

УДК 686.12.056

## ЗАСТОСУВАННЯ ДВОСЕКЦІЙНОЇ НАТИСКНОЇ ПЛИТИ У ПРЕСІ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО АВТОМАТА: ПЕРСПЕКТИВИ ВІДМОВИ ВІД МОНОБЛОЧНОЇ КОНСТРУКЦІЇ

І. І. Регей<sup>1</sup>, В. В. Влах<sup>1</sup>, Ю. Ю. Михайлів<sup>1</sup>, О. І. Млинко<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Українська академія друкарства,  
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна,

<sup>2</sup>Національний університет «Львівська політехніка»,  
вул. С. Бандери, 12, Львів, 79013, Україна

*Констатовано, що світовий попит на картонну тару продовжує зростати та збільшуються обсяги переробки пакувального матеріалу на основі картону. Така тенденція потребує як залучення високопродуктивного штанцювального обладнання, так і проведення його технічної модернізації. Наголошено на короткотривалому процесі штанцювання картонних заготовок через незначну їх товщину, а натискна плита преса переборює сумарний опір від деформування ежекторних подушок, висікання картону та бігування ліній згину. Встановлено, що технологічний опір висікання картону домінуючий. Для мінімізації пікового навантаження на привод преса запропоновано моноблочну конструкцію натискної плити замінити секційною. Така технічна модернізація преса уможливіє послідовне штанцювання картонних заготовок окремими секціями натискної плити. Наведено аналітичні залежності для дослідження кутового зміщення на приводному валу кривошипів паралельних розклинювальних механізмів залежно від товщини картонних заготовок. Отримано їх значення для конкретних товщин оброблюваного матеріалу, що є важливими для налагодження привода штанцювального преса.*

**Ключові слова:** *штанцювальний прес, розклинювальний механізм, натискна плита, секційна конструкція, картонна заготовка, ведучий кривошип, опір штанцювання.*

**Постановка проблеми.** Світовий попит на картонне пакування продовжує зростати і, як свідчать результати дослідження «Майбутнє глобального ринку складних картонних коробок до 2026 р.», проведеного компанією Smithers, сягне \$ 172,0 млрд у 2026 р. із середньорічним темпом зростання 4,6 %. Зростуть також обсяги переробки картону до 61,58 млн т у 2026 р. [1].

Зростання обсягів виготовлення картонного пакування потребує залучення не тільки високопродуктивного штанцювального обладнання, а й технічно модернізованого, здатного забезпечувати ефективно продукування тари важконавантаженими складовими. До них належать преси, які укомплектовані розклинювальними

важливими механізмами для забезпечення натискній плиті вертикального циклічного переміщення.

Процес штанцювання картонних заготовок пресом короткотривалий через незначну товщину матеріалу порівняно з лінійним переміщенням натискної плити. Взаємодія інструментів штанцювальної форми із заготовкою відбувається після деформування ежекторних подушок, які виступають над різальними лезами висікальних інструментів [2]. Як наслідок, висікання картонних розгорток та бігування в них ліній згину супроводжується подальшою деформацією подушок. У результаті натискна плита преса переборює сумарний опір від штанцювання картонної заготовки, що включає деформування ежекторних подушок, висікання картону та бігування ліній згину.

Дослідженням штанцювання триклапанних розгорток у пресі автомата типу SP 102-EO форматом 1020×720 мм встановлено, що загальна довжина висікальних та бігувальних лінійок форми становить, відповідно, більше 17 та 13 м [3]. Обробка на цьому обладнанні картонних заготовок завтовшки 0,5 мм супроводжується переборюванням натискною плитою преса технологічного опору, що становить  $42,9 \times 10^4$  Н. Частка складового опору, що припадає на висікання розгорток, становить 73,4 % від сумарного (рис. 1). Значно меншими виявилися зусилля бігування картону (18,2 %) та деформування ежекторних подушок (8,4 %).

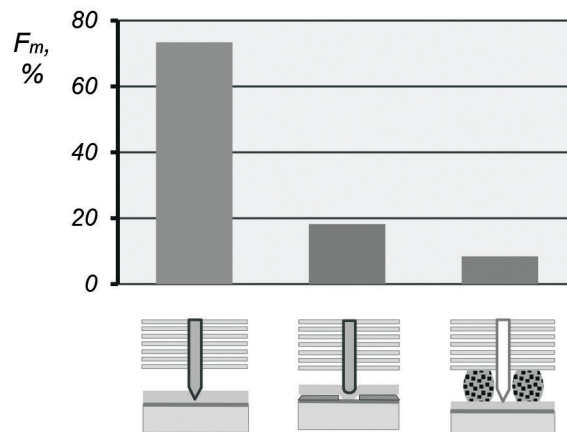


Рис. 1. Діаграма складових силового навантаження преса у процесі переборювання натискною плитою технологічних опорів штанцювання картонної заготовки: висікання; бігування; деформування ежекторних подушок

Як бачимо, сумарне навантаження преса внаслідок переборювання натискною плитою технологічних опорів значне та короткотривале, що підтверджує матеріаломісткість штанцювального обладнання, масивну побудову опорної та натискної плит. Запропоновано моноблочну конструкцію натискної плити замінити секційною, що уможливило мінімізацію пікових силових навантажень преса шляхом дискретного штанцювання картонної заготовки окремими секціями натискної плити, які приводяться в рух індивідуальними розклинувальними механізмами.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** У праці [4] запропоновано комплектувати прес штанцювального обладнання розклинювальними механізмами з кулачковим приводом. Особливість такого механізму пов'язана з наявністю в кулачках прямої та зворотної контактуючих поверхонь. Автори, вказавши на низку його недоліків, зосередили увагу на іншому механізмі. У ньому ролики за допомогою пружин розтягу перебувають у постійному контакті з центральним кулачком. З роликами шарнірно з'єднані розклинювальні важелі. Важливим недоліком такого механізму привода натискної плити є складність виготовлення кулачків та наявність вищої кінематичної пари. Окрім того, стаття не розкриває вибір закону періодичного руху, від якого залежить ефективність застосування кулачкового механізму.

Як стверджують автори праці [5], існуюче почергове випередження та відставання протилежних частин натискної плити протягом циклу порушує стабільне функціонування штанцювального преса з розклинювальним її приводом. Автори запропонували мінімізувати його використанням передачі гвинт-гайка для почергового закручування у різні боки гвинтів, що контактують з гаками. Використання такої передачі забезпечує строге вертикальне переміщення натискної плити, проте одночасний контакт інструментів штанцювальної форми з картонною заготовкою призводить до різкого короткотривалого переборювання натискною плитою суттєвого технологічного опору.

Проведені аналітичні розрахунки, як стверджують автори у праці [6], обґрунтовують можливість реалізації технологічного процесу штанцювання картонних розгорток за допомогою пневмоциліндрів для привода натискної плити. Працездатність пневмопривода забезпечується завдяки інерційно-швидкісним характеристикам поршня. Автори рекомендують застосовувати пневмоциліндри з відносно низьким робочим тиском. За результатами проведених досліджень автори праці підсумовують, що заміна циклових приводів натискної плити на пневматичні значно зменшить вібраційні навантаження на прес та спростить загальну його конструкцію. Варто зазначити, що штанцювальні преси належать до категорії важконавантажених, оскільки переборюють значний технологічний опір, що вимірюється сотнями тонн. Окрім того, штанцювальне обладнання високопродуктивне. Тому технічну можливість застосування пневмоприводів у штанцювальному обладнанні потрібно перевірити у виробничих умовах.

Автори праці [7] стверджують, що серед розмаїття засобів пакування присутня картонна тара, оздоблена рельєфним тисненням для просування на ринку різноманітної продукції. Тому плоскі штанцювальні форми спеціально доукомплектовують металевими кліше з рельєфними елементами для холодного тиснення, ефективність застосування яких пов'язана з потребою більш тривалого (ніж висікання чи бігування) контакту інструментів з картоном. Автори запропонували нову схему важільних розклинювальних механізмів, в яких до існуючих шарнірних з'єднань у ведучих чотириланковиках приєднані зубчасті колеса, що обкочують нерухомі зубчасті сектори. Ведений кривошип з шатуном забезпечує триваліший контакт інструментів штанцювальної форми з картонними заготовками. Проте запропоновані важільні розклинювальні механізми нової конструкції не вирішують

важливої стратегічної задачі, пов'язаної із мінімізацією циклічного пікового навантаження на привод преса.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Існуючий та запропонований розклинювальні механізми привода натискної плити у штанцювальному пресі містять нерухому опорну плиту 1 (рис. 2, а, рис. 2, б) з плоскою формою 2, натискну плиту 3. Ведучим контуром натискної плити в існуючому розклинювальному механізмі є кривошип 4, шатун 5 та коромисло 6, а веденим — шатун 7. Пропонований механізм відрізняється застосуванням паралельно з існуючим додаткового аналогічного розклинювального механізму: на приводному валу О (рис. 2, б) жорстко зафіксовані кривошипи 4.1 і 4.2, які зміщені під кутом  $\Delta\varphi$  один відносно другого. Кожен з них приводить в рух окремі ведучі та ведені контури (на рисунку позначення складових механізмів різняться індексами 1 і 2).

Нова конструкція привода передбачає застосування натискної плити секційної побудови: вона складається із правої 3.1 (рис. 3) та лівої 3.2 секцій, що приводяться в рух окремими комбінованими механізмами А і Б. Особливістю штанцювання картонної заготовки КЗ є послідовність виконання цієї операції: у момент часу, коли права секція 3.1 досягає максимального вертикального положення, чим забезпечується взаємодія інструментів штанцювальної форми 2 з ділянкою картонної заготовки КЗ завтовшки  $\Delta$ , ліва секція 3.2 натискної плити забезпечує їх початковий контакт.

Для дослідження кутового зміщення кривошипів на приводному валу в штанцювальному пресі з паралельними розклинювальними механізмами привода секцій натискної плити залежно від товщини картонних заготовок введемо такі позначення розклинювального контуру Б:

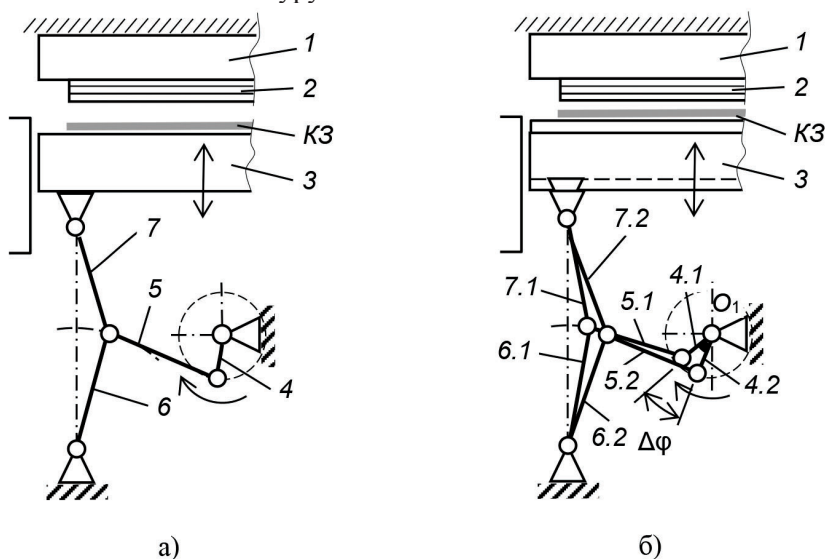


Рис. 2. Кінематичні схеми комбінованих розклинювальних механізмів привода лівого контуру натискної плити у штанцювальному пресі: існуючого (а); запропонованого з двосекційною натискною плитою (б)

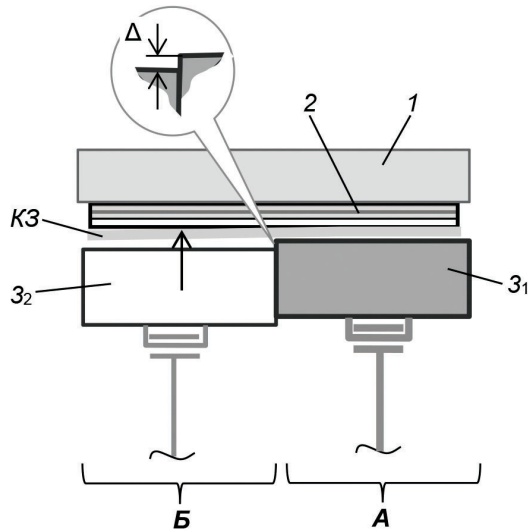


Рис. 3. Схема фрагмента конструкції пропонованого штанцювального преса із секційною побудовою натискної плити

–  $O_1O_2$  — міжбазова вісь (рис. 4);  
 відносні розміри (за критерій прийнято лінійне переміщення секцій натискної плити):

- $L_1, H_1$  — горизонтальна та вертикальна координати осі  $O_1$  обертання ведучого кривошипа розклинювального механізму відносно осі  $O_2$  хитання ведучого коромисла;
- $\Delta_1$  — товщини картонної заготовки;
- $\lambda_0$  — міжбазової осі;
- $\lambda_{42}$  — ведучого кривошипа;
- $\lambda_{52}$  — ведучого шатуна;
- $\lambda_{62}$  — ведучого коромисла;
- $\lambda_{72}$  — веденого шатуна;

абсолютні значення кутів:

- $\alpha_1$  — між вертикальною віссю і ведучим коромислом 6.2 (рис. 2, б);
- $\alpha_2$  — зміщення ведучого коромисла відносно міжбазової осі;
- $\alpha_3$  — зміщення ведучого шатуна відносно міжбазової осі;
- $\alpha_4$  — між ведучим кривошипом і міжбазовою віссю;
- $\alpha_5$  — між міжбазовою і горизонтальною осями;
- $\Delta\phi$  — зміщення ведучого кривошипа відносно горизонтальної осі.

Для визначення кута між ведучими кривошипами спроектуємо складові ведучого контуру Б розклинювального механізму на міжбазову вісь  $O_1O_2$  та перпендикулярно їй:

$$\begin{cases} \lambda_{62}\cos\alpha_2 + \lambda_{52}\cos\alpha_3 + \lambda_{42}\cos\alpha_4 = \lambda_0 \\ \lambda_{62}\sin\alpha_2 + \lambda_{42}\sin\alpha_4 = \lambda_{52}\sin\alpha_3 \end{cases}, \quad (1)$$

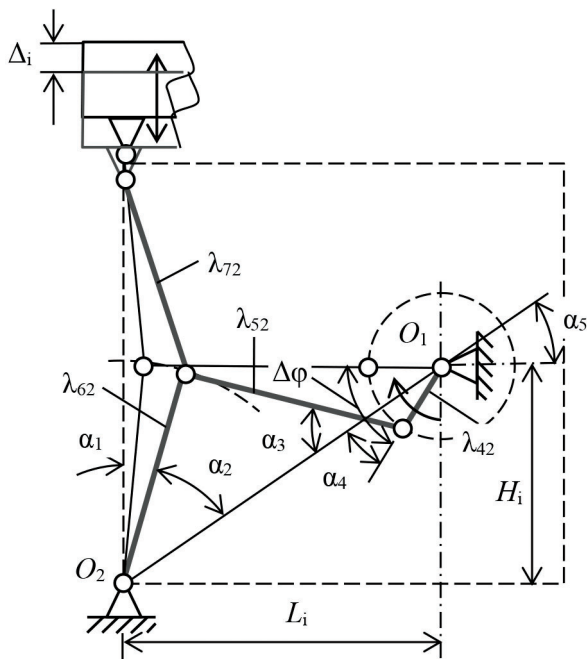


Рис. 4. Схема до розрахунку кутового зміщення кривошипів на приводному валу в штанцювальному пресі з паралельними розклинювальними механізмами привода секцій натискної плити

Для зручності виконання досліджень систему (1) подамо у вигляді:

$$\begin{cases} A \cdot \cos \alpha_2 + B \cdot \cos \alpha_3 + C \cdot \cos \alpha_4 = D \\ A \cdot \sin \alpha_2 + C \cdot \sin \alpha_4 = B \cdot \sin \alpha_3 \end{cases}, \quad (2)$$

де  $A = \lambda_{62}$ ,  $B = \lambda_{52}$ ,  $C = \lambda_{42}$ ,  $D = \lambda_{72}$ .

Приведемо систему рівнянь (2) до вигляду:

$$\begin{cases} B \cdot \cos \alpha_3 + C \cdot \cos \alpha_4 = D - A \cdot \cos \alpha_2 \\ -B \cdot \sin \alpha_3 + C \cdot \sin \alpha_4 = -A \cdot \sin \alpha_2 \end{cases}. \quad (3)$$

Запишемо рівняння системи (3) у новому вигляді:

$$\begin{cases} B \cdot \cos \alpha_3 + C \cdot \cos \alpha_4 = K \\ -B \cdot \sin \alpha_3 + C \cdot \sin \alpha_4 = L \end{cases} \quad (4)$$

де  $K = D - A \cdot \cos \alpha_2$ ,  $L = -A \cdot \sin \alpha_2$ .

З першого рівняння системи (4) виразимо функцію кута  $\alpha_3$ :

$$\cos \alpha_3 = \frac{K}{B} - \frac{C}{B} \cos \alpha_4. \quad (5)$$

Враховуючи співвідношення між тригонометричними функціями одного і того самого аргументу, отримуємо:

$$\sin\alpha_3 = \sqrt{1 - \left(\frac{K}{B} - \frac{C}{B} \cos\alpha_4\right)^2}. \tag{6}$$

Після виконання ряду перетворень приводимо вираз до вигляду:

$$K \cdot \cos\alpha_4 + L \cdot \sin\alpha_4 = E, \tag{7}$$

де

$$E = \frac{K^2 + C^2 + L^2 - B^2}{2C}.$$

Скориставшись співвідношенням між тригонометричними функціями одного і того самого аргументу, отримуємо:

$$K \sqrt{1 - \sin^2\alpha_4} = E - L \cdot \sin\alpha_4. \tag{8}$$

Залежність (8) приводимо до квадратного рівняння відносно  $\sin\alpha_4$ :

$$\left(K^2 + L^2\right) \sin^2\alpha_4 - 2L \cdot E \cdot \sin\alpha_4 + \left(L^2 - K^2\right) = 0, \tag{9}$$

коренями якого є вираз:

$$\alpha_4 = \arcsin\left(\frac{2L \cdot E \pm \sqrt{\tilde{D}}}{2(K^2 + L^2)}\right). \tag{10}$$

У виразі (10)  $\tilde{D} = (2L \cdot E)^2 - 4(K^2 + L^2)(E^2 - K^2)$  — дискримінант.

Кутове зміщення ведучого кривошипа 4.2 відносно кривошипа 4.1 на приводному валу  $O_1$  (рис. 2, б) визначаємо за допомогою виразу:

$$\Delta\varphi = \alpha_5 + \alpha_4, \tag{11}$$

де

$$\alpha_5 = \arctg \frac{H_i}{L_1}.$$

Для розрахунку кутового зміщення кривошипів на приводному валу в штанцювальному пресі з паралельними розклинювальними механізмами привода секцій натискної плити прийнято товщини картонних заготовок з ряду:  $\Delta = 0,25; 0,5; 0,75; 1,0$  мм. За результатами дослідження отримано значення  $\Delta\varphi$  для усіх  $\Delta$ , які графічно зображено на рис. 5.

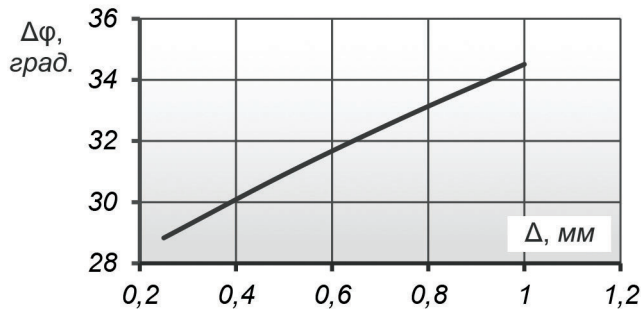


Рис. 5. Графік залежності кутового зміщення кривошипів на приводному валу в штанцювальному пресі від товщини картонної заготовки



Як видно з графіка (рис. 5), збільшення товщини картонної заготовки призводить до потреби в аналогічній зміні кутового зміщення кривошипів на приводному валу. Встановлено, що для  $\Delta = 0,25$  мм  $\Delta\varphi = 28,83^\circ$ , а збільшення товщини картону в чотири рази (відносно найменшої) спричинює необхідність зміни кутового зміщення кривошипів на приводному валу в бік збільшення в 1,2 раза до значення  $\Delta\varphi = 34,51^\circ$ . Отримані результати важливі для налагодження привода натискної плити секційної конструкції у пресі штанцювального автомата.

**Висновки.** Світовий попит на картонну тару продовжує зростати, збільшуються обсяги переробки пакувального матеріалу на основі картону. Така тенденція актуалізує потребу в залученні високопродуктивного штанцювального обладнання, проведенні його технічної модернізації.

Процес штанцювання картонних заготовок короткотривалий через незначну їх товщину порівняно з переміщенням натискної плити. Протягом циклу вона переборює значний сумарний опір, спричинений деформуванням ежекторних подушок, висіканням картону та бігуванням ліній згину. Встановлено, що технологічний опір висікання картону пресом домінуючий і становить 73,4 % від сумарного.

Запропоновано моноблочну конструкцію натискної плити замінити секційною з індивідуальними розклинювальними приводами для мінімізації пікових силових навантажень преса. Особливість штанцювання картонної заготовки полягає у послідовному виконанні операції: після її завершення правою секцією ліва секція натискної плити забезпечує початковий контакт інструментів форми з картоном.

Наведено аналітичні залежності для дослідження кутового зміщення кривошипів у паралельних розклинювальних механізмах залежно від товщини картонних заготовок. Встановлено, що для матеріалу завтовшки  $\Delta = 0,25$  мм необхідне кутове зміщення  $\Delta\varphi = 28,83^\circ$ . Збільшення товщини картону в чотири рази (відносно найменшої) передбачає необхідність аналогічної зміни кутового зміщення кривошипів на приводному валу в 1,2 раза. Отримані значення для конкретних товщин оброблюваного матеріалу важливі для налагодження привода натискної плити секційної побудови.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Маркетологи інформують...Ринок картонної упаковки. Упаковка. 2023. № 2. С. 18–21.
2. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
3. Влах В. В. Удосконалення штанцювального преса застосуванням комбінованих механізмів привода натискної плити : дис. ... канд. техн. наук 05.05.01. Львів, 2017. 169 с.
4. Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Широков В. В., Паламар О. О. Механізм привода натискної плити плоского штанцювального преса. Поліграфія і видавнича справа. 2020. № 1 (79). С. 112–120.
5. Бегень П. І., Радіховський І. А., Млинко О. І. Штанцювальний прес з використанням передачі гвинт-гайка (дослідження кінематичних параметрів натискної плити). Упаковка. 2020. № 1. С. 44–45.
6. Ivanko A. I., Kolinko I. O. Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press. Технологія і техніка друкарства. Київ : НТУУ «КПІ ім. Ігоря Сікорського». 2023. Вип. 1 (79). С. 77–90.



7. Rehei I., Vlakh V., Knysh O., Knysh R., Mlynko O. Combined double crank wedging drive mechanisms of the press plate used in die-cutting press: synthesis, kinematic and functional. *Academic journal of manufacturing engineering*. 2023. Vol. 21. No. 3. Pp. 53–60. URL: [https://ajme.ro/PDF\\_AJME\\_2023\\_3/L8.pdf](https://ajme.ro/PDF_AJME_2023_3/L8.pdf).

#### REFERENCES

1. Marketolohy informuiut...Rynok kartonnoi upakovky: Upakovka. (2023), 2, 18–21 (in Ukrainian).
2. Shreder, V. L., & Pylypenko, S. F. (2004). *Upakovka yz kartona*. Kyev : YATs «Upakovka» (in Russian).
3. Vlakh, V. V. (2017). *Udoskonalennia shtantsiuvalnoho presa zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvoda natysknoi plyty : dys. ... kand. tekhn. nauk 05.05.01*. Lviv (in Ukrainian).
4. Shakhbazov, Ya. O., Cheterbukh, O. Yu., Shyrovokov, V. V., & Palamar, O. O. (2020). *Mekhanizm pryvoda natysknoi plyty ploskoho shtantsiuvalnoho presa: Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 1 (79), 112–120 (in Ukrainian).
5. Behen, P. I., Radikhovskiy, I. A., & Mlynko, O. I. (2020). *Shtantsiuvalnyi pres z vykorystanniam peredachi hvynt-haika (doslidzhennia kinematychnykh parametriv natysknoi plyty): Upakovka*, 1, 44–45 (in Ukrainian).
6. Ivanko, A. I., & Kolinko, I. O. (2023). *Designing the pressing plate mechanism of the flat die-cutting press: Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva*. Kyiv : NTUU «KPI im. Ihoria Sikorskoho», 1 (79), 77–90 (in English).
7. Rehei, I., Vlakh, V., Knysh, O., Knysh, R., Mlynko, O. (2023). Combined double crank wedging drive mechanisms of the press plate used in die-cutting press: synthesis, kinematic and functional: *Academic journal of manufacturing engineering*, 21, 3, 53–60. Retrieved from [https://ajme.ro/PDF\\_AJME\\_2023\\_3/L8.pdf](https://ajme.ro/PDF_AJME_2023_3/L8.pdf) (in English).

doi: 10.32403/1998-6912-2023-2-67-239-248

#### APPLICATION OF A TWO-SECTION PRESSURE PLATE IN A DIE-CUTTING AUTOMATIC PRESS: PROSPECTS OF REPLACING THE MONOBLOCK DESIGN

I. I. Rehei<sup>1</sup>, V. V. Vlakh<sup>1</sup>, Yu. Yu. Mykhailiv<sup>1</sup>, O. I. Mlynko<sup>2</sup>

<sup>1</sup>*Ukrainian Academy of Printing,  
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine,*

<sup>2</sup>*Lviv Polytechnic National University,  
12, S. Bandera St., Lviv, 79013, Ukraine  
regey.ivan@gmail.com*

*It is noted that the global demand for cardboard packaging continues to increase, and the volumes of processed cardboard-based packaging material are growing. This trend requires the engagement of high-productivity die-cutting equipment and its technical modernization. The emphasis is placed on the short-term process of die-cutting cardboard blanks due to their slight thickness. At the same time, the press pressure plate overcomes the total resistance from deforming ejection pads, cardboard cutting, and folding line buckling. It is established that the technological resistance of cardboard cutting is dominant. It is proposed to replace the monoblock construction of the pressure plate with a sectional one to minimize peak loads on the press drive. This technical modernization of the press enables sequential die-cutting of cardboard blanks with separate sections of the pressure plate. Analytical dependencies are provided for studying the angular displacement on the drive shafts of parallel wedging mechanisms depending on the thickness of cardboard blanks. Their values are obtained for specific thicknesses of the processed material, which are important for adjusting the die-cutting press drive.*

**Keywords:** *die-cutting press, wedging mechanism, pressure plate, sectional construction, cardboard blank, driving crank, die-cutting resistance.*

*Стаття надійшла до редакції 31.08.2023.*

*Received 31.08.2023.*