

УДК 621.01

**Я.О.ПІДГАЙЧУК**, асп. каф. машинознавства, Хмельницький національний університет, м. Хмельницький

### ДИНАМІЧНИЙ СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЦІВКОВИХ МЕХАНІЗМІВ З ПЕРЕРИВЧАСТИМ ОБЕРТОВИМ РУХОМ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ

Стаття присвячена особливостям динамічному синтезу розробленого автором кулачково-цівкового механізму з переривчастим обертовим рухом вихідної ланки.

This article is dedicated to dynamic synthesis of the cam and lantern mechanism with intermittent rotational motion of an output link developed by the author.

**Постановка задачі.** В сучасних машинах і приладах досить часто використовуються механізми переривчастого руху [1-4, 11-13]. До таких механізмів відносяться: кулачкові, мальтійські, храпові, з неповнозубими колесами, важільні та комбіновані (зубчасто-важільні, кулачково-важільні тощо) меха-

нізми. Переваги та недоліки таких механізмів наведені в технічній літературі, зокрема, в попередніх статтях [5, 7], в яких, крім цього, наведена методика кінематичного синтезу оригінальних кулачкових механізмів з періодичним обертовим рухом і зупинкою вихідної ланки.

В цій роботі розглядаються особливості динамічного синтезу кулачково-цівкового механізму (рис. 1) [7, 14], який забезпечує за один оберт спарених кулачків *два повороти* вихідної ланки на кут  $\beta_m = 2\pi/z_2$  з однаковою або різною тривалістю зупинки вихідної ланки, де  $z_2$  – кількість роликів на цівковому колесі, та наведені рекомендації щодо їхнього оптимального синтезу.

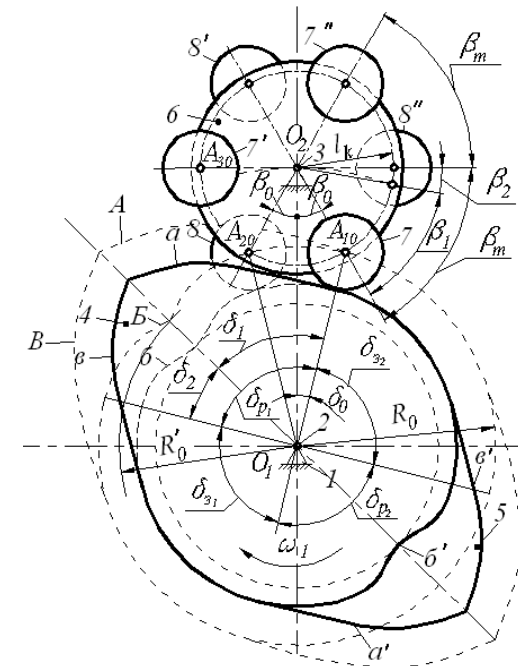


Рис. 1. Схема кулачково-цівкового механізму з періодичним поворотом і зупинкою вихідної ланки

Механізм складається із основи 1, на якій встановлені вали 2 і 3. На валу 2 закріплено два спарені однакові кулачки 4 і 5, які надають періодичний обертовий рух із зупинками вихідної ланки 6. Ланка 6 несе не менше трьох пар рівномірно розташованих роликів 7 і 8 ( $z_2 = 6$ ). Ролики 7 зміщені відносно роликів 8 на кут  $\beta_m$ . Ролики 7 контактують з кулачком 4, ролики 8 – з кулачком 5. При трьох парах роликів такий кулачковий механізм забезпечує за один оберт кулачків *два повороти* вихідної ланки 6, кожний – на кут

$$\beta_m = 60^\circ.$$

Механізм працює таким чином. При обертанні спарених кулачків 4 і 5 профіль  $a$  кулачка 4, якому відповідає кут профілю  $\delta_1$ , взаємодіючи з роликом 7, повертає диск  $b$  на кут  $\beta_1 < 60^\circ$ , в цей час ролик 8 контактує з кулачком 5, що забезпечує замикання ланок механізму. Після виходу кулачка 4 із контакту з роликом 7 диск  $b$  приводиться в рух кулачком 5, який контактує профілем  $b$  з роликом 8 і повертає вихідну ланку на кут  $\beta_2 = \beta_m - \beta_1$ , а кулачок 5 в цей час контактує з роликом 7' (кут профілю  $\delta_2$ ), причому сума кутів  $\delta_1 + \delta_2 = \delta_{p1}$ ,  $\beta_1 + \beta_2 = \beta_m$ . В період зупинки ролик 7' і 8 займають положення відповідно роликів 7 і 8 та котяться по циліндричних поверхнях відповідних кулачків доти, поки в контакт з виступом кулачка 5 (профілем  $a$ ) не вступить ролик 8 і цикл руху повториться.

Як відомо [2, 3, 6, 8, 9], при проектуванні механізмів треба враховувати можливість їх руху під дією прикладених сил з можливо більшим ККД. Виконання цих умов значною мірою залежить від вибраних розмірів та форм ланок механізму. Працездатність кулачкового механізму, яка є основною складовою розроблених механізмів, залежить від основного радіуса кулачка і взаємного розташування осей кулачка і цівкового колеса. В кулачково-цівкових механізмів з переривчастим обертним рухом вихідної ланки, крім цих параметрів, на їхню працездатність ще впливають: кількість роликів на цівковому колесі; тривалість періодів розбігу і вибігу цівкового колеса та вибраний для цього закон руху.

При невдалому виборі цих параметрів може настати заклинювання механізму або він матиме розміри ланок більші, ніж це викликається необхідністю, більше того, механізм може не існувати. Це пояснюється невідповідними співвідношеннями сил, що діють між кулачками і цівковим колесом. Тому слід у всіх випадках поєднувати кінематичний синтез механізмів з динамічним, тобто з урахуванням сил, що діють на ланки.

Основним фактором, який призводить до заклинювання ланок в кулачкових механізмах, є кути тиску у вищій кінематичній парі  $\vartheta_i$ , які в будь-якому положенні механізму повинні бути менші допустимих  $\vartheta_d$ . На практиці допустимий кут тиску для коромислових кулачкових механізмів  $\vartheta_{дон} = 45-50^\circ$ .

**Дослідження кутів тиску в механізмі.** Методика визначення кутів тиску в кулачкових механізмах викладено як в спеціальній літературі, так і навчальних посібниках [2, 3, 6, 8, 9]. Особливості механізмів, які розглядаються, полягають в тому, що рух вихідної ланки за період її одного повороту спочатку здійснюється кулачком 4 (див. рис. 1), а потім кулачком 5. Тому при синтезі цих механізмів треба враховувати кути тиску в обох вищих кінематичних парах (кулачок 4 – ролик 7 і кулачок 5 – ролик 8).

На рис. 2 показані кути тиску  $\vartheta_1$  і  $\vartheta_2$  відповідно між кулачком 4 і роликом

7 та кулачком 5 і роликом 8, де  $v_{B7}, v_{B8}$  – вектори швидкості відповідно центрів роликів 7 і 8;  $R_{47}, R_{58}$  – реакції у відповідних парах. У нашому випадку для спрощення аналізу кутів тиску, особливо це стосується кута  $\vartheta_2$ , який змінюється в межах від 0 до  $\pi$ , доцільно враховувати його знак.

Залежності для визначення кутів тиску в нашому випадку мають вигляд [2, 3]:

$$\left. \begin{aligned} \vartheta_1 &= \arctg \left[ \frac{-s'_{B_2} + a \cos(\beta_i + \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i + \beta_0)} \right]; \\ \vartheta_2 &= \arctg \left[ \frac{-s'_{B_2} - a \cos(\beta_i - \beta_0) - l_k}{a \sin(\beta_i - \beta_0)} \right]; \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

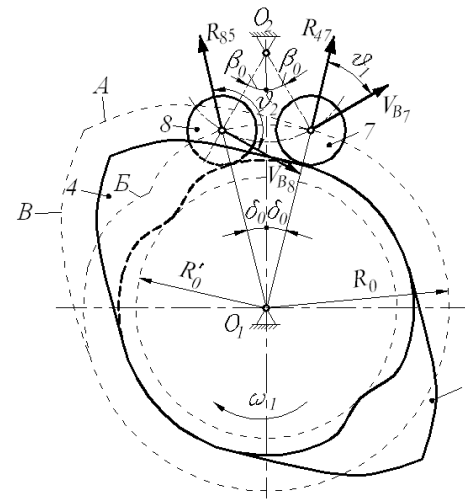


Рис. 2. Кути тиску на початку періоду руху цівкового колеса

кут  $\vartheta_1$  має найбільше значення на початку періоду руху, який визначається за формулою

$$\vartheta_{1m} = \pi/2 - \delta_0 - \beta_0, \quad (2)$$

де  $\delta_0 = \arccos \frac{R_0^2 + a^2 - l_k^2}{2R_0 a}$ ;  $\beta_0 = \pi/z_2$ . [5, 7].

Радіус основного кола кулачків (див. рис. 1) визначається за формулою

де  $\vartheta_1, \vartheta_2$  – кути тиску відповідно в парі 4 – 7 і 5 – 8;  $s'_{B_2} = \beta_i l_k$  – аналог швидкості цівкового колеса  $b$ ;  $a = O_1 O_2$  – міжосьова відстань;  $\beta_0$  – кут, який визначає початкове положення роликів 7 і 8 відносно осі  $O_1 O_2$ ;  $\beta_i$  – кутові переміщення роликів;  $l_k$  – довжина коромисла  $AO_2$  (радіус кола центрів роликів на цівковому колесі).

На рис. 3 наведено приклад діаграми кутів тиску для механізму, який зображений на рис. 1, у функції відносного часу  $k = \beta_i / \beta_m$ , де  $\beta_i$  – кутові переміщення цівкового колеса. Як видно з цих діаграм,

$$R_0 = \sqrt{a^2 + l_k^2 - 2al_k \cos \beta_0}.$$

Кут  $\vartheta_2$  на першій половині руху ( $k \leq 0,5$ ) має від'ємне значення, а це значить, що в цей час ведучим є кулачок 4, а кулачок 5 є веденим і служить для замикання ланок підчас руху. При  $k = 0,5$  кут  $\vartheta_2 = \pi/2$  і ролик 8 знаходиться на міжосьовій лінії  $O_1O_2$ . Подальший рух цівкового колеса забезпечується кулачком 4, поки не закінчиться його профіль  $A$ , а це настає тоді, коли його радіус  $R_1(k)$  досягає макси-

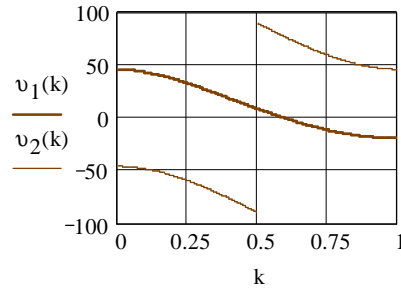


Рис. 3. Приклад діаграми кутів тиску [10]

мального значення  $R_{1m}(k)$  і визначається точкою перетину профілів  $A$  і  $B$ . У цьому випадку мають місце рівності (рис. 1 і рис. 4):

$$R_{1m}(k) = R_{3m}(k), \quad \delta_1(k) = \delta_3(1-k), \quad (3)$$

де  $R_{3m}(k)$  – максимальний радіус профілю  $B$ ;  $\delta_1(k)$ ,  $\delta_3(1-k)$  – кути профілю відповідно  $A$  і  $B$ .

З другої рівності (3) знаходимо значення відносного часу  $k_m$ , при якому закінчується контакт ролика 7 з кулачком 4, і кулачок 5 стає ведучим. Зокрема для даного механізму, діаграми кутів профілю якого наведені на рис. 4,  $a$ ,  $k_m = 0,725$ , тоді максимальний кут  $\vartheta_{2m} = 74,5^\circ$ , що є дещо більше допустимого значення для коромислових кулачків, але це має місце в кінці періоду руху, при вибігу, коли на вихідну ланку діють у напрямку руху додаткові моменти інерції, крім цього, надалі кут  $\vartheta_2$  зменшується, і при  $k = 1$   $\vartheta_2 = \vartheta_{1m}$  (див. рис. 3).

Критичним для працездатності механізму є максимальне значення кута  $\vartheta_{1m}$ , який у нашому випадку знаходиться в допустимих межах –  $\vartheta_{1m} = 45,9^\circ$ . Крім цього, кути тиску  $\vartheta_{2m}$  при  $k > 0,5$  можна зменшити, якщо зменшити міжосьову відстань  $a$  або збільшити радіус кола  $l_k$  лише для роликів 8. У першому випадку, прийнявши  $\lambda = 2,14$  (рис. 4, б), одержимо –  $\vartheta_{1m} = 38,6^\circ$ ,  $k_m = 0,79$ ,  $\vartheta_{2m} = 62,7^\circ$ . У другому випадку, збільшивши  $l_k$  для роликів 8, одержимо два різні кулачки, що дещо ускладнює конструкцію механізму.

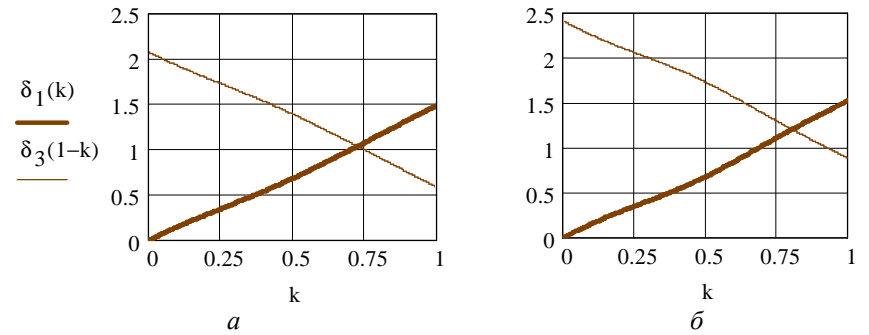


Рис. 4. Приклади діаграм кутів профілів  $A$  і  $B$ :  
 $a - \lambda = 2,86$ ;  $b - \lambda = 2,14$  [10]

**Визначення мінімального значення міжосьової відстані механізму і кількості пар роликів на цівковому колесі.** Цей фактор, що максимальне значення кута тиску  $\vartheta_{1m}$  має місце на початку періоду руху, суттєво спрощує динамічний синтез даних механізмів. Аналіз залежностей (1)-(2) показує, що на величину кута тиску  $\vartheta_{1m}$  впливають наступні параметри: співвідношення між довжиною коромисла  $l_k$  і міжосьовою відстанню  $a = O_1O_2$ , яке позначимо  $\lambda = a/l_k$  – відносна міжосьова відстань; кількість роликів  $z_2$  на цівковому колесі; кут повороту кулачків  $\varphi_p$  за період одного повороту цівкового колеса; закон руху цівкового колеса.

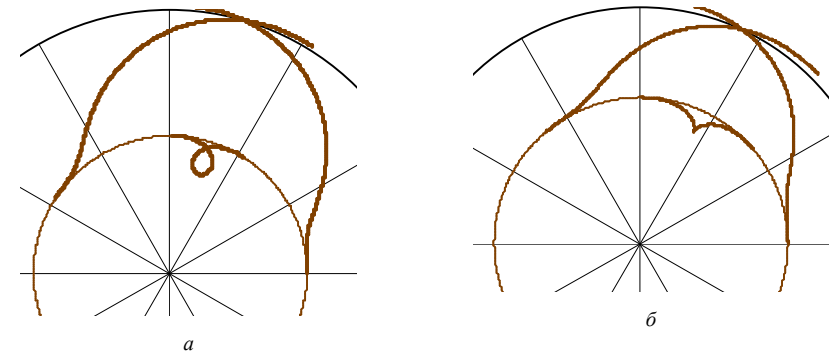


Рис. 5. До визначення мінімальної міжосьової відстані механізму (теоретичні профілі кулачків):  $a - \lambda < \lambda_{\min}$ ;  $b - \lambda = \lambda_{\min}$  [10]

При малих співвідношеннях  $\lambda_{\min} = a_{\min}/l_k$  настає самоперетин профілю  $B$  кулачків (рис. 5, а), це значення визначає мінімальну міжосьову відстань

$a_{\min} = \lambda_{\min} l_k$ . Граничним значенням  $\lambda_{\min}$  є випадок, коли радіус кривизни профілю  $B$   $\rho = 0$  (рис. 5, б). Це настає при  $k = 0,5$ . Використаємо залежність для радіуса кривизни профілю  $B$ , яка має вигляд [6]:

$$\rho = \frac{\{a^2 + l_k^2(1 + \beta_v)^2 - 2al_k[(1 + \beta_v)\cos(\beta_0 + \beta_i)]\}^{\frac{3}{2}}}{a^2 + l_k^2(1 + \beta_v)^3 - 2al_k(1 + \beta_v)(2 + \beta_v)\cos(\beta_0 + \beta_i) + \beta_a \sin(\beta_0 + \beta_i)}, \quad (4)$$

де  $\beta_v, \beta_a$  – відповідно аналоги кутових швидкостей та прискорень цівкового колеса;  $\beta_0, \beta_i$  – кути, які визначають його положення на початку і під час руху. Тоді, прирівнявши праву сторону рівняння (4) до нуля та прийнявши довжину радіуса  $l_k$  за одиницю вимірювання довжини, одержимо рівняння:

$$\lambda^2 + (1 + \beta_v)^2 - 2\lambda[(1 + \beta_v)\cos(\beta_0 + \beta_i)] = 0. \quad (5)$$

При  $k = 0,5$  кут  $\beta_i = |-\beta_0| = \pi/z_2$ , а аналог кутової швидкості  $\beta_v = b_k \beta_m / \varphi_p$ . Крім цього, для більшості законів руху в цьому положенні механізму інваріант швидкості  $b_k = b_{k_{\max}} = B$ , де  $B$  – константа піка швидкості, значення якої наводиться в спеціальній літературі [6, 8, 9], зокрема, в підручнику [3], а  $\varphi_p$  – кут повороту кулачків за період одного повороту цівкового колеса. Тоді одержимо

$$\lambda_{\min} = 1 + \beta_v, \quad (6)$$

де

$$\beta_v = \frac{2\pi B}{z_2 \varphi_p}. \quad (7)$$

Отже, для знаходження мінімально допустимого значення міжосьової відстані  $a_{\min} = \lambda_{\min} l_k$  необхідно попередньо вибрати кількість роликів  $z_2$  на цівковому колесі, радіус  $l_k$ , на якому розташовані ці ролики, закон руху цівкового колеса та кут повороту кулачків за період руху  $\varphi_p$ , який визначається циклограмою роботи механізму.

Максимальне значення  $\lambda$  буде тоді, коли кут тиску  $\vartheta_{1m} = \vartheta_d$ , а він знаходиться за формулою (2). При такому  $\vartheta_{1m}$  кут (див. рис. 2)

$$\delta_0 = \pi/2 - \beta_0 - \vartheta_d. \quad (8)$$

Тоді максимальні значення  $a_{\max}$  і  $\lambda_{\max}$  відповідно дорівнюють:

$$a_{\max} = \frac{l_k \sin(\beta_0 + \delta_0)}{\sin \delta_0}, \quad \lambda_{\max} = a_{\max} / l_k. \quad (9)$$

В табл. 1 наведені співвідношення між геометричними параметрами механізму для різних значень  $z_2$  при мінімально і максимально допустимих значеннях  $\lambda = a/l_k$ , а також максимальні значення кутів тиску при цих значеннях  $\lambda$  і допустимому куту тиску (для  $\lambda_{\max}$ )  $\vartheta_{1m} = \vartheta_d = 50^\circ$  та значення відносного часу  $k_m$ , при якому рух передається кулачку 5, а кут  $\vartheta_2$  в цей момент має найбільше значення  $\vartheta_{2m}$ , які наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Співвідношення між геометричними параметрами механізму при рівноспадному законі руху

Позначення	Кількість роликів на цівковому колесі $z_2$				
	6	8	10	12	14
Мінімально допустима міжосьова відстань					
$\lambda_{\min}$	2,00	1,75	1,60	1,50	1,43
$\vartheta_{1m},^\circ$	36,2	42,6	46,5	49,1	51
$k_m$	0,807	0,881	0,929	0,964	0,988
$\vartheta_{2m},^\circ$	60,5	57,0	54,9	53,9	52,6
Максимально допустима міжосьова відстань при $\vartheta_{1m} = 50^\circ$					
$\lambda_{\max}$	3,70	2,14	1,72	1,52	1,41
$k_{m_2}$	0,674	0,809	0,896	0,956	0,998
$\vartheta_{22m},^\circ$	74,5	65,9	60,2	54,9	50,4

Аналіз наведених в табл. 1 даних дозволяє зробити наступні висновки:

1. Кількість пар роликів на цівковому колесі ( $z_2/2$ ) може бути від 3 до 7.

При  $z_2/2 = 8$  не лише кути тиску більші допустимих значень, але, більше цього, механізм не існує, оскільки максимальне значення профілю кулачка не може забезпечити поворот цівкового колеса на кут  $\beta_m$ . Число пар роликів також не може бути меншим 3-х.

2. Встановлено допустимий діапазон зміни відносної міжосьової відстані  $\lambda$  при різних значеннях кількості роликів на цівковому колесі. Цей діапазон при вибраному законі руху найбільший при мінімальному  $z_2 = 6$ , а для  $z_2 \geq 10$  практично відсутній, оскільки  $\lambda_{\min} \approx \lambda_{\max}$ . При деяких інших законах це максимальне значення може ще зменшитися. Характер зміни параметрів, що наведені у табл. 1, для  $z_2 = 6$  і  $z_2 = 8$  показано на рис. 6. З цих

діаграм видно, що збільшення відносної міжосьової відстані призводить до погіршення роботи механізму, оскільки збільшуються кути тиску, а критичне значення  $k_m$ , при якому визначається  $\vartheta_{2m}$ , зменшується, що призводить до збільшення цього кута (див. рис. 3).

**Дослідження впливу закону руху цівкового колеса на геометричні параметри механізму.** Закон руху цівкового колеса суттєво впливає на кути тиску і, відповідно, на допустимі значення відносної міжосьової відстані та кількості роликів на цівковому колесі. Для прикладу в табл. 2 наведено співвідношення між геометричними параметрами механізму при синусоїдному законі, який має суттєвий недолік – повільна зміна переміщення вихідної ланки на початку і в кінці руху [2, 3, 6]. Як видно з наведеної таблиці, при цьому законі руху кількість роликів може бути лише 6 або 8, вже при  $z_2 = 10$  кути тиску  $\vartheta_{1m} > \vartheta_d = 50^\circ$ , а  $\lambda_{\max} > \lambda_{\min}$ . В табл. 3 наведені рекомендовані граничні значення  $\lambda$  та максимальні значення кутів тиску в критичних положеннях механізму ( $\vartheta_{1m} \leq \vartheta_d = 50^\circ$  і  $\rho = 0$ ) при  $z_2 = 6$  для різних законів, які найчастіше використовуються в машинобудуванні. Умовні позначення законів руху зазначено із робіт [3, 9].

Аналіз наведених в табл. 3 даних показує, що закон руху вихідної ланки впливає на величину допустимих значень відносної міжосьової відстані  $\lambda$  і максимальне число роликів на цівковому колесі  $z_{2\max}$ . Максимальні значення  $\lambda_{\max}$  і величина  $k_m$  при цьому не залежать від закону руху, вони визначаються кількістю роликів  $z_2$  і прийнятим допустимим кутом  $\vartheta_d$  для

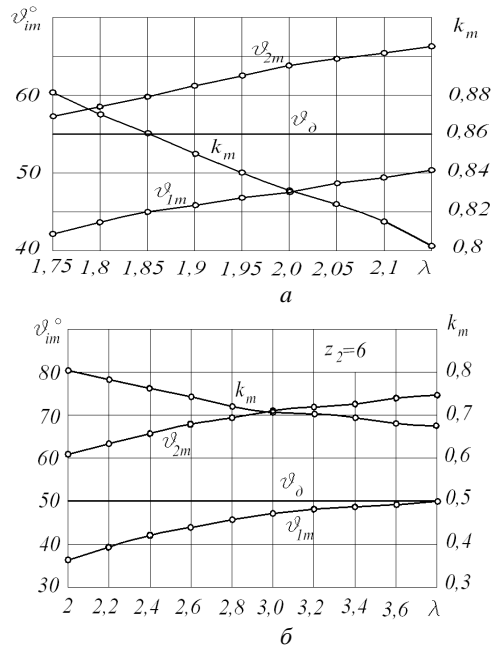


Рис. 6. Характер зміни параметрів механізму при рівноспадному законі руху в діапазоні  $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$ :  
 $a - z_2 = 6$ ;  $b - z_2 = 8$

кулачка 4.

Таблиця 2

Співвідношення між геометричними параметрами механізму при синусоїдному законі руху вихідної ланки

Мінімально допустима міжосьова відстань				Максимально допустима міжосьова відстань при $\vartheta_{1m} = 50^\circ$			
Позначення	Кількість роликів на цівковому колесі $z_2$			Позначення	Кількість роликів на цівковому колесі $z_2$		
$\lambda_{\min}$	2,(3)	2,0	1,8	$\lambda_{\max}$	3,7	2,14	1,72
$\vartheta_{1m},^\circ$	41,2	47,8	52,0	$k_{m_2}$	0,674	0,809	0,896
$k_{m_1}$	0,765	0,831	0,874	$\vartheta_{22m},^\circ$	71,0	60,3	53,9
$\vartheta_{2m},^\circ$	59,6	57,2	57,0				

Таблиця 3

Граничні значення  $\lambda$  і  $z_2$  та максимальні значення кутів тиску при  $z_2 = 6$  для різних законів руху вихідної ланки

Позначення	Закон руху						
	$C_0$	K	0000	0050	Ш	2.9	0010
$B$	2	1,571	1,5	2	1,875	1,625	1,525
$\lambda_{\min}$	2,(3)	2,05	2,00	2,(3)	2,25	2,08	2,02
$\vartheta_{1m},^\circ$	41,2	37,1	36,2	41,8	40,1	37,7	36,5
$k_{m_1}$	0,765	0,801	0,807	0,768	0,774	0,795	0,805
$\vartheta_{2m},^\circ$	59,6	60,3	60,5	62,1	59,8	59,5	60,4
$\lambda_{\max}$	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7	3,7
$k_{m_2}$	0,674	0,674	0,674	0,674	0,674	0,674	0,674
$\vartheta_{22m},^\circ$	71,0	73,9	74,5	72,1	71,8	73,5	74,3
$z_{2\max}$	8	12	14	8	8	10	12

**Дослідження впливу тривалості періоду руху кулачків при одному повороті цівкового колеса на геометричні параметри механізму.** Як видно з формул (1), в склад яких входить аналог швидкостей  $s'_{\beta_2} = \beta_v l_k$ , де  $\beta_v = b_k \beta_m / \varphi_p$ , фазовий кут  $\varphi_p$  впливає на величину кутів тиску, а відповідно і на величини інших параметрів, які забезпечують працездатність механізму. На рис. 7 наведено для прикладу (закон Шуна) діаграми зміни  $\lambda_{m_1}$  і максимальних значень кутів тиску  $\vartheta_{1m}$  і  $\vartheta_{2m}$  при значеннях  $k_m$  залежно від вибраного

кута  $\varphi_p$ . З цих діаграм видно, що при куті  $\varphi_p \approx 42^\circ$   $\lambda_{\min} = \lambda_{\max}$ , тобто при будь-якому значенні  $\varphi_p < 42^\circ$  має місце самоперетин профілю *Б*. Максимальний кут  $\varphi_p$  знаходимо з умови, при якій відсутня зупинка вихідної ланки. При такій умові кут

$$\varphi_{p\max} = \pi - 2\delta_0. \quad (10)$$

Аналітично мінімально допустиме значення кута  $\varphi_p$

можна знайти, розв'язавши рівняння (4), (6) відносно  $\varphi_p$ , попередньо вибравши закон руху, який визначає константу піка швидкості  $B$ , кількість роликів цівкового колеса  $z_2$  і відносну міжосьову відстань в межах  $\lambda_{\min} \leq \lambda \leq \lambda_{\max}$ , які визначаємо за формулами (6) і (9). Тоді, після відповідних перетворень рівняння (4), одержимо

$$\varphi_{p\min} = \frac{2\pi B}{z_2(1-\lambda)}. \quad (11)$$

Для прикладу в табл. 4 наведені допустимі значення кута  $\varphi_p$ , обчислені за формулами (10) і (11) та його допустимий діапазон  $\Delta\varphi_p$  при різних кількості роликів на цівковому колесі (закон руху – рівноспадний,  $\lambda = \lambda_{\max}$ ). Як видно з наведеної таблиці, при збільшенні кількості роликів  $z_2$  як мінімальні, так і максимальні допустимі значення кута  $\varphi_p$  зростають, але їх допустимий діапазон значно зменшується.

**Коефіцієнт корисної дії механізму (ККД).** Для визначення миттєвого

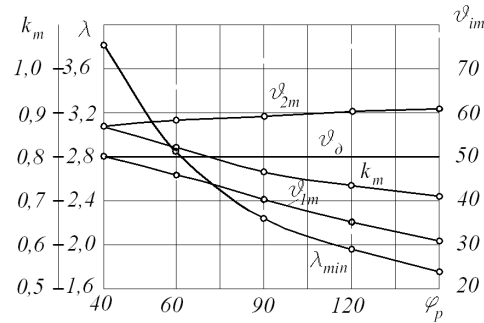


Рис. 7. Характер зміни параметрів механізму при зміні періоду руху кулачків за один поворот цівкового колеса (законі Шуна,  $\lambda = \lambda_{\max}$ ,  $z_2 = 6$ )

Таблиця 4

Допустимі значення  $\varphi_p$  залежно від кількості роликів  $z_2$

$z_2$	6	8	10	12	14
$\varphi_{p\min}, ^\circ$	41,6	74,0	93,8	108,2	117,6
$\varphi_{p\max}, ^\circ$	121	130,3	137,7	143,5	148,0
$\Delta\varphi_p, ^\circ$	79,4	56,3	40,3	35,3	30,4

ККД даного механізму використаємо залежності, які наведені в роботі [8] для двох випадків:

- результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена проти його руху

$$\eta = \frac{1 - f_1 f_2 - (f_1 + f_2) \operatorname{tg}(\vartheta)}{1 + f_1 \operatorname{ctg} \delta}; \quad (12)$$

- результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху

$$\eta = \frac{1 - f_1 \operatorname{ctg} \delta}{1 - f_1 f_2 + (f_1 + f_2) \operatorname{tg}(\vartheta)}, \quad (13)$$

де  $f_1$  – зведений коефіцієнт тертя в кінематичній парі кулачок – ролик;  $f_2$  – зведений коефіцієнт тертя в обертовій парі цівкове колесо – стояк;  $\vartheta$  – кут тиску;  $\sigma$  – кут підйому профілю кулачка, яким називають гострий кут між нормаллю  $n - n$  і прямою  $m - m$ , що проходить через центр обертання кулачка і точкою контакту кулачка з роликом цівкового колеса (рис. 8).

При аналізі ККД механізму прийемо більш несприятливі умови роботи, коли ролик ковзає по кулачку, тертьова пара з матеріалів сталь – чавун, тоді  $f_1 = 0,18$ . Зведений коефіцієнт тертя в обертовій парі  $f_2 = 1,27 f_1$  [2]. Кут підйому профілю кулачка  $\sigma$  визначаємо за такою формулою

$$\sigma_i = \pi/2 - \alpha_i + \delta_i - \vartheta_i, \quad (14)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу коромисла (лінії  $A_i O_{2i}$ );  $\delta = \delta(k)$  – кут профілю кулачка;  $\vartheta = \vartheta(k)$  – кут тиску;  $i$  – номер вищої пари.

Кут нахилу коромисла

$$\alpha_i = \operatorname{arctg} \frac{y_A - y_{O_2}}{x_A - x_{O_2}}, \quad (15)$$

де  $x_A, x_{O_2}, y_A, y_{O_2}$  – координати відповідно центрів ролика і цівкового колеса, які дорівнюють:

$$\left. \begin{aligned} x_A &= R_i \cos \delta_i; & y_A &= R_i \sin \delta_i; \\ x_{O_2} &= a \cos \varphi_i; & y_{O_2} &= a \sin \varphi_i. \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

На рис. 9 наведено приклади діаграм миттєвих ККД механізмів  $\eta_i = \eta(k)$  у двох вказаних випадках (12) і (13) та їх середні значення  $\eta_c = \Sigma \eta_i / i$  (закон руху – рівноспадний,  $\lambda = \lambda_{\max}$ ,  $z_2 = 14$ ). Як видно із цих діаграм, миттєвий ККД механізму визначається спочатку першим кулачковим механізмом (кулачок 4 – ролик 7), а при значеннях  $k \geq k_m$  другим кулачковим механізмом (кулачок 5 – ролик 8). Якщо результуюча сил, що діють

на цівкове колесо, направлена проти його руху (рис. 9, а), то при закінченні роботи кулачка 4 дещо зменшується миттєвий ККД, але він більший від нуля, тобто заклинювання не наступить, незважаючи на те, що кут тиску максимальний. В іншому випадку, коли результуюча сил, що діють на цівкове колесо, направлена у напрямі його руху, а це буває в період вибігу, в цей час момент від сил інерції направлений у напрямі руху і може бути більшим за момент сил опору, а тому миттєвий ККД збільшується, що і зумовлює збільшення його середнього значення  $\eta_c$  (від 0,87 до 0,935). На рис. 9, б наведені діаграми ККД, які обчислювались на ділянці  $0 \leq k \leq k_m$  за формулою (12), а при  $k_m \leq k \leq 1$  – за формулою (13). Це є підтвердженням того, що в період вибігу допустимі кути тиску можуть бути дещо збільшені. Подальші експериментальні дослідження дозволять більш точно встановити їхні допустимі значення.

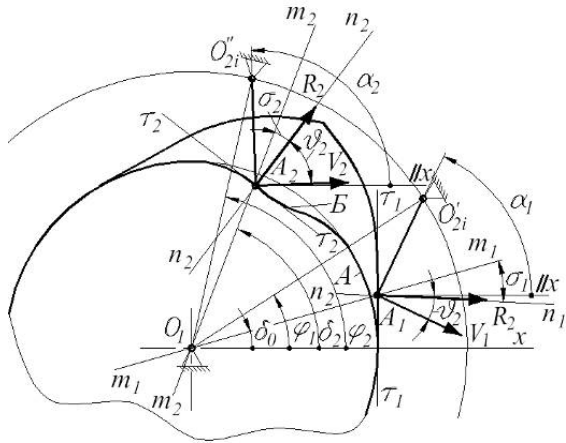


Рис. 8. Визначення кута підйому профілю кулачка

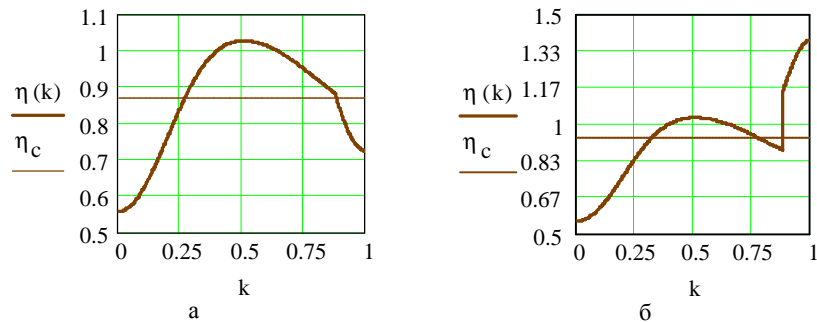


Рис. 9. Приклади діаграм миттєвих ККД механізмів [10]

**Висновки.** В результаті проведених досліджень кутів тиску і миттєвого та середнього ККД в даному механізмі показано особливості його динамічно-

го синтезу. Встановлено, що першим критичними положенням у роботі механізму є початок руху, тоді кут тиску в першому кулачковому механізмі  $\vartheta_1$  (кулачок 4 – ролик 7) має максимальне значення. Ця умова визначає максимальну відносну міжосьову відстань  $\lambda_{max}$ . Другим критичним положенням є кінець роботи першого кулачкового механізму, тоді кут тиску в другому кулачковому механізмі (кулачок 5 – ролик 8)  $\vartheta_2$  має максимальне значення. Третім критичним положенням механізму є умова самоперетину профілю  $B$  кулачків, яка визначає мінімально допустимі значення відносної міжосьової відстані  $\lambda_{min}$  та кута руху кулачків  $\varphi_{pmin}$ .

Наведено рекомендації та аналітичні залежності, які дозволяють вибрати основні геометричні параметри механізму (відносну міжосьову відстань  $\lambda$ , кількість роликів  $z_2$  на цівковому колесі, діапазон кута руху  $\varphi_p$  кулачків), при яких забезпечуються їхня працездатність, тобто максимальні значення кутів тиску знаходиться в допустимих межах, особливо це стосується періоду розбігу. Діапазон зміни цих параметрів залежить також від вибраного закону руху цівкового колеса.

Як показують дослідження ККД механізму, в період руху цівкового колеса, кути тиску в другій парі (кулачок 5 – ролик 8) дещо більші допустимих, але це не призводить до заклинювання, оскільки миттєвий ККД  $\eta_i > 0$ . А якщо прийняти до уваги, що кулачок 5 стає ведучим лише в кінці період вибігу при  $k > k_m$ , то і миттєвий, і середній ККД збільшуються завдяки моменту інерції ведених мас, який в цей час направлений у напрямку руху.

**Список літератури:** 1. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. – В 7 т. – М.: Наука, 1979–1981. 2. Артоболевский И. И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с. 3. Киницький Я. Т. Теория механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с. 4. Кожевников С. Н., Есипенко Я. И., Раскин Я. М. Механизмы: Справочник. – М.: Машиностроение, 1976. – 784 с. 5. Костогриз С.Г., Підгайчук Я.О. Кінематичний синтез кулачкового механізму з переривчастим обертвовим рухом вихідної ланки // Вісник Хмельницького національного університету. – Т.2. Техн. Науки. – № 3. – 2007. – С. 44–49. 6. Левитский Н. И. Кулачковые механизмы. – М.: Машиностроение, 1964. – 287 с. 7. Підгайчук Я.О. Кінематичний синтез кулачко-цівкового механізму з переривчастим обертвовим рухом вихідної ланки // Вісник Хмельницького національного університету. – Т.2. Техн. Науки. – № 3. – 2007. – С. 13–17. 8. Понов Н. Н. Расчет и проектирование кулачковых механизмов. – М.: Машиностроение, 1980. – 214 с. 9. Тур К. В. Механика полиграфических машин. – М.: Книга, 1965. – 496 с. 10. Дьяконов В. Mathcad 2000. – СПб.: Питер, 2001. – 592 с. 11. Авторское свидетельство СССР № 998789, кл. F 16 Н 25/04. Поворотное устройство / А.И. Петрук, В.Г. Яницкий и др. – № 3264107/25; Заявлено 26.03.81; Опубл. 23.02.83, Бюл. № 7. 12. Авторское свидетельство СССР № 1128032, кл. F 16 Н 25/04. Поворотное устройство / А.И. Петрук, В.Г. Яницкий и др. – № 3635334/25; Заявлено 19.08.83; Опубл. 07.12.84, Бюл. № 45. 13. Патент України на корисну модель № 29706, кл. F 16 Н 25/00. Кулачковий механізм переривчастого обертвового руху веденої ланки / С.Г. Костогриз, Я.О. Підгайчук – № u200710330; Заявлено 17.09.2007; Опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2. 14. Патент України на корисну модель № 29707, кл. F 16 Н 25/00. Кулачково-цівковий механізм переривчастого обертвового руху веденої ланки / Я.О. Підгайчук – № u200710331; Заявлено 17.09.2007; Опубл. 25.01.2008, Бюл. № 2.

Поступила в редколлегию 10.09.2008