

УДК 621.01:681.3

МОДЕРНІЗАЦІЯ МЕХАНІЗМУ ПРИВОДА НАТИСКНОЇ ПЛИТИ У ШТАНЦЮВАЛЬНОМУ ПРЕСІ

В. О. Кузнецов, І. І. Регей, В. В. Влах

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

Висвітлено конструкцію механізму приводу натискної плити, що використовується у штанцювальному обладнанні. Встановлено, що вона урухомлюється за допомогою шарнірно-важільних механізмів, які створюють ефект «розклинювання», необхідний для переборювання значних технологічних опорів у процесі виготовлення картонних розгортки. Проаналізовано кінематичні параметри руху повзунів такого механізму, виявлено несинхронне переміщення лівого і правого повзунів. Запропоновано альтернативний механізм приводу нижньої натискної плити на базі ведучих та ведених пар кривошипно-повзунних контурів. Виведено математичні залежності для оцінки кінематичних параметрів руху повзунів натискної плити. Встановлено, що повзуни у прямому та зворотному напрямках рухаються з однаковими швидкостями, забезпечують паралельність натискної плити до нерухомої опорної площини, а процес штанцювання розгортки завершується за відсутності прискорення рухомої плити.

Ключові слова: *штанцювальне обладнання, натискна плита, кривошипно-повзунний механізм, кінематичні параметри.*

Постановка проблеми. У штанцювальних машинах-автоматах для приводу рухомої натискної плити використовують спеціальні шарнірно-важільні механізми [1]. Їх специфіка полягає у використанні ефекту «розклинювання», завдяки якому при незначних переміщеннях і відносно невеликих зусиллях на вхідних ланках механізму зусилля притиску натискної плити досягають значних величин (у декілька десятків разів більших від вихідних), необхідних для успішного виконання технологічної операції штанцювання розгортки. Практика експлуатації штанцювальної техніки виявила особливе переміщення натискної плити: протягом робочого та холостого ходів вона виконує хитний рух, який негативно впливає на експлуатаційні характеристики преса та створює технологічні труднощі під час виготовлення розгортки з відносно товстого картону.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. На основі визначень [2, 3] механізм приводу плити складається з двох симетрично розташованих 6-ланкових механізмів. Кожний з них складається з двох пар елементарних — шарнірних чотириланковиків $OA_1B_1O_1$ (правий контур) (рис. 1) та $OA_2B_2O_2$ (лівий контур) і кривошипно-повзунних механізмів $O_1B_1D_1$ (правий контур) та $O_2B_2D_2$ (лівий контур). Повна симетрія лівого і правого контурів встановлюється у положенні, що

відповідає верхнім крайнім положенням повзунів D_1 і D_2 , які є опорами натискної плити (на рисунку не показано). Завдяки рівним довжинам ланок кривошипно-повзунних контурів рухома натискна плита встановлюється паралельно верхній.

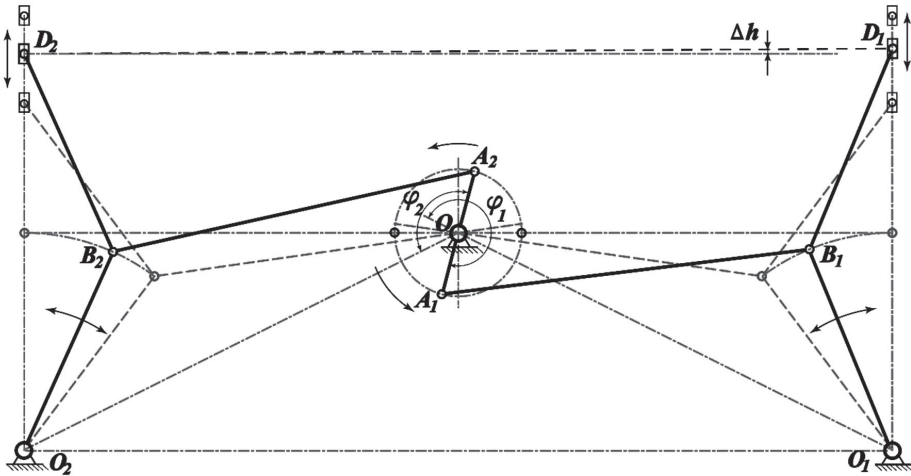


Рис.1. Кінематична схема комбінованого шарнірно-важільного механізму привода натискної плити

Аналіз кінематичних характеристик руху повзунів кривошипно-повзунного контуру, приєднаного до шарнірного чотириланковика, був проведений за загальновідомими аналітичними залежностями [4]. Отримані за результатами моделювання графіки кінематичних характеристик, побудованих залежно від кута повороту кривошипа, дали можливість виявити суттєвий недолік такого механізму — лівий і правий повзуни рухаються **несинхронно**. Як видно з графіків відносного переміщення повзунів D_1 і D_2 (рис. 2а), правий повзун на зворотному ході відстає від лівого, а на підйомі (робочий хід) наздоганяє та підходить у робочу зону майже одночасно з лівим, вирівнюючи площину нижньої плити паралельно до верхньої, що зумовлює порушення строгої паралельності нижньої рухомої та верхньої нерухомої плит. Окрім того, у фіксованих значеннях кута повороту кривошипів (як приклад, $\varphi = 150^\circ$) відносні значення швидкості та прискорення повзунів відрізняються на величину ΔV_{Di} (рис. 2б) та ΔW_{Di} (рис. 2в).

Причина такого явища полягає в різниці кутового розміщення базовіддалей — OO_1 (правого) та OO_2 (лівого контуру), внаслідок чого кінематичні характеристики руху повзунів D_1 і D_2 , обчислені для відповідного положення головного вала машини, відрізняються (кутові положення φ_1 і φ_2 (рис. 1) кривошипів шарнірних контурів відраховуються від різних баз).

Виявлений в результаті аналізу несинхронний рух повзунів, що є причиною непаралельного переміщення нижньої рухомої плити штанцювального преса, за умови переборювання значних технологічних навантажень може сприяти зношуванню повзунів та спричиняти їх заклинювання у напрямних. Водночас відхилення від паралельності плит штанцювального преса суттєво ускладнює його

налагодження, пов'язане з вирівнюванням навантажень по всій площині плити. Кутове розташування шатунів B_1D_1 і B_2D_2 у процесі їх підйому в положення максимального навантаження (процес штанцювання), а також напрямки дії сил уздовж шатунів A_1B_1 і A_2B_2 спричиняють нерівномірне навантаження на ліву і праву опори нижньої плити.

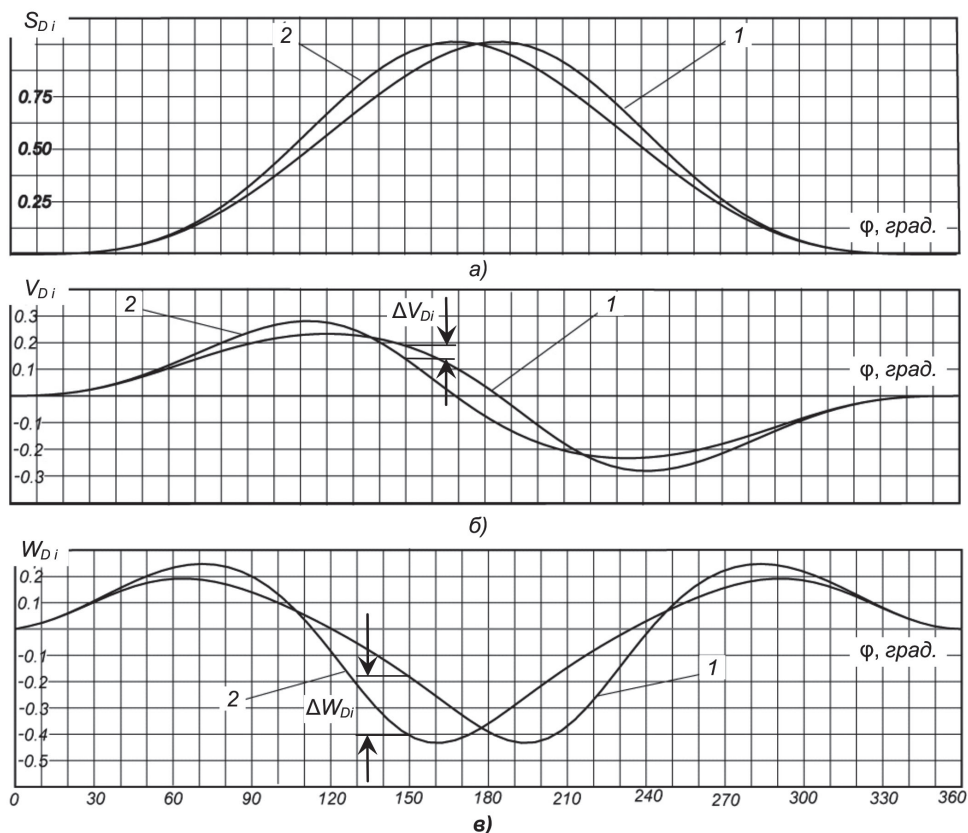


Рис. 2. Графіки залежності відносних кінематичних характеристик від кута повороту кривошипів правого (1) та лівого (2) повзунів: переміщення (а), швидкості (б) та прискорення (в)

Мета статті. Отримані авторами праці [4] кінематичні характеристики уможливили виявлення важливого недоліку кривошипно-повзунного контуру, приєднаного до шарнірного чотириланковика: лівий і правий повзуни рухаються незалежно один від одного, що спричиняє непаралельне переміщення натискної плити. Для усунення такого недоліку запропоновано для привода рухомої плити штанцювального преса використовувати комбінований важільний механізм, що складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів: ведучих та виконавчих.

Виклад основного матеріалу дослідження. Запропонований для привода нижньої плити штанцювального преса комбінований важільний механізм складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів — ведучих OA_1B_1 (рис. 3) і

OA_2B_2 та виконавчих B_1D_1 і B_2D_2 (шатуни B_1D_1, B_2D_2 приєднані в шарнірах B_1, B_2 до повзунів ведучого контуру).

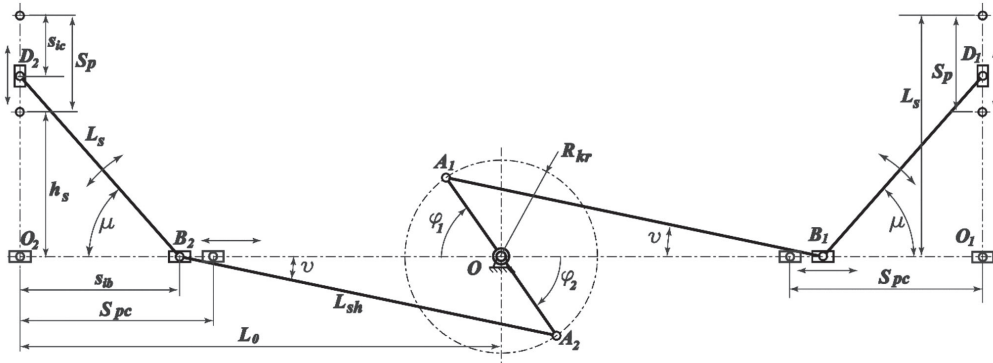


Рис. 3. Схема до розрахунку нового комбінованого механізму привода натискної плити

У зазначеному механізмі внаслідок переміщення повзунів B_1 і B_2 уздовж напрямних OO_1 і OO_2 зберігається ефект «розклинювання», а через відрахунок кутів повороту кривошипів OA_1, OA_2 від однієї бази (кути φ_1 і φ_2) кінематичні характеристики руху повзунів B_1 і B_2, D_1 і D_2 виконавчої ланки є однаковими. Як наслідок, повзуни D_1, D_2 рухаються синхронно, зберігаючи встановлену паралельність нижньої плити відносно верхньої.

За відомими конструктивними розмірами (L_0 — розташування вертикальних напрямних відносно вала кривошипів, L_s — довжина шатунів виконавчого КІМ, S_p — хід натискної плити) визначено параметри механізму:

- $h_s = L_s - S_p$ — відстань від горизонтальних напрямних до нижнього положення вертикальних повзунів;
- $S_{pc} = \sqrt{L_s^2 - h_s^2}$ — відстань від вертикальних напрямних до початкових положень горизонтальних повзунів;
- $R_{kr} = 0,5 \times S_{pc}$ — радіус кривошипів;
- $v = \arccos(h_s / L_s)$ — кут нахилу шатунів до горизонталі.

При цьому відносні геометричні параметри: $\lambda_{sh} = L_{sh} / R_{kr}, \lambda_s = L_s / R_{kr}$. Зміщення повзунів відносно напрямної їх руху для обох кривошипно-повзунних контурів $\lambda_{1c} = \lambda_{2c} = 0$.

Аналітичні залежності для визначення кінематичних характеристик руху повзунів у ведучих кривошипно-повзунних контурах OA_1B_1 і OA_2B_2 відомі, а в нашарованих контурах визначаємо на основі методу проєкцій:

- проєкція контуру на горизонтальну вісь:

$$s_{Bi} = L_0 + \cos \varphi - \lambda_{sh} \cos v = \lambda_s \cos \mu, \tag{1}$$

де μ — кут нахилу шатунів B_1D_1, B_2D_2 до горизонталі;

- з проєкції контуру на вертикальну вісь знаходимо кут нахилу шатуна AB :

$$v = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi}{\lambda_{sh}}\right). \tag{2}$$

За умови $\mu = \arccos\left(\frac{s_{Bi}}{\lambda_s}\right)$ вираз (1) набуває вигляду

$$s_{Bi} = L_0 + \cos\varphi - \lambda_{sh} \cos\nu. \quad (3)$$

Диференціюванням виразу (3) отримуємо інваріант швидкості повзунів B_1, B_2 :

$$v_{Bi} = \frac{ds_{Bi}}{d\varphi} = -\sin\varphi + \lambda_{sh} \sin\nu \frac{d\nu}{d\varphi}. \quad (4)$$

Оскільки $\frac{d\nu}{dt} = \frac{d\nu}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{d\nu}{d\varphi} (\omega_1)$, а $\frac{d\nu}{d\varphi} = \frac{\cos\varphi}{\lambda_{sh} \cdot \cos\nu}$, то інваріант швидкості повзунів B_1, B_2 першого контуру:

$$v_{Bi} = -\sin\varphi + \cos\varphi \cdot \operatorname{tg}\nu. \quad (5)$$

З урахуванням приєднаного контуру вираз (4) набуває вигляду:

$$-\sin\varphi + \lambda_{sh} \sin\nu \frac{d\nu}{d\varphi} = (-\lambda_s) \sin\mu \frac{d\mu}{d\varphi}, \quad (6)$$

де $\frac{d\nu}{d\varphi} = \frac{\cos\varphi}{\lambda_{sh} \cdot \cos\nu} = \omega_{AB}$ і $\frac{d\mu}{d\varphi} = \frac{\sin\varphi}{\lambda_s \cdot \sin\mu} - \frac{\lambda_{sh} \cdot \sin\nu \cdot \frac{d\nu}{d\varphi}}{\lambda_s \cdot \sin\mu} = \omega_{BD}$ — кутові швидкості ланок AB і BD відповідно.

Інваріант швидкості повзунів D_1, D_2 визначаємо диференціюванням виразу $S_{Di} = L_s - \lambda_s \cdot \sin\mu$:

$$v_{Di} = \frac{ds_{Di}}{d\varphi} = (-\lambda_s) \cos\mu \frac{d\mu}{d\varphi}. \quad (7)$$

Інваріант прискорень повзунів B_1, B_2 отримуємо диференціюванням виразу інваріанта їх швидкості:

$$w_{Bi} = \frac{dv_{Bi}}{d\varphi} = -\cos\varphi + \lambda_{sh} \left[\cos\nu \left(\frac{d\nu}{d\varphi} \right)^2 + \sin\nu \frac{d_2\nu}{d\varphi^2} \right], \quad (8)$$

де $\frac{d_2\nu}{d\varphi^2} = \frac{\cos^2\varphi \cdot \sin\nu}{\lambda_{sh}^2 \cdot \cos^3\nu} - \frac{\sin\varphi}{\lambda_{sh} \cdot \cos\nu} = \varepsilon_{sh}$ — кутове прискорення шатунів A_1B_1, A_2B_2 .

Для знаходження інваріанта прискорень повзунів $D_1 (D_2)$ диференціюємо вираз (7):

$$w_{Di} = \frac{dv_{Di}}{d\varphi} = (-\lambda_s) \left[(-\sin\mu) \left(\frac{d\mu}{d\varphi} \right)^2 + \cos\mu \frac{d_2\mu}{d\varphi^2} \right], \quad (9)$$

де $\frac{d_2\mu}{d\varphi^2} = \frac{\frac{d\nu}{d\varphi} \lambda_{sh}}{\lambda_{sh} \cdot \sin\mu} \left(\cos\frac{d\nu}{d\varphi} - \frac{\sin\nu \cdot \cos\nu \frac{d\mu}{d\varphi}}{\sin\mu} \right)$ — інваріант кутового прискорення шатунів B_1D_1, B_2D_2 .

На основі отриманих аналітичних залежностей розроблені програми — розрахункова в системі *MathCad* і моделювання в системі *AutoCad*. В обох програмах визначені кінематичні та динамічні характеристики руху повзунів $D_1 (D_2)$, на шарнірах яких закріплено рухому натискну плиту штанцювального преса. За

результатами розрахунків кінематичних характеристик руху повзунів D_1 , D_2 встановлено, що вони переміщуються синхронно (рис. 4а) та мають однакові швидкості і прискорення (рис. 4б).

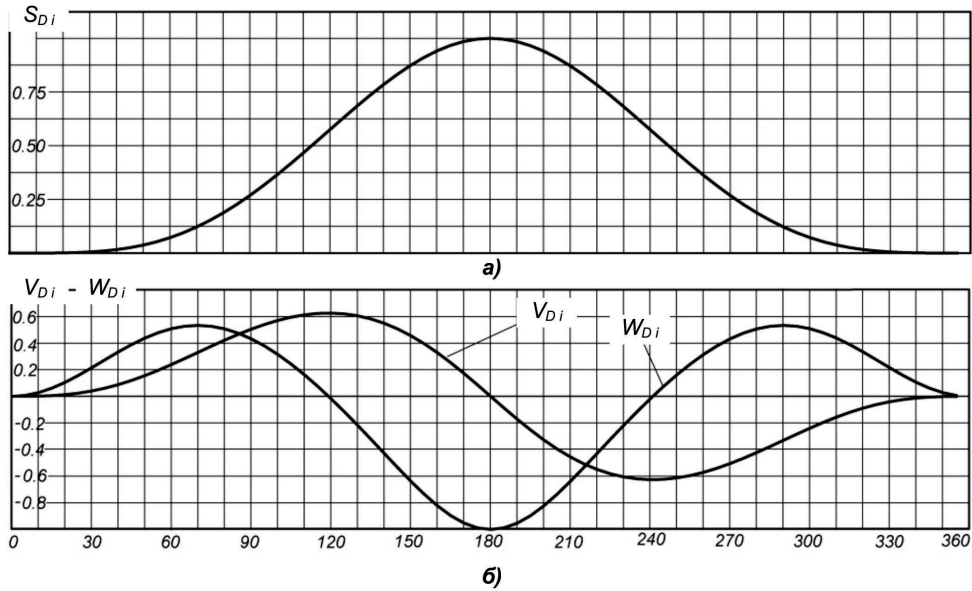


Рис. 4. Графіки залежності відносних кінематичних характеристик від кута повороту кривошипів правого та лівого повзунів: переміщення (а), швидкості та прискорення (б)

Висновки. У штанцювальному обладнанні натискну плиту приводять в рух за допомогою спеціальних шарнірно-важільних механізмів, які завдяки використанню ефекту «розклинювання» забезпечують переборювання значних технологічних опорів під час виготовлення картонних розгорток. Аналіз кінематичних параметрів руху повзунів такого механізму, побудованого на базі шарнірного чотириланкового, виявив його суттєвий недолік, пов'язаний з несинхронним переміщенням лівого і правого повзунів. Запропоновано альтернативний механізм привода нижньої натискної плити на базі комбінованого, який складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів — ведучих та ведених. Виведено математичні залежності для дослідження кінематичних параметрів руху повзунів, приєднаних до натискної плити штанцювального преса. Аналіз їх кінематичних параметрів засвідчив, що повзуни рухаються з однаковими швидкостями, зберігаючи паралельність натискної плити до площини нерухомої опорної. Окрім того, процес штанцювання розгорток завершується за відсутності прискорення рухомої плити.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : Укр. акад. друкарства, 2011. 144 с.
2. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М. : Книга, 1965. 495 с.

3. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : Укр. акад. друкарства, 2005. 178 с.
4. Кузнецов В. О. Параметричні дослідження механізму привода натискної плити у штанцювальному автоматі. Упаковка. 2012. № 6. С. 31–34.

REFERENCES

1. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia) : navch. posib. Lviv : Ukr. akad. drukarstva. 144 (in Ukrainian).
2. Тур, К. В. (1965). Механика полиграфических автоматов. М. : Книга. 495 (in Russian).
3. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn : navch. posib. Lviv : Ukr. akad. drukarstva. 178 (in Ukrainian).
4. Kuznetsov, V. O. (2012). Parametrychni doslidzhennia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuva-lnomu avtomati. Upakovka. № 6. P. 31–34 (in Ukrainian).

MODIFICATION OF A DRIVE MECHANISM OF A PRESS PLATE IN A DIE-CUTTING PRESS

V. O. Kuznetsov, I. I. Rehey, V. V. Vlach

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

The article is focused on the design of a drive mechanism of a press plate used in the die-cutting units. It has been identified that the plate is driven via a hinge-lever mechanisms that create the «unwedging» effect necessary to overcome significant technological resistances in the cardboard patterns manufacturing. The analysis of kinematic parameters of crossheads motion has been performed, an asynchronous movement of left and right crossheads has been found out. An alternative drive mechanism of lower press plate has been designed on the basis of master and slave couples of crank-crosshead contours. Mathematical dependences has been derived for the evaluation of kinematic motion of a press plate crossheads. It has been identified that the crossheads move in direct and reverse directions with the same speeds, providing a parallel position of a press plate relatively to the surface of immovable support plate, and the process of punching is completed with no acceleration of the moving plates.

Keywords: *die-cutting equipment, press plate, crank-crosshead mechanism, kinematic parameters.*

Стаття надійшла до редакції 23.12.2016.

Received 23.12.2016.