

УДК 004.422.8:621.01

КІНЕМАТИЧНИЙ СИНТЕЗ МЕХАНІЗМУ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА З УМОВИ РІВНОСТІ ПРЯМОГО І ЗВОРОТНОГО ХОДІВ

В. Р. Пасіка, В. В. Влах

Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна

Конструкцію пресів штанцювальних автоматів, які складаються з нерухомої плити з формою, натискної плити, важільних розклинювальних та ексцентрикових механізмів, характеризують недоліки, пов'язані з тим, що ексцентрикові механізми, встановлені діагонально на приводному валу, забезпечують натискній плиті коливний рух протягом періоду робочого та холостого ходів. Це негативно впливає на якість штанцювання картонних розгортки, погіршує стабільність функціонування преса та обмежує його продуктивність. Описано синтез такого механізму з умови рівності прямого і зворотного ходів, який дає змогу уникнути коливання натискної плити та підвищити продуктивність роботи преса.

Ключові слова: штанцювальний прес, кінематичний синтез, рівність ходів, штанцювання.

Постановка проблеми. Виробництво картонного пакування потребує виконання комплексу технологічних операцій, призначених для формування картонних заготовок і перетворення їх у складені пачки [1]. Існує декілька способів виготовлення картонних розгортки: штанцювання, вирубування, вирізування. Штанцювання передбачає комплекс операцій, які призначені для ущільнення волокна картону, формування ліній згину (нанесення бігувальних ліній), розділення волокна методом його руйнування та утворення конфігурації розгортки.

У виробництві найпоширеніші автомати для плоского штанцювання розгортки, які широко представлені такими фірмами, як BOBST (Швейцарія), Poligraf-KAMA, Heidelberg (Німеччина), Rluge (Англія) та ін. Штанцювальні машини такого типу значно продуктивніші, ніж тигельні, у зв'язку з чим їх ефективно використовують під час виготовлення середньо- та великотиражної продукції. Їх швидкість сягає 4000–8000 аркушів/год [2]. Якщо наявна секція видалення відходів, швидкість штанцювання дещо нижча, однак час на виготовлення пакування значно скорочується, оскільки відсутня ручна операція видалення відходів.

Одним з найважливіших вузлів цього обладнання є головний механізм преса, який забезпечує висікання розгортки по контуру та бігування або перфорування ліній згину. Складається він з плоскої штанцювальної форми 6 (рис. 1), закріпленої до нерухомої плити 7, натискної плити 5, розклинювальних важелів 3, 3', 4 і 4' та ексцентрикових 1 механізмів (на рис. 1 зображена структурна інтерпретація ексцентриків у вигляді корби 1). На початку робочого ходу натискна плита розміщена

у крайньому нижньому положенні. Після подання кареткою картонної заготовки (КЗ) у робочу зону преса ексцентрикові механізми 1 запускають через гонки 2 і 2' розклинювальні важелі, які забезпечують натискній плиті вертикальне переміщення для виконання операції штанцювання картону. Крайнє верхнє положення натискна плита займає за умови вертикального вирівнювання розклинювальних важелів і переборює створене в зоні штанцювання технологічне навантаження.

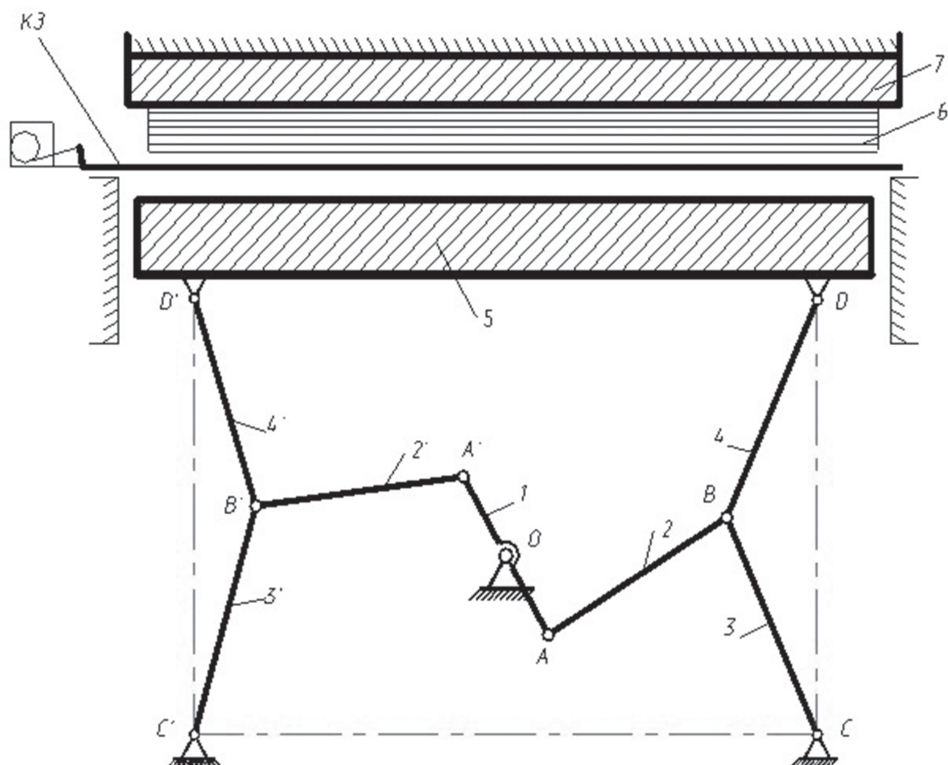


Рис. 1. Принципова схема головного механізму штанцювального преса

Однак з практики відомо, що розглянута схема штанцювального преса не забезпечує натискній плиті суто вертикальне переміщення протягом періоду робочого та холостого ходів, що негативно впливає на якість штанцювання картонних розгорток, погіршує стабільність функціонування преса та обмежує його продуктивність. І це очевидно, оскільки привідні шарнірні чотириланкові механізми, які містять ланки 1, 2, 3 і 1', 2', 3' є косокутними і не можуть при прямолінійній корбі забезпечити однакові робочий і холостий ходи.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У відомого з літературних джерел удосконаленого механізму штанцювального преса [3] для забезпечення однакових робочого та неробочого ходів привідних чотириланкових механізмів додатково вводять блоки кінцевих коліс, що хоча і дає позитивний результат, однак значно ускладнює конструкцію і зменшує ККД преса.

Мета статті — синтезувати такі геометричні розміри механізму, при яких ходи правої і лівої частини натискної плити будуть ідентичні, та проаналізувати вплив параметрів механізму на величину ходу натискної плити.

Виклад основного матеріалу дослідження. Шарнірні чотириланковики $OABC$ ($OA'B'C'$) є привідними механізмами для натискної плити 5 преса (рис. 1). Розміри ланок такого механізму попарно однакові. Для забезпечення однакових ходів кінематичних пар D і D' необхідно, щоб прямі і зворотні кутові переміщення коромисел 3 і 3' були ідентичні. При синтезі розглядуваних механізмів вхідними параметрами синтезу доцільно вибрати: a — відстань між опорами по горизонталі, $l_3 = l_{BC} = l_{B'C'}$ — довжини коромисел і $\varphi_{3\Sigma}$ — розмахом коромисел. Вказані параметри вибрані за вхідні, оскільки за розміром a можна оцінити розміри штанцювальної плити, а за двома іншими параметрами підібрати хід натискної плити. Вихідними параметрами синтезу будуть: $l_1 = l_{OA} = l_{O'A'}$ — довжина корби, $l_2 = l_{AB} = l_{A'B'}$ — довжина гонка AB і $A'B'$, b — відстань між опорами по вертикалі.

Розглянемо один з привідних механізмів, наприклад, правий чотириланковий механізм у крайніх положеннях коромисла (рис. 2). Положення коромисла CB_1 відповідає крайньому лівому положенню, а положення CB_2 — крайньому правому, яке для пресів мусить бути вертикальним. Для визначення трьох вихідних параметрів синтезу потрібно скласти три рівняння.

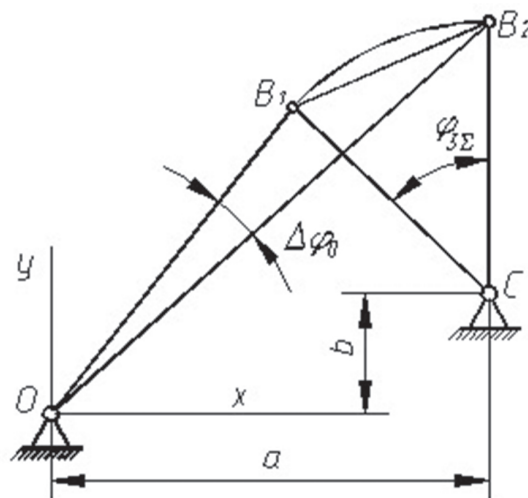


Рис. 2. Механізм шарнірного чотириланковика у крайніх положеннях

Перше рівняння отримаємо, коли хорду B_1B_2 визначимо за теоремою косинусів з трикутника OB_1B_2 і з трикутника CB_1B_2 .

За теоремою косинусів з трикутника OB_1B_2 визначаємо

$$l_{B_1B_2}^2 = 2(l_1^2 + l_2^2) - 2(l_2^2 - l_1^2)\cos(\Delta\varphi_0) \quad (1)$$

З трикутника CB_1B_2 визначаємо

$$l_{B_1B_2}^2 = 4l_3^2 \sin^2(0,5\varphi_{3\Sigma}) \quad (2)$$

Прирівнявши праві частини виразів (1) і (2), отримуємо перше рівняння

$$\cos(\Delta\varphi_0) = \frac{l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 [1 - \cos(\varphi_{3\Sigma})]}{l_2^2 - l_1^2}. \quad (3)$$

Відомо, що прямий і зворотний ходи коромисла у механізмі шарнірного чотириланковика будуть однаковими, коли коефіцієнт нерівномірності руху дорівнюватиме одиниці. Таке можливе лише у випадку, якщо кут $\Delta\varphi_0 = 0$ [4]. Враховуючи викладене, з рівняння (3) отримуємо

$$l_1 = l_3 \sin(0,5\varphi_{3\Sigma}) \quad (4)$$

Друге і третє рівняння отримаємо коли врахуємо, що у крайніх положеннях коромисла корба і гонки витягуються в одну лінію або накладаються один на одного

$$\left. \begin{aligned} (l_1 + l_2)^2 &= a^2 + (l_3 + b)^2, \\ (l_2 - l_1)^2 &= [a - l_3 \sin(\varphi_{3\Sigma})]^2 + [l_3 \cos(\varphi_{3\Sigma}) + b]^2. \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

Отриману систему (5) розв'язуємо з урахуванням (4). Віднявши від першого рівняння системи (5) друге і після тригонометрично-алгебраїчних перетворень, отримуємо

$$l_2 = a \sin(\varphi_{3\Sigma}/2) + b \sin(\varphi_{3\Sigma}/2). \quad (6)$$

Значення для довжини гонки підставляємо у перше рівняння системи (5) і отримуємо квадратне рівняння відносно параметра b . Записуємо відомий розв'язок такого рівняння

$$b = \frac{-B + \sqrt{B^2 - 4A \cdot C}}{2A}, \quad (7)$$

де $A = -\cos^2(0,5\varphi_{3\Sigma})$, $B = a \sin(\varphi_{3\Sigma}) - l_3 [1 + \cos(\varphi_{3\Sigma})]$,

$$C = -[a \sin(0,5\varphi_{3\Sigma}) - l_3 \cos(0,5\varphi_{3\Sigma})]^2.$$

Отже, обчисливши геометричні розміри чотириланковика за залежностями (4), (7) і (6), отримаємо геометричні розміри механізму шарнірного чотириланковика з однаковими прямим і зворотним переміщеннями.

Довжини розпірних гонків 4 і 4' повинні бути однакові, але не обов'язково мають дорівнювати довжині коромисел. Конкретніше можна буде сказати про вибір довжини гонків після проведення кінетостатичного аналізу.

Проведемо кінематичний синтез механізму, обравши такі значення вхідних параметрів синтезу:

$$l_3 = 0,08 \text{ м}, \quad a = 0,3 \text{ м}, \quad \varphi_{3\Sigma} = 60^\circ, \quad l_{3z} = l_3, \quad l_4 = l_{4z} = 0,08 \text{ м}$$

і за залежностями (4), (7) і (6) обчислимо вихідні параметри:

$$l_1 = l_{1z} = 0,04 \text{ м}, \quad l_2 = l_{2z} = 0,306 \text{ м}, \quad b = 0,0932 \text{ м}.$$

Лівий шарнірний чотириланковик $O'A'B'C'$ у крайньому лівому положенні коромисла будемо симетрично правому механізму $OABD$ відносно вертикалі, проведеної через центр обертання корби. Для прийнятих розмірів механізму корба не буде прямолінійною, а ламаною. Основна відмінність пропонованої структурної схеми — це ламана корба з синтезованим кутом між плечима $\angle AOA' = 120^\circ$. За по-

чаткові положення прийємо початок робочого ходу, при якому натискна плита розміщена у крайньому нижньому положенні. При цьому корба ОА займатиме положення з кутом нахилу $\varphi_{10} = \arctg[(l_3 + b)/a] - 180^\circ = -150^\circ$, корба ОА' — з кутом нахилу $\varphi'_{10} = -30^\circ$. За синтезованими даними на рис. 3 зображена кінематична схема головного механізму штанцювального преса.

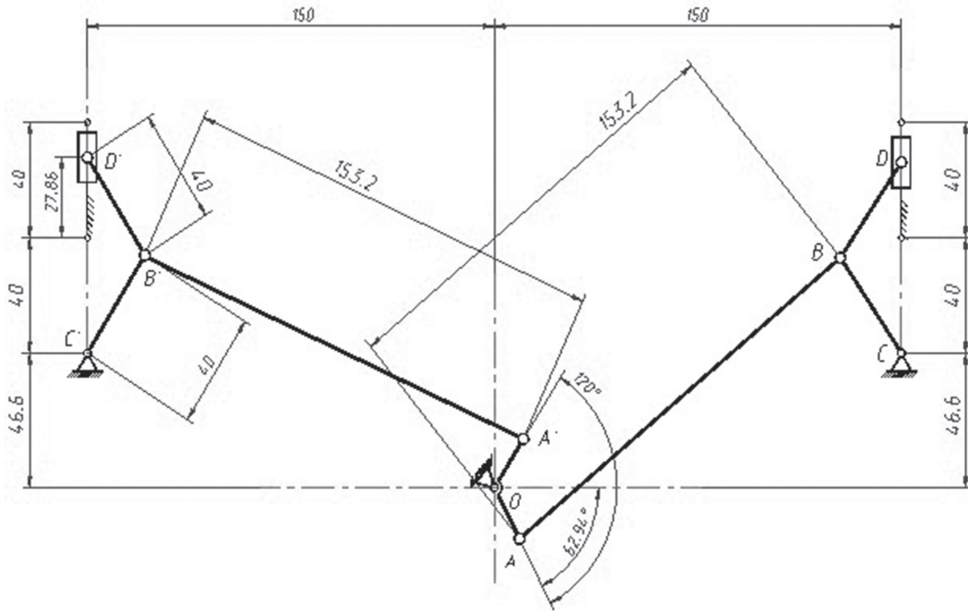


Рис. 3. Кінематична схема головного механізму штанцювальних пресів у масштабі М 1:2

Для синтезованих геометричних параметрів проведемо кінематичний аналіз механізму штанцювального преса і визначимо кінематичні характеристики поковзнів D і D' , на які опирається права і ліва частини натискної плити.

Кінематичний аналіз механізму преса проводимо згідно зі структурною формулою побудови механізму

$$I(0-1) \rightarrow \begin{cases} II(2-3) \rightarrow II(4-5) \\ II(2'-3') \rightarrow II(4'-5') \end{cases}.$$

Обчислюючи кінематичні характеристики механізму, використовуватимемо аналітичні залежності, отримані в роботі [5].

Кінематичний аналіз починаємо з початку структурної формули побудови механізму.

Розглядаємо двоплечу корбу АОА'. Проводимо нерухому систему координат xOy , початок якої суміщаємо з центром обертання корби. Визначаємо кінематичні характеристики кінематичних пар А і А'. Вектори швидкостей кінематичних пар А і А'

$$v_A = v_{A'} = |\omega_1| l_1, \quad \gamma_a = \varphi_1 + \frac{\pi}{2} \cdot \text{sgn}(\omega_1), \quad \gamma_{a'} = \varphi_1 + \Delta\varphi_1 + \frac{\pi}{2} \cdot \text{sgn}(\omega_1),$$

де γ_a і γ_a' — кути нахилу векторів швидкостей v_A і v_A' до осі абсцис, $\Delta\varphi_1$ — кут між положеннями корб OA і OA' .

Вектори пришивдшень кінематичних пар А і А'

$$a_A = a_{A'} = \omega_1^2 l_1, \quad \Psi_A = \varphi_1 \pm \pi, \quad \Psi_{A'} = \varphi_1 + \Delta\varphi_1 \pm \pi$$

де Ψ_A і $\Psi_{A'}$ — кути нахилу векторів пришивдшень a_A і $a_{A'}$ до осі абсцис.

Розглядаємо групи Ассура II класу I виду ABC і A'B'C'.

Обчислюємо положення груп Ассура ABC і A'B'C':

$$x_A = l_1 \cos(\varphi_1), \quad y_A = l_1 \sin(\varphi_1),$$

$$x_{A'} = l_1 \cos(\varphi_1 + \Delta\varphi_1), \quad y_{A'} = l_1 \sin(\varphi_1 + \Delta\varphi_1),$$

$$\beta = \arctg[(y_C - y_A)/(x_C - x_A)],$$

$$\beta' = \arctg[(y_{C'} - y_{A'})/(x_{C'} - x_{A'})],$$

$$l_{AC} = \sqrt{(x_C - x_A)^2 + (y_C - y_A)^2},$$

$$l_{A'C'} = \sqrt{(x_{C'} - x_{A'})^2 + (y_{C'} - y_{A'})^2},$$

$$\mu = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{AC}^2}{2l_2 l_3}, \quad \mu' = \arccos \frac{l_2^2 + l_3^2 - l_{A'C'}^2}{2l_2 l_3},$$

$$\delta = \arccos \frac{l_2^2 + l_{AC}^2 - l_3^2}{2l_2 l_{AC}}, \quad \delta' = \arccos \frac{l_2^2 + l_{A'C'}^2 - l_3^2}{2l_2 l_{A'C'}},$$

$$\varphi_2 = \beta + \delta, \quad \varphi_3 = \beta + \mu + \delta, \quad \varphi_{2'} = \beta' - \delta', \quad \varphi_{3'} = \beta' - \mu' - \delta',$$

Обчислюємо швидкості і пришивдшення ланок груп Ассура:

$$\omega_2 = \frac{v_A \cos(\varphi_3 - \gamma_a)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad \omega_{2'} = \frac{v_{A'} \cos(\varphi_{3'} - \gamma_{a'})}{l_2 \sin(\varphi_{2'} - \varphi_{3'})},$$

$$\omega_3 = \frac{v_A \cos(\varphi_2 - \gamma_a)}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad \omega_{3'} = \frac{v_{A'} \cos(\varphi_{2'} - \gamma_{a'})}{l_3 \sin(\varphi_{2'} - \varphi_{3'})},$$

$$\varepsilon_2 = \frac{a_A \cos(\Psi_A - \varphi_3) + \omega_3^2 l_3 - \omega_2^2 l_2 \cos(\varphi_2 - \varphi_3)}{l_2 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_{2'} = \frac{a_{A'} \cos(\Psi_{A'} - \varphi_{3'}) + \omega_{3'}^2 l_3 - \omega_{2'}^2 l_2 \cos(\varphi_{2'} - \varphi_{3'})}{l_2 \sin(\varphi_{2'} - \varphi_{3'})},$$

$$\varepsilon_3 = \frac{a_A \cos(\Psi_A - \varphi_2) + \omega_3^2 l_3 \cos(\varphi_2 - \varphi_3) - \omega_2^2 l_2}{l_3 \sin(\varphi_2 - \varphi_3)},$$

$$\varepsilon_{3'} = \frac{a_{A'} \cos(\Psi_{A'} - \varphi_{2'}) + \omega_{3'}^2 l_3 \cos(\varphi_{2'} - \varphi_{3'}) - \omega_{2'}^2 l_2}{l_3 \sin(\varphi_{2'} - \varphi_{3'})},$$

Розглядаємо групи Ассура II класу II виду BD і B'D'.

Для визначення кінематичних характеристик ланок групи попередньо необхідно визначити кінематичні характеристики кінематичних пар B і B'.

$$\begin{aligned}x_B &= l_1 \cos(\varphi_1) + l_2 \cos(\varphi_2), & x_{B'} &= l_1 \cos(\varphi_{1z}) + l_2 \cos(\varphi_{2'}), \\y_B &= l_1 \sin(\varphi_1) + l_2 \sin(\varphi_2), & y_{B'} &= l_1 \sin(\varphi_{1z}) + l_2 \sin(\varphi_{2'}), \\v_B &= |\omega_3| l_3, & \gamma_b &= \varphi_3 + \pi / 2 \cdot \operatorname{sgn}(\omega_3), \\v_{B'} &= |\omega_{3'}| l_3, & \gamma_{b'} &= \varphi_{3'} + \pi / 2 \cdot \operatorname{sgn}(\omega_{3'}) \\a_B &= l_3 \sqrt{\omega_3^4 + \varepsilon_3^2}, \quad \psi_b = \varphi_3 + \pi - \arctg\left(\frac{\varepsilon_3}{\omega_3^2}\right), \\a_{B'} &= l_3 \sqrt{\omega_{3'}^4 + \varepsilon_{3'}^2}, \quad \psi_{b'} = \varphi_{3'} \pm \pi - \arctg\left(\frac{\varepsilon_{3'}}{\omega_{3'}^2}\right)\end{aligned}$$

де $\gamma_b, \gamma_{b'}$ і $\psi_b, \psi_{b'}$ — кути нахилу векторів швидкостей і пришвидшень точок В і В'.

Обчислюємо положення ланок груп Ассура BD і В'D'.

$$\begin{aligned}\varphi_4 &= \arcsin \left\{ \frac{1}{l_4} [e + l_4 \sin(\varphi_4 - \xi) - l_B \sin(\varphi_B - \xi)] \right\} + \xi, \\ \varphi_{4'} &= \arcsin \left\{ \frac{1}{l_4} [-e + l_4 \sin(\varphi_{4'} - \xi_z) - l_{B'} \sin(\varphi_{B'} - \xi_z)] \right\} + \xi_z, \\ y_D &= y_B + l_4 \sin(\varphi_4), & y_{D'} &= y_{B'} + l_4 \sin(\varphi_{4'}) , \\ S_D &= y_D - y_{D_0}, & S_{D'} &= y_{D'} - y_{D'_0}, \\ e &= a, \quad \xi = \xi_z = \frac{\pi}{2}, \quad l_B = \sqrt{x_B^2 + y_B^2}, \\ \varphi_B &= \arctg\left(\frac{y_B}{x_B}\right), \quad l_{B'} = \sqrt{x_{B'}^2 + y_{B'}^2}, \quad \varphi_{B'} = \arctg\left(\frac{y_{B'}}{x_{B'}}\right),\end{aligned}$$

де $y_D, y_{D'}, S_D, S_{D'}$ — координати і хід кінематичних пар D і D'.

Обчислюємо швидкості і пришвидшення ланок груп Ассура.

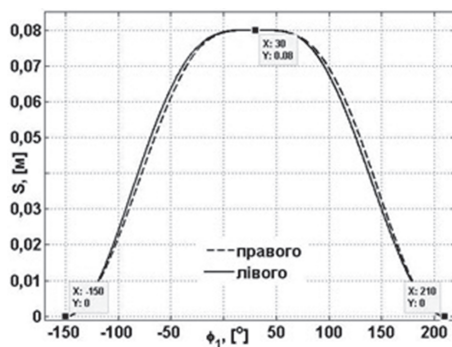
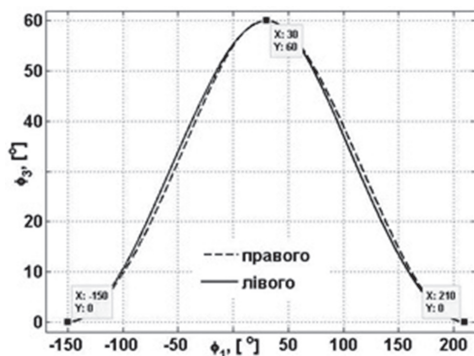
$$\begin{aligned}\omega_4 &= \frac{v_B \sin(\xi - \gamma_b)}{l_4 \cos(\varphi_4 - \xi)}, & v_D &= \frac{v_B \cos(\varphi_4 - \gamma_b)}{\cos(\varphi_4 - \xi)}, \\ \omega_{4'} &= \frac{v_{B'} \sin(\xi_z - \gamma_{b'})}{l_4 \cos(\varphi_{4'} - \xi_z)}, & v_{D'} &= \frac{v_{B'} \cos(\varphi_{4'} - \gamma_{b'})}{l_4 \cos(\varphi_{4'} - \xi_z)}, \\ \varepsilon_4 &= \frac{-a_B \sin(\psi_b - \xi) + \omega_4^2 l_4 \sin(\varphi_4 - \xi)}{l_4 \cos(\varphi_4 - \xi)}, \\ a_D &= \frac{a_B \cos(\psi_b - \varphi_4) - \omega_4^2 l_4}{\cos(\varphi_4 - \xi)},\end{aligned}$$

$$\varepsilon_{4'} = \frac{-a_{B'} \sin(\psi_{b'} - \xi_z) + \omega_4^2 l_4 \sin(\varphi_4 - \xi_z)}{l_4 \cos(\varphi_4 - \xi_z)},$$

$$a_{D'} = \frac{a_{B'} \cos(\psi_{b'} - \varphi_4) - \omega_4^2 l_4}{\cos(\varphi_4 - \xi_z)},$$

Проаналізуємо вплив параметрів механізму на переміщення коромисел і поковзнів.

На рис. 4а зображено графіки кутів нахилу коромисел правого і лівого чотириланкових, а на рис. 4б — графіки ходів лівого і правого поковзнів. Як бачимо, у крайніх положеннях графіки практично збігаються, а в середині кінематичних циклів є певна кількісна відмінність.



а) графіки кутів нахилу коромисел

б) графіки ходів поковзнів

Рис. 4. Графіки кутів нахилу коромисел і ходів поковзнів

На рис. 5 подано графік різниці між ходами поковзнів на робочому і неробочому циклах. На обох циклах максимальна різниця становить $\delta_{s_{\max}} = 3,17$ мм, що порівняно з відстанню між напрямними поковзнів становить лише $100\delta_{s_{\max}}/2a=0,53\%$. Коливання натискної плити відбуватиметься в межах кута $\pm \arctg(\delta_{s_{\max}}/2a) = \pm 0,302^\circ$. Характерно те, що при підході натискної плити до картону рух останньої синхронізується до квазіпоступального і на кутах повороту корби $\varphi_1 = \pm 23,13^\circ$ від верхнього положення плити різниця між переміщенням лівої і правої опор плити не перевищує за модулем 0,8 мм.

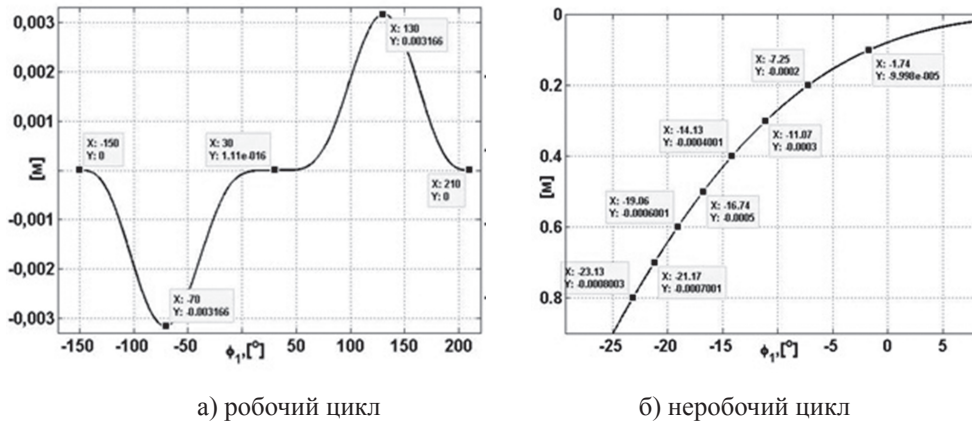


Рис. 5. Різниця між ходами поковзнів

На рис. 6 подано кінематичні характеристики правого поковзня D при синтезованих параметрах.

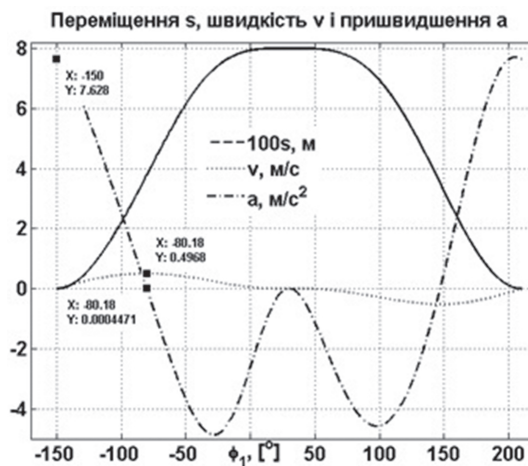


Рис. 6. Кінематичні характеристики поковзня D

Вплив довжини розклинювальних коромисла BC і гонка BD на максимальну різницю між переміщенням лівої і правої частини натискної плити і на хід поковзнів подані на рис. 7. Аналіз показує, що зі збільшенням довжини розклинювальних гонків l_4 абсолютна похибка $\delta_{S \max}$ між переміщенням поковзнів і хід S зменшуються (рис. 7а), тоді як зі збільшенням коромисел — збільшуються (рис. 7 б).

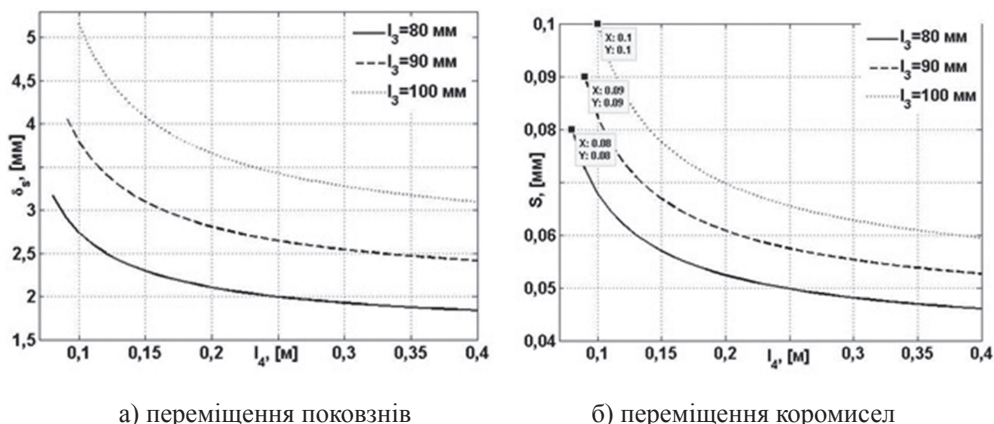


Рис. 7. Максимальна різниця між ходами поковзнів та коромисел

Висновки. Замінивши прямолінійну корбу на ламану, отримуємо механізм штанцювального преса з квазіоднаковими кутовими переміщеннями коромисел, що надалі впливає на переміщення поковзнів. Неоднаковість ходів правого і лівого поковзнів зумовлена неоднаковістю кутових переміщень правого і лівого коромисел. Також під час конструктивного вибору довжини розклинювальних гонків треба збільшувати довжину гонків і зменшувати довжину коромисел, оскільки при цьому зменшуватиметься різниця між переміщеннями поковзнів. За графіками на рис. 7 можна з досить високою точністю визначити розміри розклинювальних гонків і коромисел для забезпечення необхідного ходу поковзнів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування: матеріали, проектування, обладнання для виготовлення / І. І. Регей. — Львів : УАД, 2011. — 142 с.
2. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування : підруч. / Ю. Й. Хведчин. — Львів : УАД, 2007. — 392 с.
3. Патент України №107868 «Прес танцювального автомата» / І. І. Регей, Ю. Й. Хведчин, В. В. Зелений, Я. Т. Кіницький. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. — К. : Наукова думка, 2002. — 660 с.
4. Кіницький Я. Т. Теорія механізмів і машин / Я. Т. Кіницький. — К. : Наукова думка, 2002. — 660 с.
5. Пасіка В. Р. Кінематика важільних механізмів з групами Ассура I і II видів / В. Р. Пасіка // Наукові записки [Українська академія друкарства]. — 2001. — Вип. 3. — С. 12–16.

REFERENCES

1. Rehey, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannya: materialy, proektuvannya, obladnannya dly avyhotovlennya. L'viv: UAD (in Ukrainian).
2. Khvedchyn, Yu. Y. (2007). Broshuruval'no-paliturne ustatkuvannya. L'viv: UAD (in Ukrainian).
3. Patent Ukrainy №107868 «Pres tantsyuv'al'noho avtomata». I. I. Rehey, Yu. Y. Khvedchyn, V. V. Zelenyy (in Ukrainian).

4. Kinyts'kyi, Ya.T. (2002). Teoriya mekhanizmiv i mashyn. Kiev: Naukova dumka (in Ukrainian).
5. Pasika, V.R. (2001). Kinematyka vazhil'nykh mekhanizmiv z hrupamy Assura I i II vydiv. Naukovi zapysky, 3, 12–16 (in Ukrainian).

KINEMATIC SYNTHESIS OF DIE-CUTTING PRESS MECHANISM WITH EQUALITY OF FORWARD AND REVERSE MOVES

V. R. Pasika, V. V. Vlach

Ukrainian Academy of Printing
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine
vlakh.v.v@gmail.com

The construction of die-cutting presses which consist of the fixed plate with form, the pressure plate, the levering and eccentric mechanisms is characterized by drawbacks due to the fact that the eccentric mechanisms installed diagonally on the drive shaft provide an oscillatory motion to the pressure plate for a period of working and idle moves. It has a negative effect on quality of stamping of the card-board sweeps, degrades the stability of work of the press and limits its performance. This article deals with the kinematic synthesis of this mechanism, which allows increasing the productivity of the press.

Keywords: *die-cutting press, kinematic synthesis, equality of moves, stamping.*

Стаття надійшла до редакції 24.11.2015.
Received 24.11.2015.