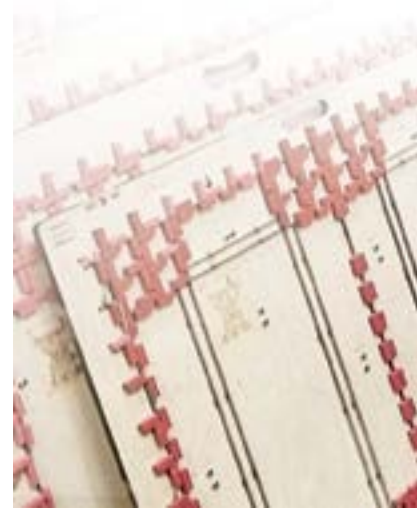


УДК 621.01

Механізм приводу натискної плити у штанцювальному обладнанні (об'єднання удосконалення)

І.І. Регой, д.т.н., В.О. Кузнецов, д.т.н., В.В. Влах, Українська академія друкарства, м. Львів



Для продукування картонних розгортки пакування використовують сучасне аркушеве штанцювальне обладнання – високопродуктивне, складне та багатofункціональне, у яке інтегровано автономні операційні технічні модулі: пневматичний самонаклад, секції штанцювання, виламування внутрішніх обрізків та заднього поля, роз'єднання розгортки, виведення бокових обрізків та переднього поля картонного аркуша. Узгоджене функціонування окремих модулів забезпечується транспортувальним засобом, що покровоно переміщує картонні заготовки через технологічні секції [1].

Важливим технологічним модулем обладнання є секція штанцювання, що складається з плоскої горизонтальної натискної плити 1 (рис. 1а), плоскої опорної плити 2, до якої прикріплена штанцювальна форма 3. Картонна заготовка КЗ подається в зону штанцювання між опорною 2 та натискною 1 плитами.

Механізм приводу натискної плити в широко використовуваному штанцювальному обладнанні складається з двох симетрично розташованих шестиланкових важільних механізмів. Кожний з них, у свою чергу, складається з двох пар елементарних: лівого шарнірного чотириланковика, до складу якого входять кривошип 2 (рис. 1б), шатун 3 і коромисло 4, та правого, що складається з кривошипа 2, шатуна 3', коромисла 4', та кривошипно-повзунних механізмів. Лівий

контур включає коромисло 4, шатун 5 та повзун 1 (ліва частина натискної плити), а правий, відповідно, елементи 4', 5' та 1 (права частина натискної плити). Повну симетрію лівого та правого контурів встановлюють у положенні, що відповідає верхньому крайньому розташуванню натискної плити 1. Завдяки однаковим розмірам ланок кривошипно-повзунних контурів рухома натискна плита встановлюється паралельно до верхньої.

Дослідження кінематичних характеристик кривошипно-повзунних контурів виявили суттєвий технічний недолік такого комбінованого механізму: ліва й права частини натискної плити переміщуються несинхронно (права частина при опусканні відстає від лівої, а протягом робочого ходу надганяє її) [2]. Причина такого явища полягає в прив'язці кутів по-

ложення кривошипів до різних баз. Непаралельне переміщення натискної плити в штанцювальному пресі, що супроводжується переборюванням значного технологічного опору, спричинює зношування повзунів і може призвести до заклинювання в напрямних. Крім того, відхилення від паралельності плит ускладнює налагодження преса, пов'язане з вирівнюванням навантажень по всій площині плити.

Для усунення виявлених недоліків запропоновано для приводу натискної плити в штанцювальному пресі використовувати комбінований важільний механізм, який складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів – ведучих (до лівого та правого належать відповідно елементи 2, 3, 4 і 2, 3', 4' на рис. 1в) та виконавчих (5, 6 – елементи лівого, а 5', 6' – елементи правого контуру) [3]. У про-

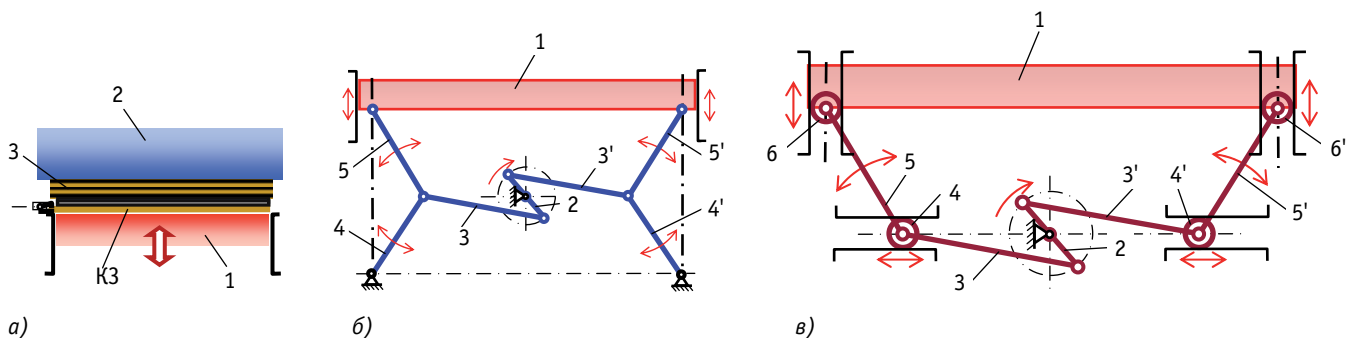


Рис. 1. Принципова схема штанцювальної секції (а); кінематичні схеми механізмів приводу нижньої натискної плити: наявного (б) та вдосконаленого (в)

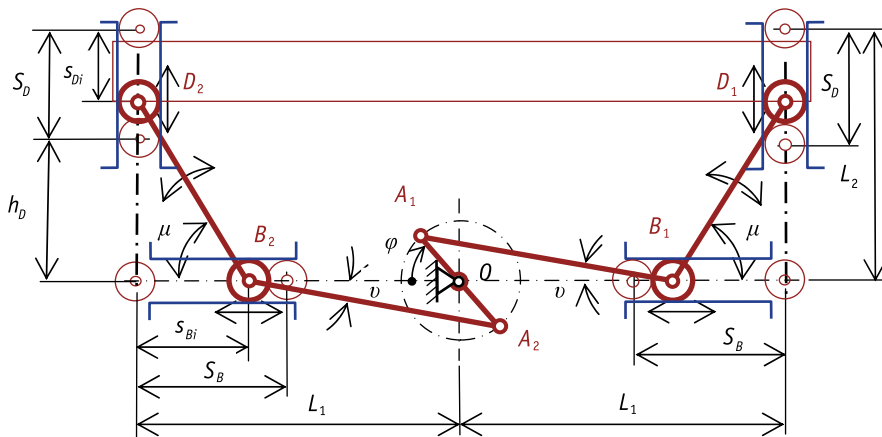


Рис. 2. Схема до розрахунку кінематичних параметрів пропонованого комбінованого механізму приводу натискної плити штанцювального преса

понованому механізмі внаслідок горизонтального переміщення роликів 4 і 4' уздовж напрямних зберігається ефект «розклинювання», а через відлік кута повороту кривошипа 2 від однієї бази кінематичні характеристики руху роликів 6, 6' виконавчої ланки є однаковими. Як наслідок – забезпечується строга паралельність у процесі руху нижньої плити відносно верхньої.

Для дослідження кінематичних параметрів пропонованого механізму введено кілька параметрів і залежностей. Відносними геометричними параметрами є $\lambda_3 = l_3/R_2$; $\lambda_5 = l_5/R_2$. Зміщення повзунів відносно напрямної їх руху для обох кривошипно-повзунних контурів $\lambda_0 = 0$.

Аналітичні залежності для визначення кінематичних параметрів руху повзунів у ведучих кривошипно-повзунних контурах 2-3-4 відомі, а в на шарованих контурах встановлюємо на основі методу проєкцій:

- проєкція контуру на горизонтальну вісь визначається як $s_{Bi} = L_1 - \cos\varphi - \lambda_3 \cos\upsilon = \lambda_5 \cos\mu$, (1)

де μ – кут нахилу шатунів 5 до горизонталі (рис. 2);

- з проєкції контуру на вертикальну вісь визначається кут нахилу шатуна:

$$\upsilon = \arcsin\left(\frac{\sin\varphi}{\lambda_3}\right). \quad (2)$$

Диференціюванням виразу (1) отримуємо інваріант швидкості повзунів B_1, B_2 :

$$V_{Bi} = \frac{ds_{Bi}}{d\varphi} = \sin\varphi + \lambda_3 \sin\upsilon \frac{d\upsilon}{d\varphi}. \quad (3)$$

Інваріант швидкості повзунів D_1, D_2 :

$$V_{Di} = \frac{ds_{Di}}{d\varphi} = (-\lambda_5) \cos\mu \cdot \omega_{BD}, \quad (4)$$

де $\omega_{BD} = \frac{\sin\varphi + \lambda_3 \cdot \sin\upsilon \cdot \omega_{AB}}{\lambda_5 \cdot \sin\mu}$ – кутова швидкість шатунів B_1D_1, B_2D_2 (тут ω_{AB} – кутова швидкість шатунів A_1B_1, A_2B_2).

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

$$W_{Bi} = \frac{dV_{Bi}}{d\varphi} = \cos\varphi + \lambda_3 \cdot \sin\upsilon \frac{d^2\upsilon}{d\varphi^2} + \lambda_3 \cdot \cos\left(\frac{d\upsilon}{d\varphi}\right)^2, \quad (5)$$

де $\frac{d^2\upsilon}{d\varphi^2} = \varepsilon_{ABi}$ – відносне кутове прискорення шатунів A_1B_1, A_2B_2 , яке визначається диференціюванням рівняння їх відносної кутової швидкості:

$$\frac{d^2\upsilon}{d\varphi^2} = \frac{\cos\varphi \cdot \sin\upsilon \frac{d\upsilon}{d\varphi} - \cos\upsilon \cdot \sin\varphi}{\lambda_3 \cdot \cos^2\upsilon}.$$

Для знаходження інваріанта прискорень повзунів D_1, D_2 диференціюємо вираз (4):

$$W_{Di} = \frac{dV_{Di}}{d\varphi} = \lambda_5 \left(\sin\mu \cdot \omega_{BD}^2 - \cos\mu \cdot \varepsilon_{BD} \right), \quad (6)$$

де

$$\varepsilon_{BD} = \frac{d\omega_{BD}}{d\varphi} = \frac{V_{Bi} \cdot \cos\mu \cdot \omega_{BD} - \sin\mu \cdot W_{Bi}}{\lambda_5 \cdot \sin^2\mu}$$

інваріант кутового прискорення шатунів B_1D_1, B_2D_2 .

На основі отриманих аналітичних залежностей та розроблених комп'ютерних програм (розрахунко-

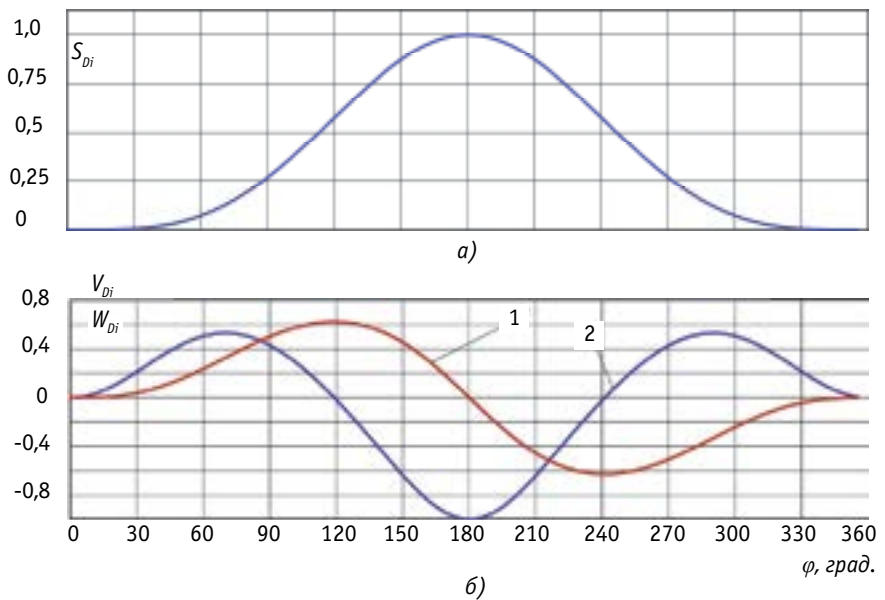


Рис. 3. Графіки залежностей відносних кінематичних параметрів вертикальних повзунів натискної плити від кута повороту кривошипів: переміщення (а); 1 – швидкості, 2 – прискорення (б)



вої в системі *MathCad* і моделювання в системі *AutoCad*) розраховано кінематичні характеристики руху повзунів D_1 (D_2), на шарнірах яких закріплено рухому натискну плиту штанцювального преса. За результатами розрахунків кінематичних параметрів руху повзунів D_1 , D_2 встановлено, що вони переміщуються синхронно (рис. 3а) та мають однакову швидкість та прискорення (рис. 3б). Максимальні відносні значення інваріанта їх швидкості (додатні та від'ємні) становлять 0,62; прискорення 0,53 та $-1,0$.

Висновки

Для приводу натискної плити у штанцювальному обладнанні використовують спеціальні шарнірно-важільні механізми, які за рахунок ефекту «розклинювання» забезпечують переборювання значного технологічного опору. Аналіз функціонування такого механізму, побудованого на базі шарнірного чотириланковика, виявив суттєвий його недолік: натискна плита під час руху коливається. Запропоновано новий механізм

приводу нижньої натискної плити на базі комбінованого, який складається з ведучого та веденого кривошипно-повзунних контурів. Аналіз кінематичних параметрів засвідчив, що повзуни рухаються з однаковими швидкостями та зберігають паралельність натискної плити до площини нерухомої опорної. Натискна плита зупиняється у верхньому положенні за умови відсутності прискорення.

Література

1. Регей І.І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення): навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
2. Кузнецов В.О., Коломієць А.Б., Дмитрашук В.С. Параметричні дослідження механізму приводу натискної плити у штанцювальному автоматі // Упаковка. 2012. № 6. С. 31–34.
3. Патент № 113347 України, МПК В31В 1/14, В31В 1/24, В26F 1/38, В31В 1/40, F16Н 21/34. Прес штанцювального автомата / Регей І.І., Пасіка В.Р., Кузнецов В.О., Влах В.В. ; заявник та власник пат. Укр. академ. друкар-

ства. № а 2015 08496 заявл. 31.08.2015; опубл. 10.01.2017. Бюл. № 1. 2 с. *✓*

Механизм привода нажимной плиты в штанцевальном оборудовании (обоснование усовершенствования)

И.И. Регей, д.т.н., В.А. Кузнецов, д.т.н., В.В. Влах
Рассматривается новый механизм привода нажимной плиты в штанцевальном оборудовании на базе комбинированного, состоящий из ведущего и ведомого кривошипно-ползунных контуров. Анализ кинематических параметров показал, что ползуны нажимной плиты двигаются с равными скоростями и сохраняют ее параллельность к плоскости неподвижной опорной. Нажимная плита останавливается в верхнем положении при условии отсутствия ускорения.
Ключевые слова: нажимная плита; штанцевальное оборудование; кривошипно-ползунный контур.

A drive mechanism of press plate of die-cutting machine (justification for improvement)

I.I. Regey, Dr., V.A. Kuznetsov, PhD, V.V. Vlah
In this article it is considering a new mechanism of a drive of the press plate of the die-cutting machine. This mechanism is based on a combined mechanism and consists of driving and driven slider-crank contours. Kinematic analysis describes that the sliders of the press plate move with the same speed, also it safes parallelism to the stationary plate. The press plate stops in extreme position without acceleration.
Keywords: press plate; die-cutting machine; slider-crank contour.

