внутрішнім і зовнішнім коченням із дуг симетричних кривих / Т. А. Кресан, С. Ф. Пилипака, І. Ю. Грищенко, Я. С. Кремець. *Machinery & Energetics. Journal of Production Research*. 2020. Vol. 11, No 4. P. 23–32. doi: 10.31548/machenergy2020.04.023.

5. Падалко А. П., Падалко Н. А. Зубчатая передача с некруглым колесом. *Теория механизмов и машин*. 2013. № 2, т. 11. С. 89-96.
6. Равська Н. С., Воробйов С. П. Відхилення профілю зуба арочного колеса від евольвентного при формотворенні торцевими різцевими головками. *Вісник НТУУ «КПІ». Серія машинобудування*. 2014. № 1 (70). С. 19-24.
7. Равська Н. С., Воробйов С. П. Питання формотворення торцевими фрезами зубчастих коліс. *Процеси механічної обробки в машинобудуванні: зб. наук. праць*. Житомир, 2011. № 11. С. 231–237.
8. Соболев А. Н., Некрасов А. Я., Арбузов М. О. Моделирование механических передач с некруглыми зубчатыми колесами. *Вестник МГУ «Станкин»*. 2017. № 1 (40). С. 48–51.
9. Утугов Н. П. Цепные приводы с некруглыми зубчатыми колёсами: монография. Луганск, Ноулидж, 2011. 198 с.
10. Conveyance of a particle by a vertical screw, which is limited by a coaxial fixed cylinder / S. F. Pylypaka et al. *Bulletin of the Karaganda University – Mathematics*. 2019. Vol. 95, iss. 3. P. 108-118.
11. Kresan T., Pylypaka S., Ruzhylo Z. External rolling of a polygon on closed curvilinear profile. *Acta Polytechnica*. 2020. 60 (4). P. 313–317. doi: 10.14311/AP.2020.60.0313.
12. Lin C., Wu X. Calculation and characteristic analysis of tooth width of eccentric helical curve-face gear. *Iranian Journal of Science and Technology – Transactions of Mechanical Engineering*. 2019. Vol. 43 (4). P. 781–797. doi: 10.1007/s40997-018-0239-9.
13. Lyashkov A. A., Panchuk K. L., Khasanova I. A. Automated geometric and computer-aided noncircular gear formation modeling. *Journal of Physics: Conference Series*. 2018. Vol. 1050 012049.
14. Okudaira R., Aoki T. Development of rough terrain mobile robot with non-circular wheel. *The Proceedings of JSME annual Conference on Robotics and Mechatronics (Robomec)*. 2018. P. 1P2-G05. doi: 10.1299/jsmermd.2018.1P2-G05.
15. Research on Obtaining of Tooth Profile of Non-Circular Gear Based on Virtual Slotting / J. Han, D. Z. Li, T. Gao, L. Xia. *Proceedings of the 14th IFTOMM World Congress*. 2015. P. 229–233. doi: 10.6567/IFTOMM.14TH.WC.PS6.001.

Стаття надійшла 01.10.2022