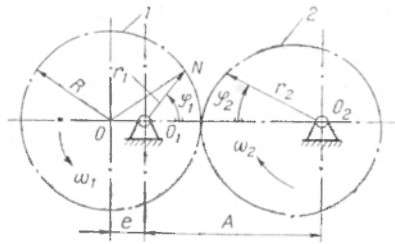


ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИКИ МЕХАНІЗМУ НЕКРУГЛИХ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС, В ЯКОМУ ВЕДУЧЕ ЕКСЦЕНТРИЧНЕ КОЛЕСО

У поліграфічних машинах часто виникає необхідність обертання веденої ланки з нерівномірною швидкістю, яка змінюється за певним законом. Тоді здебільшого використовують кулачково-важільні, зубчато-важільні та інші складні механізми. Застосуванню більш простого механізму некруглих зубчастих коліс (НЗК), що здатний відтворювати значну кількість законів руху, перешкоджає відсутність стандартного вітчизняного устаткування для його виготовлення і контролю точності.

Рис. 1. Розрахункова схема некруглих зубчастих коліс..



Одним з різновидів НЗК, які можна виготовити на звичайному устаткуванні для нарізання круглих зубчастих коліс [1], є механізм, де ведуче — кругле колесо зі зміщеним центром обертання (ексцентричне).

На рис. 1 показана схема механізму, де 1 — ведуче (ексцентричне) колесо, яке обертається з постійною швидкістю $\omega_+ = \text{const}$; 2 — ведене колесо.

Кутове переміщення веденого колеса визначається відомою залежністю

$$\varphi_2 = \int_0^{\varphi_1} \omega_{2i} d\varphi_1, \quad (1)$$

де φ_1 — кут повороту колеса 1; ω_{2i} — інваріант кутової швидкості колеса 2, або функція передатного числа механізму.

Кутову швидкість веденого колеса визначаємо з умови рівності лінійної швидкості обох коліс у полосі зачеплення

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{r_1}{r_2} = \omega_{2i} \omega_1, \quad (2)$$

де r_1 — радіус-вектор колеса 1; r_2 — радіус-вектор колеса 2. Радіус-вектор r_1 знаходимо з трикутника ONO_1 за формулою

$$r_1 = R(\sqrt{1 - \varepsilon^2} \cdot \sin^2 \varphi_1 - \varepsilon \cdot \cos \varphi_1), \quad (3)$$

де R — радіус колеса i : $\varepsilon = \frac{e}{R}$ — відносне значення ексцентриситету; e — абсолютне значення ексцентриситету.

Радіус-вектор r_2 визначаємо як

$$r_2 = A - r_1, \quad (4)$$

де A — міжцентрова відстань.

Тоді після підстановки у вираз (2) значень r_1 і r_2 та відповідних перетворень вираз інваріанта швидкості ω_{2i} матиме вигляд

$$\omega_{2i} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{A_0}{A_0 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} + \varepsilon \cos \varphi_1} - 1, \quad (5)$$

де $A_0 = \frac{A}{R}$ — відносне значення міжцентрної відстані.

Кутове прискорення веденого колеса визначається

$$\varepsilon_2 = \frac{d\omega_2}{dt} = \frac{d\omega_{2i}}{d\varphi_1} \cdot \frac{d\varphi_1}{dt} \cdot \omega_1 = \varepsilon_{2i} \cdot \omega_1^2, \quad (6)$$

де $\frac{d\varphi_1}{dt} = \omega_1$; $\varepsilon_{2i} = \frac{d\omega_{2i}}{d\varphi_1}$ — інваріант кутового прискорення колеса 1 , вираз якого після нескладних перетворень має вигляд

$$\varepsilon_{2i} = \frac{A_0 \cdot \varepsilon \cdot \sin \varphi_1 \left(1 - \frac{\varepsilon \cdot \cos \varphi_1}{\sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1}} \right)}{(A_0 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} + \varepsilon \cos \varphi_1)^2}. \quad (7)$$

Значення міжцентрної відстані залежить від загального передатного відношення n пари НЗК і визначається з умови замикання центроїди веденого некруглого колеса з рівності [1]

$$\frac{2\pi}{n} = \int_0^{\varphi_1} \left(\frac{A_0}{A_0 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} + \varepsilon \cos \varphi_1} - 1 \right) d\varphi_1. \quad (8)$$

Рівняння (8) можна розв'язати тільки числовим методом, маючи приблизні значення A_0 для заданих ε і n . Перетворюємо рівняння (8) до такого вигляду

$$n = \frac{2\pi}{\int_0^{\varphi_1} \left(\frac{A_0}{A_0 - \sqrt{1 - \varepsilon^2 \sin^2 \varphi_1} + \varepsilon \cos \varphi_1} - 1 \right) d\varphi_1}. \quad (9)$$

Задаємо значення ε та A_0 і за формулою (9) визначаємо n . Розв'язання інтеграла знаходимо за методом Сімпсона [2]; будемо графічну залежність $n = f(A_0, \varepsilon)$, з якої визначаємо для заданих n і ε шукану величину A_0 ; за допомогою ЕОМ та формули (8) числовим методом уточнюємо A_0 .

На рис. 2 показані графіки залежності $n=f(A_0)$ при $\epsilon=0,1$ і $\epsilon=0,7$. Графіки цієї залежності при $0,1 < \epsilon < 0,7$ знаходяться в проміжку між цими двома лініями і аналогічні за характером. Із рис. 2 видно (пунктирні лінії) — при одних і тих n величина A_0 має різні значення залежно від ϵ . Тільки при $n=2$ — A_0 не залежить від ϵ .

На рис. 3 показаний характер зміни ω_{2i} та ϵ_{2i} залежно від кута повороту колеса I при $n=1$ і різних ϵ . Із рис. 3 видно, що

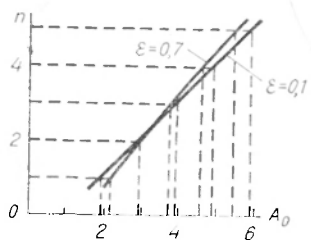
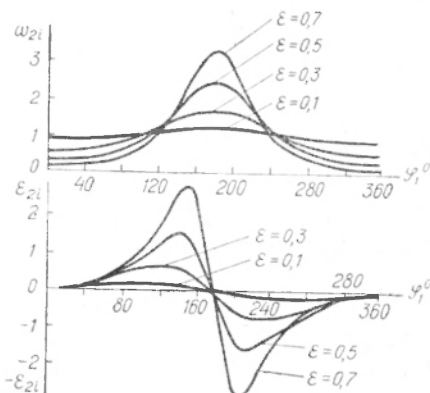


Рис. 2. Графіки залежності $n=f(A_0)$.

Рис. 3. Графіки залежності $\omega_{2i}=f_1(\varphi_1)$ і $\epsilon_{2i}=f_2(\varphi_1)$.



зі збільшенням ϵ від 0,1 до 0,7 значення $\omega_{2i \max}$ та $\epsilon_{2i \max}$ значно зростають, а $\omega_{2i \min}$ зменшуються. Дослідження показали, що характер змін ω_{2i} та ϵ_{2i} відносно кута φ_1 при $n > 1$ аналогічний розглянутому з відповідним зменшенням їх екстремальних значень.

Екстремальні значення ω_{2i} знаходимо за формулами

$$\omega_{2i \min} = \frac{1 - \epsilon}{A_0 - (1 - \epsilon)}, \quad (10)$$

$$\omega_{2i \max} = \frac{1 + \epsilon}{A_0 - (1 + \epsilon)}, \quad (11)$$

які одержані підстановкою в (5) $\varphi_1=0^\circ(360^\circ)$ та $\varphi_1=180^\circ$. Значення цих кутів знаходимо з умови $\frac{d\omega_{2i}}{d\varphi_1} = 0$.

Відомо, що в НЗК кути тиску є функціями положення механізму. У праці [1] знайдені для різних n максимальні значення ϵ , при яких максимальний кут тиску не перевищує допустимого, прийнятого для цих механізмів рівним 65° . Наприклад, при $n=1 - [\epsilon_{\text{доп}}] = 0,7$.

Отже, наведена методика та результати дослідження дають змогу визначити можливість використання розглянутого механізму НЗК у поліграфічних машинах і провести його синтез із заданими значеннями $\omega_{2i \min}$ і $\omega_{2i \max}$.

Список літератури: 1. *Богданов Н. Н.* Некоторые вопросы проектирования некруглых зубчатых колес. — Труды семинара по теории машин и механизмов, 1961, вып. 88. 2. *Бронштейн И. Н.* и *Семендяев К. А.* Справочник по математике. — М.: Наука, 1967.

They have investigated the questions of the method of calculation and the results of kinematic analysis of the mechanism of non-round cog-wheels where the leading one is an excentric wheel. Here they have determined the character of speed change and acceleration of the leading unit in dependence on the angle of turning the leading unit (link) under different geometric parameters of this mechanism.

Стаття надійшла в редколегію 18. 03. 81
