СУЧАСНА НАУКА: СТАН, ПРОБЛЕМИ, ПЕРСПЕКТИВИ

МАТЕРІАЛИ МІЖНАРОДНОЇ НАУКОВО-ПРАКТИЧНОЇ КОНФЕРЕНЦІЇ

14-15 квітня 2021

Україна,
м. Старобільськ,
ДЗ «ЛНУ імені Тараса Шевченка»
2021

УДК

РЕВЯКІНА Ольга,
кандидат технічних наук, доцент кафедри технологій виробництва і професійної освіти ДЗ «Луганський національний університет імені Тараса Шевченка», м. Старобільськ, Україна
e-mail: olga.0509239777@gmail.com

СИНТЕЗ ГЕОМЕТРІЇ ЗУБЦІВ АРОЧНИХ ПЕРЕДАЧ ПРИ ЗМІЩЕНІ ВИХІДНОГО КОНТУРА

У сучасних економічних умовах одним з основних завдань, що стоять перед машинобудівною галуззю є підвищення якості, надійності й конкурентоспроможності продукції, що випускається. Одними з найважливіших вузлів сучасних машин є зубчасті редуктори, виробництво яких є істотною складовою всієї продукції машинобудівного комплексу. Тому, удосконалювання зубчастих передач нерозривно пов’язане із проблемою багатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій [1], є важливим науково-технічним завданням.

При синтезі геометрії зубів зубчастих коліс потрібні геометро-кінематичні показники навантажувальної здатності передач залежно від невідомих функцій, що визначають геометрію ріжучого інструменту рейкового типу [2]. Загальні питання геометрії плоских зачеплень розглянуто в роботі [3]. Однак отримані в ній результати і співвідношення не дозволяють виробляти синтез геометрії циліндричних зубчастих коліс за показниками навантажувальної здатності. У роботі [4] досліджено геометрію циліндричної арочної зубчастої передачі, утвореною узагальненою виробляючої поверхнею. Однак, дані дослідження не можна застосувати для арочної передачі при наявності зміщення вихідного контуру.

Для того, щоб зробити синтез геометрії циліндричних зубчастих коліс за показниками навантажувальної здатності уявимо рівняння поверхні зубів рейкового інструменту (виробляючої поверхні) в пов’язаній з ним системі координат, у вигляді вектору [2]

$$\bar{r}_n = \bar{r}_0(\mu) + \bar{b}_0 f_1(\lambda) + \bar{n}_0 f_2(\lambda), \tag{1}$$

де $\bar{r}_0(\mu)$ – вектор, що визначає поздовжню форму зубів виробляючої поверхні; $\bar{b}_0,\ \ \bar{n}_0$ – поодинокі вектори бінормалі та нормалі кривої $\bar{r}_0(\mu)$; $f_1(\lambda),\ \ f_2(\lambda)$ – функції, що визначають геометрію вихідного контуру ріжучого рейкового інструменту (виробляючої поверхні) в нормальному перерізі; $\lambda,\ \ \mu$ – незалежні параметри.

Найбільш поширеним при виробництві циліндричних зубчастих коліс є випадок, коли крива, що відповідає вектору $\bar{r}_0(\mu)$, є плоскою. У цьому випадку рівняння поверхні (1) в проекціях на осі рухомої системи координат, пов'язаної з цією поверхнею, при наявності зміщення, має вигляд [2].

$$x_n = f_1(\lambda) + \xi,$$

$$y_n = y_0(\mu) + f_2(\lambda)\cos\beta, \qquad (2)$$
$$z_n = z_0(\mu) - f_2(\lambda)\sin\beta\,;$$

де ξ – зміщення вихідного контуру; $y_0(\mu)$, $z_0(\mu)$ – проекції вектору на осі координат; кут нахилу зубів виробляючої поверхні, визначений зі співвідношень:

$$\sin\beta = \frac{\dot{y}_0}{\sqrt{(\dot{y}_0^2 + \dot{z}_0^2)}}, \quad \cos\beta = \frac{\dot{z}_0}{\sqrt{(\dot{y}_0^2 + \dot{z}_0^2)}}, \quad (3)$$

Тут $\dot{y}_0$, $\dot{z}_0$ – похідні функцій $y_0(\mu)$, $z_0(\mu)$.

Процес зубофрезерування можна уявити, як зачеплення нарізаного зубчастого колеса з інструментальною рейкою (виробляючою поверхнею), рівняння поверхні зубів якої визначається співвідношеннями (2).

Розглянемо зачеплення інструментальної рейки з шестірнею і колесом, що нарізуються. При цьому введемо такі системи координат: нерухому xyz, систему координат, пов'язану з шестернею, $x_1y_1z_1$, систему координат, пов'язану з колесом, $x_2y_2z_2$. Тоді в нерухомій системі координат з використанням (2) рівняння виробляючої поверхні можна записати у вигляді [2]

$$x = f_1(\lambda) + \xi,$$

$$y = y_0(\mu) + f_2(\lambda)\cos\beta - R_i\phi_i, \qquad (4)$$

$$z = z_0(\mu) - f_2(\lambda)\sin\beta\,;$$

де R_i – радіус ділильного циліндра ($\boldsymbol{i} = 1$ – для шестерні; $\boldsymbol{i} = 2$ – для колеса); ϕ_i – кут повороту шестерні (колеса).

При представлених вище вихідних положеннях та даних [2], отримуємо рівняння верстатних зачеплень при нарізанні зубів шестерні та колеса

$$F_1 = -(y_0 + f_2\cos\beta - R_1\phi_1)\cdot\frac{f_2{}'}{n} - \frac{(f_1+\xi)f_1{}'}{n}\cos\beta = 0,$$

$$F_2 = (y_0 + f_2\cos\beta - R_2\phi_2)\cdot\frac{f_2{}'}{n} + \frac{(f_1+\xi)f_1{}'}{n}\cos\beta = 0; \qquad (5)$$

де $f_1{}'$, $f_2{}'$ – похідні функцій f_1, f_2 по λ, $n = \sqrt{(f_1')^2 + (f_2')^2}$.

З використанням співвідношень (4) та (5) рівняння поверхні верстатного зачеплення в нерухомій системі координат перетворюється до виду

$$x = f_1 + \xi,$$
$$y = -\Omega_1 \cos\beta, \quad (6)$$
$$z = z_0 - f_2 \sin\beta;$$
$$\text{де } \Omega_1 = \frac{(f_1+\xi)f_1{}'}{f_2{}'}$$

При $z = const$ та використання однієї виробляючої поверхні для зубів шестерні та колеса перші два рівняння (6) визначають координати лінії верстатних та робочих зачеплень у торцевій площині зубчатих коліс. При використанні неконгруентних виробляючих поверхонь для утворення зубів шестерні та колеса лінія зачеплення в торцевій площині зубчастих коліс у робочому зачепленні виражається в точку (точки), координати x, y якої визначаються з перших двох рівнянь (6) при значеннях λ, що відповідають лініям торкання виробляючих поверхень зубів та колеса. Ця точка (точки) переміщується по довжині зубів від одного торця коліс до іншого (значення μ при цьому визначають із співвідношення (5) при заданих ϕ_1 та ϕ_2).

При $\boldsymbol{\varphi_i = const}$ співвідношення (5) та (6) визначають координати миттєвих ліній контакту в верстатному зачепленні виробляючої поверхні та зубів колеса, що нарізується. При використанні однієї поверхні для зубів шестерні і колеса рівняння (5) і (6) визначають у нерухомій системі координат координати миттєвих ліній контакту поверхонь зубів коліс, що зачіпалися в робочому зачепленні. Під час використання неконгруентної пари (5) та (6) визначають координати миттєвої точки контакту зубів у робочому зачепленні.

Отримані результати можна використовувати при синтезі геометрії зубів циліндричних арочних передач при зміщенні вихідного контуру.

Список використаної літератури

1. Кіндрацький Б., Сулим Г. Сучасний стан і проблеми богатокритеріального синтезу машинобудівних конструкцій (огляд). Львів: Машинознавство, 2002. №10 (64). С. 26-40. **2. Шишов В. П.** Теория, математическое обеспечение и реализация синтеза высоконагруженных передач зацеплением для промышленного транспорта: дис. … д-ра. техн. наук. 05.22.12; 05.02.02. Луганск, 1994. 525 с. **3. Литвин Ф. Л.** Теория зубчатых зацеплений. Москва: Наука, 1968. 584 с. **4. Шишов В. П., Носко П. Л.,** Ревякина О. А. Цилиндрические передачи с арочными зубьями: монография. Луганск: ВНУ им. В. Даля, 2004. 336 с. **5. Погорелов А. В.** Дифференциальная геометрия. Москва: Наука, 1969. 176 с.