

## АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ СИЛОВОГО НАВАНТАЖЕННЯ МЕХАНІЗМУ ВИСАДКИ ЦВЯХОВОГО АВТОМАТУ АВ4115

В роботі розглядається аналітична кінематика та кінетостатика механізму висадки цвяхового автомата типу АВ4115 з метою оптимізації його параметрів.

In this paper construction, principle of operation and classification of dwell cam and lantern mechanisms which are based on twin rocker cam mechanisms are considered.

Ключові слова: цвяхові автомати, механізм висадки, кінематика механізмів, силовий розрахунок механізмів, зрівноваження механізмів.

**Поставка задачі.** Однією з найважливіших задач сучасного машинобудування є зрівноваження динамічних навантажень (сил інерції), які виникають при русі механізмів і машин [1-3]. Це викликано тим, що під час роботи машин ланки їх механізмів рухаються з прискореннями, в результаті чого виникають сили інерції, які викликають додаткові, часом дуже великі, навантаження у кінематичних парах, збільшують тертя і знос їх елементів, створюють додаткові напруження в окремих частинах машин. Це неминуче веде до зменшення витривалості деталей машин та їх руйнування. Особливо це стосується швидкохідних машин, якими є цвяхові автомати, оскільки динамічні сили, змінні як за величиною, так і за напрямком, передаються станині (корпусу) машини, фундаменту, викликають їх вібрацію, коливання та розхитування. Надто небезпечні вібрації у зоні, близькій до резонансу, що може викликати руйнування не тільки деталей машин, але і приміщень і навколишніх споруд. Тому в процесі проектування та виготовлення машин ставиться завдання про повне або часткове погашення динамічних сил. Необхідно добитися, щоб на корпус і фундамент передавались якнайменші знакозмінні сили або діяли сили сталі за величиною та напрямком. Ця задача називається задачею про зрівноваження рухомих мас механізмів, або задачею про зрівноваження сил інерції. Розв'язати її можна шляхом раціонального розміщення та підбору мас ланок механізму.

В цвяховому автоматі типу АВ4115, який є об'єктом наших досліджень, крім великих сил інерції діють ще значні короткочасні технологічні опори, які виникають при формуванні головки цвяха. Автомат складається з ряду механізмів, неправильний вибір їх параметрів призводить до порушення його нормальної роботи. Предметом статті є дослідження механізму висадки з метою визначення його оптимальних параметрів. Для зрівноваження рухомих мас механізмів необхідно провести визначення реакцій у кінематичних парах, перш за все, механізму висадки – основного силового механізму автомата – та змінити маси ланок механізму таким чином, щоб максимальні значення реакцій у кінематичних парах зменшились.

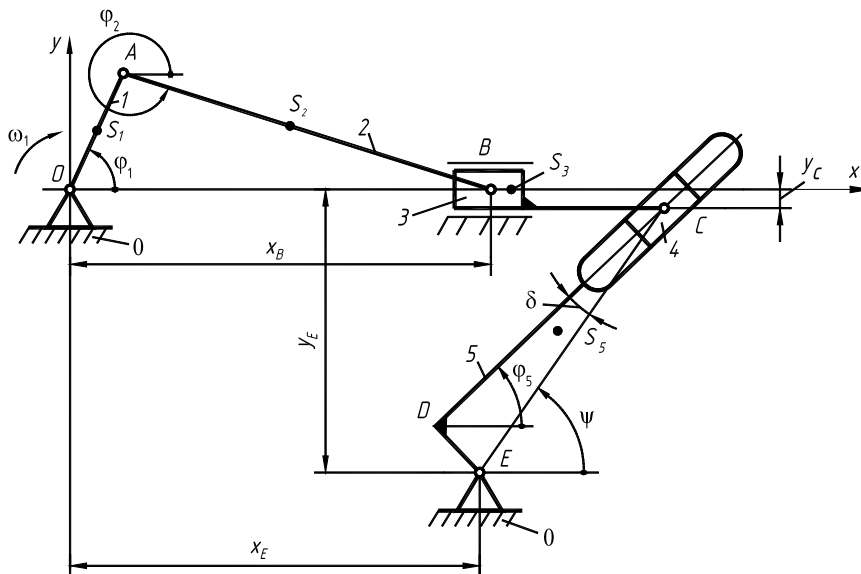


Рис. 1. Кінематична схема механізму висадки

Методика кінематичного та кінетостатичного (силового) розрахунків важільних механізмів II класу (за класифікацією Ассур – Артоболевського) достатньо повно викладена в підручниках [1, 2], а тому надалі наведемо лише алго-ритм аналітичного дослідження цих механізмів, на основі якого була розроблена програма для ЕОМ і проведені обчислення основних кінематичних та силових параметрів цих механізмів. Як відомо [1, 2], силовому розрахунку механізмів передують кінематичний аналіз, без якого неможливо визначити сили інерції, що діють на відповідні ланки.

**Вихідні дані для розрахунків (серійного автомата):**

1. Геометричні параметри (довжини відповідних ланок):

В якості механізму висадки в цвяховому автоматі АВ4115 використовується кривошипно-шатунний механізм, кінематична схема якого зображена на рис. 1. Із цим механізмом конструктивно зв'язаний пристрій для скидання цвяхів (коромисло EC). Тому доцільно в подальшому розглядати ці два механізми разом. Вища кінематична пара С замінена нижчими парами (обертальною, утвореною ланками 3-4, та поступальною – ланками 4-5).

$$l_{OA} = 0,07 \text{ м}; l_{AB} = 0,24 \text{ м}; l_{DE} = 0,006 \text{ м}; l_{OS_1} = 0,0057 \text{ м}; l_{AS_2} = 0,05 \text{ м}; l_{BS_3} = 0,097 \text{ м}; y_C = -0,01 \text{ м}; l_{ES_5} = 0,05 \text{ м};$$

$$x_{BC} = 0,285 \text{ м}; x_E = 0,418 \text{ м}; y_E = -0,115 \text{ м}.$$

2. Маса та моменти інерції ланок:

$$m_1 = 72 \text{ кг}; m_2 = 12 \text{ кг}; m_3 = 15 \text{ кг}; m_5 = 0,4 \text{ кг}; J_{S_1} = 4,24 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_2} = 0,543 \text{ кг} \cdot \text{м}^2; J_{S_3} = 0,0027 \text{ кг} \cdot \text{м}^2.$$

3. Частота обертання кривошипа:  $n_1 = 600 \text{ об/хв.}$ , напрямок обертання – за годинниковою стрілкою.

**Кінематичний аналіз механізму.**

**1.1. Кінематичні параметри кривошипа 1:**

$$x_A = l_{OA} \cos \varphi_1; y_A = l_{OA} \sin \varphi_1; x'_A = -y_A; y'_A = x_A; x''_A = -y'_A; y''_A = x'_A,$$

де  $x_A, y_A$  – координати точки  $A$ ;  $x'_A, y'_A, x''_A, y''_A$  – відповідно аналоги проекцій швидкостей та прискорень цієї ж точки на координатні осі;  $\varphi_1$  – кут повороту кривошипа 1.

**1.2. Кінематичні параметри повзуна 3:**

Положення повзуна 3, його аналоги швидкостей і прискорень, а також функція переміщення повзуна  $s_B$ :

$$x_B = x_A + l_{AB} \cos \varphi_2; x'_B = x'_A - l_{AB} \varphi'_2 \sin \varphi_2; x''_B = x''_A - l_{AB} \varphi''_2 \sin \varphi_2 - l_{AB} (\varphi'_2)^2 \cos \varphi_2; s_B = l_{OA} + l_{AB} - x_B,$$

де  $\varphi_2$  – кут, що визначає положення шатуна 2:

$$\varphi_2 = \arcsin(-y_A/l_{AB}); \varphi'_2 = -y'_A/l_{AB} \cos \varphi_2; \varphi''_2 = (l_{AB} (\varphi'_2)^2 \sin \varphi_2 - y''_A)/l_{AB} \cos \varphi_2.$$

**1.3. Кінематичні параметри центра мас шатуна 2:**

$$x_{S_2} = x_A + l_{AS_2} \cos \varphi_2; y_{S_2} = y_A + l_{AS_2} \sin \varphi_2; x'_{S_2} = x'_A - l_{AS_2} \varphi'_2 \sin \varphi_2; y'_{S_2} = y'_A + l_{AS_2} \varphi'_2 \cos \varphi_2;$$

$$x''_{S_2} = x''_A - l_{AS_2} \varphi''_2 \sin \varphi_2 - l_{AS_2} (\varphi'_2)^2 \cos \varphi_2; y''_{S_2} = y''_A + l_{AS_2} \varphi''_2 \cos \varphi_2 - l_{AS_2} (\varphi'_2)^2 \sin \varphi_2;$$

**1.4. Кінематичні параметри куліси 5:**

$$l_{CE} = \sqrt{(x_B + x_{BC} - x_E)^2 + (y_C - y_E)^2}; \psi = \arctg\left(\frac{y_C - y_E}{x_B + x_{BC} - x_E}\right); l_{CD} = \sqrt{l_{CE}^2 - l_{DE}^2};$$

$$\varphi_5 = \psi - \arctg(l_{DE}/l_{CD}); l'_{CD} = x'_B \cos \varphi_5 + l_{DE} \varphi'_5; \varphi'_5 = \frac{-x'_B \sin \varphi_5}{l_{CD}}; \varphi''_5 = \frac{-x''_B \sin \varphi_5 + l_{DE} (\varphi'_5)^2 - 2l'_{CD} \varphi'_5}{l_{CD}}.$$

Положення точки  $D$ :  $x_D = x_E + l_{DE} \cos(\varphi_5 + \pi/2)$ ;  $y_D = y_E + l_{DE} \sin(\varphi_5 + \pi/2)$ .

**1.5. Кінематичні параметри центра мас куліси 5:**

$$x_{S_5} = x_E + l_{ES_5} \cos \varphi_5; y_{S_5} = y_E + l_{ES_5} \sin \varphi_5; x'_{S_5} = -l_{ES_5} \varphi'_5 \sin \varphi_5; y'_{S_5} = l_{ES_5} \varphi'_5 \cos \varphi_5;$$

$$x''_{S_5} = -l_{ES_5} \varphi''_5 \sin \varphi_5 - l_{ES_5} (\varphi'_5)^2 \cos \varphi_5; y''_{S_5} = l_{ES_5} \varphi''_5 \cos \varphi_5 - l_{ES_5} (\varphi'_5)^2 \sin \varphi_5.$$

**1.6. Швидкості та прискорення.**

Кутова швидкість обертання кривошипа:  $\omega_1 = \pi n_1/30$ ,  $n_1$  – частота обертання, об/хв.

Кутові прискорення ланок:  $\varepsilon_2 = \varphi''_2 \omega_1^2$ ;  $\varepsilon_5 = \varphi''_5 \omega_1^2$ .

Лінійні прискорення:  $a_B = x''_B \omega_1^2$ ;  $a_{S_2} = \omega_1^2 \sqrt{(x''_{S_2})^2 + (y''_{S_2})^2}$ ;  $a_{S_5} = \omega_1^2 \sqrt{(x''_{S_5})^2 + (y''_{S_5})^2}$ .

На рис. 2 наведені діаграми кінематичних параметрів руху повзуна  $B$  і скидача цвяхів  $CE$ .

**Визначення навантаження на ланки механізму.**

Зусилля висадки цвяха визначається за формулою:

$$F_e = F_{e0} + c_1 l_e^4,$$

де  $l_e$  – переміщення повзуна 3 від початку контакту із заготовкою;  $l_e = 10^3 (h - s_B)$ ,

$h$  – максимальне переміщення повзуна під час контакту із заготовкою,  $h = 0,003 \text{ м}$ .

$c_1$  – коефіцієнт пропорційності (деформації дроту),  $c_1 = 571 \text{ Н/мм}^2$ .

$F_{e0}$  – початкове зусилля висадження, визначається за формулою:  $F_{e0} = \sigma_T \left(1 + \frac{\mu}{3} \cdot \frac{d}{l_{заг}}\right) S$ .

Тут  $\sigma_T = 850 \text{ Н/мм}^2$  – межа міцності дроту,  $\mu = 0,3$  – коефіцієнт тертя;  $d = 3 \text{ мм}$  – діаметр дроту;  $l_{заг} = 20 \text{ мм}$  – довжина заготовки;  $S = \pi d^2/4$  – площа перетину дроту.

Момент сил пружності пружини, яка притискає скидач цвяхів  $CE$  до повзуна 3 (пружина на рис. 1 не показана):

$$M_n = M_{n0} + c_2 \beta_5,$$

де  $M_{n0} = 1,75 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – попередній момент пружності пружини;  $c_2 = 4,125 \text{ Н}\cdot\text{м}$  – коефіцієнт жорсткості пружини;  $\beta_5$  – її кут закручування,  $\beta_5 = \varphi_{50} - \varphi_5$ ,  $\varphi_{50}$  – кут, що визначає положення скидача 5 у крайньому положенні механізму:

$$\varphi_{50} = \frac{\pi}{2} - \text{arctg} \left( \frac{l_{AB} - l_{OA} + x_{BC} - x_E}{y_C - y_E} \right) - \arcsin \left( l_{DE} / \sqrt{(l_{AB} - l_{OA} + x_{BC} - x_E)^2 + (y_C - y_E)^2} \right).$$

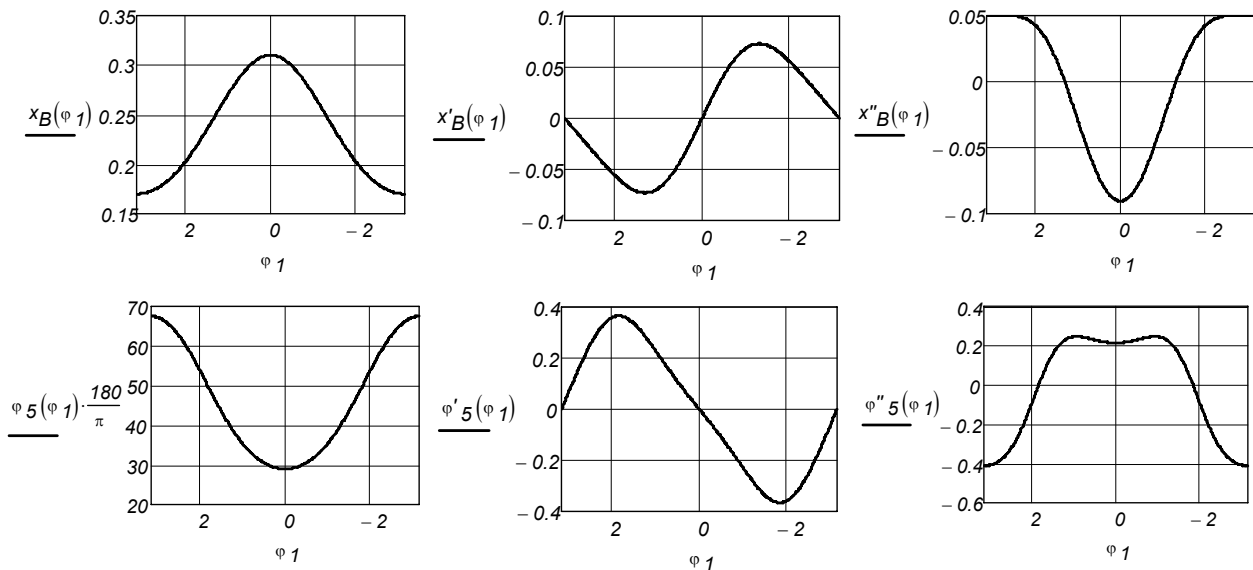


Рис. 2. Кінематичні параметри руху повзуна B і скидача цвяхів 5

**Силовий аналіз механізму.**

**2.1. Реакція  $R_{43}$  й кут  $\alpha_{43}$ , який визначає її напрямок:**

$$R_{43} = \frac{m_5 a_{S_5} (l_{ES_5} \sin(2\pi - \alpha_{F_5} + \varphi_5)) - M_n + J_{S_5} \varepsilon_5 + m_5 g l_{ES_5} \cos \varphi_5}{l_{CD}},$$

де  $\alpha_{F_5} = \text{arctg}(y''_{S_5} / x''_{S_5}) + \pi$  – кут, що визначає напрямок сили інерції центру мас куліси 5. Кут, під яким спрямована реакція  $R_{43}$ :  $\alpha_{43} = \varphi_5 + \pi/2$ .

**2.2. Реакція  $R_{50}$  та кут  $\alpha_{50}$ , який визначає її напрямок:**

$$R_{50}^x = -R_{43} \cos \alpha_{43} - m_5 a_{S_5} \cos \alpha_{F_5}; \quad R_{50}^y = m_5 g - R_{43} \sin \alpha_{43} - m_5 a_{S_5} \sin \alpha_{F_5};$$

$$R_{50} = \sqrt{(R_{50}^x)^2 + (R_{50}^y)^2}; \quad \alpha_{50} = \text{arctg}(R_{50}^y / R_{50}^x).$$

**2.3. Реакція  $R_{21}$  та кут  $\alpha_{21}$ , який визначає її напрямок:**

$$R_{21}^x = \frac{m_2 g h_2 - m_2 a_{S_2} h' - J_{S_2} \varepsilon_2}{l_{AB}}; \quad \alpha_{F_2} = \text{arctg}(y''_{S_2} / x''_{S_2}) + \pi,$$

де  $\alpha_{F_2}$  – кут, що визначає напрямок сили інерції центру мас шатуна 2.

$$R_{21} = \frac{R_{21}^x \cos(\varphi_2 + \pi/2) + m_2 a_{S_2} \cos \alpha_{F_2} - m_3 a_B - F_6 + R_{43} \cos(\varphi_5 - \pi/2)}{\cos \varphi_2},$$

де  $h_2, h'_2$  – плечі сил:  $h_2 = (l_{AB} - l_{AS_2}) \cos(2\pi - \varphi_2)$ ;  $h'_2 = (l_{AB} - l_{AS_2}) \sin(\alpha_{F_2} + 2\pi - \varphi_2)$ .

$$R_{21} = \sqrt{(R_{21}^n)^2 + (R_{21}^x)^2}; \quad \alpha_{21} = \text{arctg} \left( \frac{R_{21}^x - 2\pi + \varphi_2}{R_{21}^n} \right),$$

**2.4. Реакція  $R_{30}$  (у всіх положеннях механізму спрямована вертикально):**

$$R_{30} = -R_{21} \sin \alpha_{21} + m_2 g - m_2 a_{S_2} \sin \alpha_{F_2} + m_3 g - R_{43} \sin(\varphi_5 - \pi/2).$$

**2.5. Реакція  $R_{32}$  й кут  $\alpha_{32}$ , який визначає її напрямок:**

$$R_{32}^x = m_3 a_B + F_6 - R_{43} \cos(\varphi_5 - \pi/2); \quad R_{32}^y = m_3 g - R_{30} - R_{43} \sin(\varphi_5 - \pi/2);$$

$$R_{32} = \sqrt{(R_{32}^x)^2 + (R_{32}^y)^2}; \quad \alpha_{32} = \text{arctg}(R_{32}^y / R_{32}^x).$$

**2.6. Реакція  $R_{10}$  та кут  $\alpha_{10}$ , який визначає її напрямок:**

$$R_{10}^x = m_1 \omega_1^2 l_{OS_1} \cos \varphi_1 - R_{21} \cos(\alpha_{21} + \pi); \quad R_{10}^y = m_1 g - (R_{21} \sin(\alpha_{21} + \pi) - m_1 \omega_1^2 l_{OS_1} \sin \varphi_1);$$

$$R_{10} = \sqrt{(R_{10}^x)^2 + (R_{10}^y)^2}; \quad \alpha_{10} = \arctg(R_{10}^y / R_{10}^x).$$

**Результати розрахунків**

На рис. 3 і 4 наведені приклади годографів і діаграм реакцій в усіх кінематичних парах механізму при масі повзуна  $B$   $m_3= 15$  кг та  $m_3= 50$  кг, а в таблиці їх максимальні значення (в дужках вказані кути, при яких реакції набувають максимальних значень).

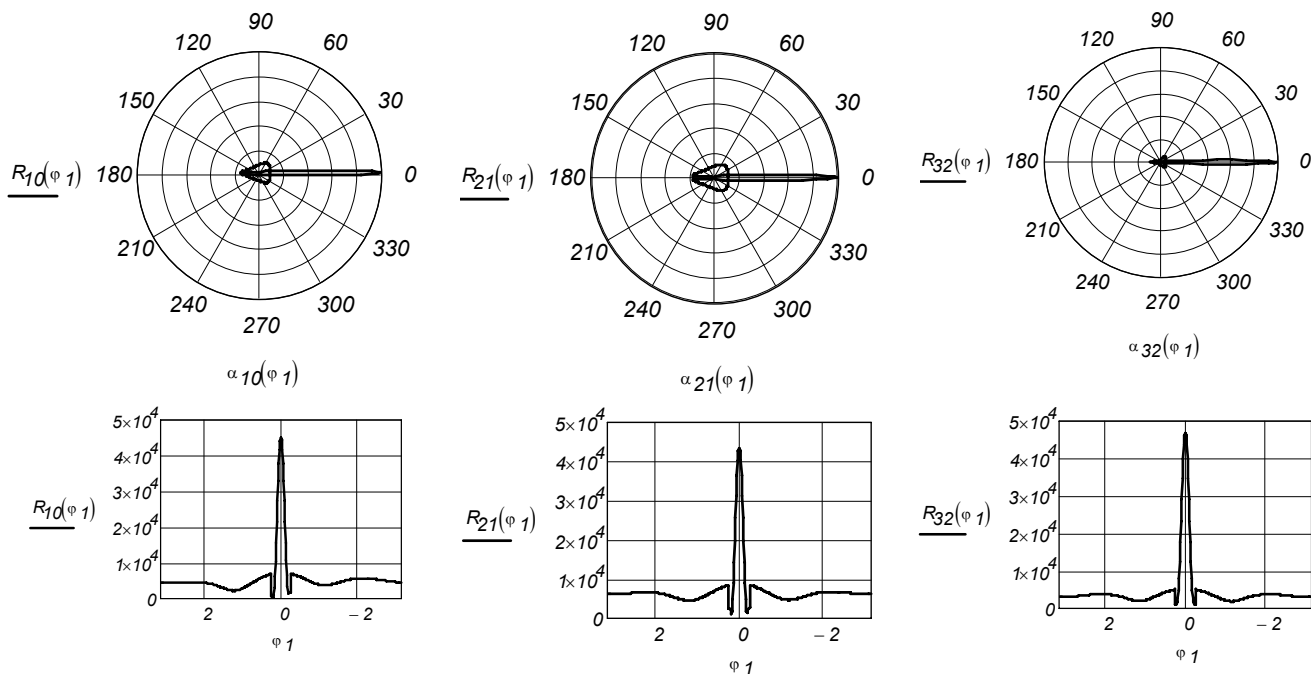


Рис. 3. Годографи і діаграми реакцій в кінематичних парах механізму ( $m_3= 15$  кг)

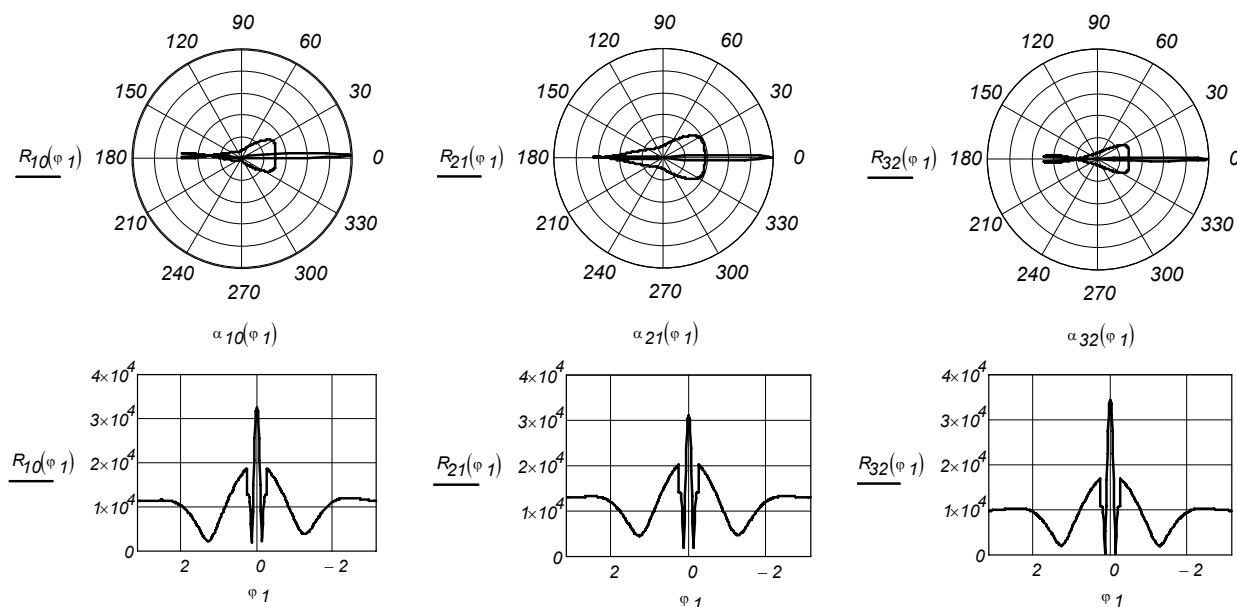


Рис. 4. Годографи і діаграми реакцій в кінематичних парах механізму ( $m_3= 50$  кг)

Таблиця 1

Максимальні значення реакцій в кінематичних парах механізму, кг

Маса повзуна $B$	$R_{10}(0)$	$R_{21}(0)$	$R_{32}(0)$	$R_{43}(\pi)$	$R_{50}(\pi)$
15	45108	46998	69	34	43480
50	32617	30987	34505	69	38

**Висновки.** Основним навантаженням на ланки механізму є короточасні технологічні навантаження при пластичній деформації дроту під час формування головки цвяха, які можна компенсувати

силами інерції. Як видно з наведених даних, реакції в кінематичних парах можна суттєво зменшити раціональним вибором мас ланок і в першу чергу повзуна  $B$ . Оскільки дані автомати універсальні і можуть виготовляти цвяхи з різних металів та різних розмірів, то і зусилля висадки будуть суттєво між собою відрізнятися. Тому бажано в конструкції автомата передбачити зміну маси повзуна  $B$ . Одержані результати досліджень, а також алгоритми та програма для ЕОМ можуть бути використані в конструкторській практиці при модернізації існуючих автоматів або при проектуванні нових.

### Література

1. Артоболевский И.И. Теория механизмов и машин. – М.: Наука, 1988. – 640 с.
2. Кіницький Я.Т. Теорія механізмів і машин. – К.: Наукова думка, 2002. – 660 с.
3. Щепетильников В.А. Уравновешивание механизмов. – М.: Высш. шк., 1977. – 527 с.

Надійшла 15.11.2009 р.

УДК 621.01

Я.Т. КІНИЦЬКИЙ, П.В. МІНЯЙЛО, М.В. МАРЧЕНКО  
Хмельницький національний університет

## ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЗУПИНКИ ВИХІДНОЇ ЛАНКИ МЕХАНІЗМІВ, ПОБУДОВАНИХ НА БАЗІ ЦЕНТРАЛЬНОГО ПРЯМОЛІНІЙНО НАПРЯМНОГО КРИВОШИПНО-ПОВЗУННОГО МЕХАНІЗМУ

*У роботі наведено методику визначення тривалості та точності зупинки вихідної ланки шестиланкових шарнірно-важільних механізмів, які побудовані на базі центрального прямолінійно напрямного кривошипно-повзунного механізму. Наведено деякі результати досліджень у вигляді довідкових карт (номограм геометричних параметрів), які можуть бути використані для проведення попереднього синтезу вказаних механізмів.*

*A method for the definition of dwell time adjustment and accuracy of straight-line mechanisms and dwell mechanisms on the basis on slider-crank mechanism is developed. Graphs for the synthesis of such mechanisms are shown.*

Ключові слова: прямолінійно напрямні механізми, механізми із зупинкою, тривалість зупинки, точність зупинки, шатунні криві.

**Постановка задачі.** Плоский кривошипно-повзунний механізм та його окремі модифікації – прямолінійно напрямні механізми – знайшли широке використання у сучасній промисловості. Механізми такого типу використовуються для перетворення обертального руху вхідної ланки в поступальний рух вихідної ланки, або навпаки. Зокрема, такі механізми використовуються в двигунах внутрішнього згорання, поршневих компресорах і насосах, пресах, в конструкціях автонавантажувачів і автомобілів тощо [1 – 4, 7, 8].

В той час як методика синтезу власне кривошипно-повзунного механізму розроблена досить детально [2], то синтез напрямних механізмів, одержаних на їх базі, розроблений недостатньо. Застосування напрямних механізмів дозволяє здійснювати їх перебудову на відтворення кривих, які часто належать до різних видів, а також проектування механізмів з зупинкою вихідної ланки [4].

У цій роботі розглядається геометричний синтез прямолінійно напрямного механізму, що відтворює шатунну криву, яка на певній ділянці наближається до прямої лінії. Така крива збігається з прямою в обмеженій кількості точок та відрізняється від неї в більшій чи меншій мірі у проміжку між цими точками, причому ділянка, на якій ці криві можуть бути достатньо близькими, обмежена.

У техніці здебільшого використовується центральний кривошипно-повзунний механізм, шатунна крива якого є симетричною відносно осі абсцис, а її прямолінійна ділянка паралельна до осі ординат [4]. Шатунна точка механізму відтворює в площині стояка шатунну криву, яка є алгебраїчною кривою 4-го порядку. Надалі розглядаються механізми з зупинкою вихідної ланки, які побудовані лише на базі центрального кривошипно-повзунного механізму з несиметричними шатунними кривими (рис. 1). Такий механізм характеризується наступними відносними геометричними параметрами, які визначають  $r = l_{OA}/l$  – довжину кривошипа  $OA$ ,  $k = l_{AC}/l$  – довжину відрізка  $AC$  шатуна  $AB$ ,  $\gamma$  – кут злому шатуна, де  $l = l_{AB}$  – довжина шатуна. Кутову швидкість кривошипа  $\omega_1$  приймаємо рівною одиниці. При відповідному виборі цих параметрів точка  $C$  описує шатунну криву, яка на ділянці  $K_L K_R$  наближається до прямої лінії. Якщо в точці  $C$  під'єднати структурну групу II-го класу п'ятого виду (за класифікацією Ассур-Артоболевського), то ланка 5, паз якої розташований вздовж лінії  $K_L K_R$  під кутом  $\xi$ , буде нерухомою поки точка  $C$  рухається по ділянці наближення.

Рух вихідної ланки характеризується тривалістю зупинки, яка визначається часом руху точки  $C$  вздовж ділянки наближення, або відповідним кутом повороту кривошипа  $\alpha_\Sigma$ , якщо  $\omega_1 = \text{const}$ ; відносним максимальним ходом  $S_{\max}$  ланки 5; точністю зупинки  $2E$ ; кутом нахилу прямолінійної ділянки шатунної кривої  $\xi$  та кутом  $\varphi_L$ , який визначає положення кривошипа на початку періоду наближення, тобто коли точка  $C$  збігається з точкою  $K_L$ .

При синтезі важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки важливою задачею є визначення тривалості зупинки вихідної ланки. Для цього можуть бути використані різні методи. В роботі [6] показана