

ПРО ВИКОРИСТАННЯ ЗУБЧАСТО-ВАЖІЛЬНИХ МЕХАНІЗМІВ У ПОЛІГРАФІЧНИХ МАШИНАХ-АВТОМАТАХ

У галузі машино- і приладобудування широко використовуються зубчато-важільні механізми, за допомогою яких можна здійснювати досить різноманітні і складні закони руху ланок. Складні комбінації важільного кінематичного ланцюга та кінематичного ланцюга, який складається із зубчастих коліс, доволі різні. Їх можна поділити на послідовні і паралельні. Найбільш розповсюдженим є паралельне з'єднання важільного та зубчатого кінематичних ланцюгів, при якому зубчасті колеса розміщені на осях шарнірів важільного кінематичного ланцюга, ланки котрого забезпечують постійну міжцентрову відстань у кожній парі зубчастих коліс. За літературними джерелами відомо більш ніж 400 різних зубчато-важільних механізмів, які поділені на окремі групи [1].

У статті розглядаються найпоширеніші і найпростіші триколісні (із зовнішнім зачепленням) зубчато-важільні механізми з шарнірним чотириланковиком. У таких механізмах при рівномірному обертанні ексцентрично закріпленого ведучого колеса ведене зубчасте колесо має періодичне нерівномірне обертання з однознаковою, або знакозмінною кутовою швидкістю, або з короткотривалою зупинкою веденої ланки.

У такому механізмі (рис. 1) довжину кривошипа l_1 можна змінювати. При $l_1 = 0$ зубчато-важільний механізм перетворюється в звичайну зубчасту передачу, в якій при рівномірному обертанні ведучого колеса Z_b ведене колесо Z_d обертається також рівномірно. При збільшенні l_1 і рівномірному обертанні колеса Z_b ведене колесо Z_d починає обертатись нерівномірно, і чим більша величина l_1 , тим сильніша нерівномірність обертання Z_d . Величина l_1 може досягти такого значення, при якому колесо Z_d робить прямий

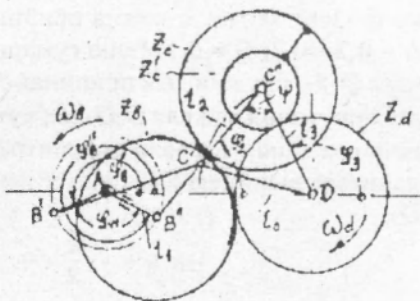


Рис. 1. Схема зубчато-важільного механізму.

і зворотний рух за один оберт колеса Z_a .

Криві I, II і III (див. рис. 2) зображують функцію передатного відношення $\frac{\omega_d}{\omega_b} = f(\varphi_b)$ зубчато-важільного механізму при різних значеннях довжини кривошипа l_1 . Крива I лежить вище осі абсцис, і їй відповідає монотонна функція положення $\varphi_d = f(\varphi_b)$ веденого колеса Z_a . Крива II пересікає вісь абсцис у точках з координатами φ_b' і φ_b'' , в яких $\frac{\omega_d}{\omega_b} = 0$. Їй відповідає немонотонна функція положення (крива IV). З рисунка видно, що ділянку φ_w повороту кривошипа від положення, визначуваного кутом φ_b'' , відповідає кут σ зворотного ходу веденого колеса Z_a від положення, що визначається кутом φ_d' , до положення, яке визначається кутом φ_d'' . Існує також деяке значення довжини кривошипа l_1 , при якому крива $\frac{\omega_d}{\omega_b} = f(\varphi_b)$ касається осі абсцис в одній точці (крива III).

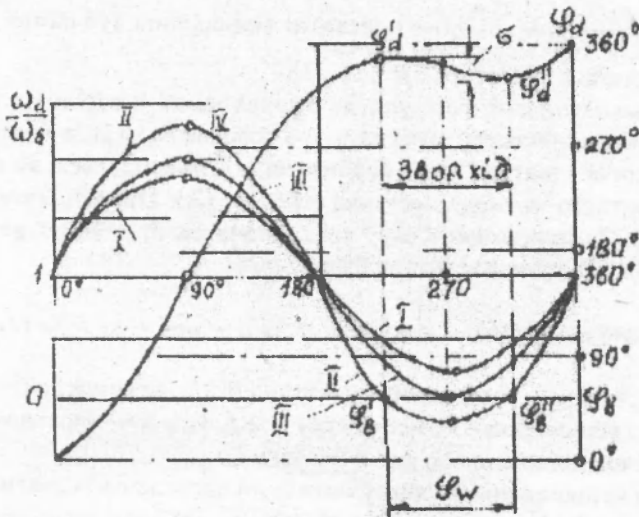


Рис. 2. Графік функції положення і графіки передатних функцій зубчато-важільного механізму.

У практиці найширше використовуються механізми з прямим і зворотним ходом веденого колеса (крива II). Коли у даному разі кут зворотного ходу σ досить малий і знаходиться в межах мертвого ходу зубчатого кінематичного ланцюга, то ведене колесо Z_a при повороті кривошипа на кут φ_w матиме виступання.

Нехай l_1, l_2 і l_3 — відносні довжини кривошипа AB' , шатуна $B'C'$ і коромисла $C'D$ при довжині стояка $AD l_0 = 1$; r_c і r_d — відносні величини радіусів початкових кіл колеса Z_c , яке зв'язане з шатуном, і веденого колеса Z_d ; φ_1, φ_2 і φ_3 — змінні значення кутів повороту кривошипа, шатуна і коромисла, що відраховуються від лінії AD стояка проти напрямку обертання годинникової стрілки; ψ — кут передачі чотириланковика; φ_d — змінні значення кута повороту колеса Z_d ; $\omega_1, \omega_2, \omega_3$ і ω_d , — кутові швидкості кривошипа, шатуна, коромисла і колеса Z_d . У загальному випадку розрахункові формули мають такий вигляд:

інваріант подібності кутової швидкості колеса Z_d :

$$\omega_{d1} = i - (i + i_c) \omega_{21} + (1 + i_c) \omega_{31};$$

інваріант подібності кутового прискорення колеса Z_d :

$$\epsilon_{d1} = - (i + i_c) \epsilon_{21} + (1 + i_c) \epsilon_{31},$$

де $i = \frac{r_b \cdot r_c'}{r_c \cdot r_d}$, $i_c = \frac{r_c'}{r_d}$ — передатні відношення зубчастих коліс, які знаходяться в шарнірах B', C', D .

Узагальнюючі формули для визначення інваріантів подібності кутових швидкостей шатуна (ω_{21}) і коромисла (ω_{31}), а також кутових прискорень шатуна (ϵ_{21}) і коромисла (ϵ_{31}) знаходяться, як для повноповоротного чотириланковика $AB'C'D$ [2]. Приріст кута повороту колеса Z_d за проміжок часу від t_n (початок проміжку) до t_k (кінець проміжку) визначається за формулою:

$$\varphi_{dk} - \varphi_{dn} = i(\varphi_k - \varphi_n) - (i + i_c)(\varphi_{2k} - \varphi_{2n}) + (1 + i_c)(\delta_k - \delta_n),$$

де $\varphi_{2n}, \delta_n, \varphi_{dn}$ — кути повороту шатуна $B'C'$, коромисла $C'D$ і колеса Z_d , які відповідають моменту часу t_n ; $\varphi_{2k}, \delta_k, \varphi_{dk}$ — кути повороту цих же ланок відповідно до моменту часу t_k .

За вищеподаними формулами були проведені кінематичні дослідження зубчато-важільних механізмів, які дали можливість розробити загальну методіку їх розрахунку, визначити галузь застосування, а також розширити діапазон використання у поліграфічних машинах-автоматах. Так, наприклад, була підтверджена доцільність застосування цих механізмів для приводу ножів у триножових паперорізальних машинах. Як відомо, у даних машинах приводом ножів є два кривошипно-повзунних механізми, кривошипам яких надає руху механізм періодичного повороту — неповнозубі колеса з цівковим включенням. Такий привід являє собою комбінований механізм із змінною структурою і має ряд недоліків, що проявляються у виникненні при досягненні певної виключності ударних

навантажень у момент зміни структури. З метою підвищення надійності при роботі на великих швидкостях пропонується привід ножів, який складається з двох кривошипно-повзунних механізмів і двох триколісних шарнірних чотириланкових із зовнішнім зачепленням. Даний механізм забезпечує постійний кінематичний зв'язок між ланками приводу, тобто постійну структуру. У цьому механізмі при рівномірному обертанні ексцентрично закріпленого ведучого колеса ведене зубчасте колесо має періодичне нерівномірне обертання з однознаковою, чи знакозмінною кутовою швидкістю, чи з короткочасною зупинкою веденої ланки. Отримані результати кінематичних і кінестатичних розрахунків пропонованого механізму для приводу ножів у машині БРТ-125/450 дозволяють знизити крутні моменти на головному валу в період різання приблизно в 1,8 раза.

Використання зубчато-важільних механізмів можливе і в уповільнюючих пристроях листових друкарських машин. Зокрема, були виконані дослідження про можливість застосування їх як приводу листовидного транспортера плоскодрукарської машини 2ПС-А3. Такий транспортер забезпечує перехоплювання листа із захватів друкарського циліндра на однакових швидкостях, транспортування і викладання листа при низькій швидкості на стапельний стіл приймання.

Зубчато-важільні механізми можна використовувати також у пристроях для подавання та різання відставу і марлі в кришкоробних, блокооброблювальних, оклеювально-капальних машинах. Тут замість двох циклових механізмів дані операції виконує один зубчато-важільний механізм. При цьому, коли кут зворотного ходу φ_w (рис. 2) досить малий і знаходиться в межах мертвого ходу зубчастого кінематичного ланцюга, то ведене зубчасте колесо Z_d (рис. 1) при повороті кривошипа буде мати зупинку, яка використовується для різання стрічки відставу чи марлі. Зокрема, такий механізм був випробуваний в оклеювальному автоматі ОК-3М.

Придатні такі механізми і для приводу самонакладача-розкривача зошитів (реверсивного принципу дії) в ниткошвейних машинах-автоматах.

Таким чином, зубчато-важільні триколісні шарнірні чотириланковики доцільно застосовувати в деяких механізмах поліграфічних машин-автоматів, які мають просту конструкцію і можуть виконувати досить різноманітні і складні закони руху ланок.

1. Механика машин // Сб. трудов. Академии наук СССР, отделение механики и протессов управления. Вып. 44. М., 1974. 2. Гур К. В. Механика полиграфических автоматов. М., 1980.