

УДК 686.12.056

КОМПЛЕКСНИЙ АНАЛІЗ ФУНКЦІОНУВАННЯ МЕХАНІЗМІВ ПРИВОДА НАТИСКНОЇ ПЛИТИ У ШТАНЦЮВАЛЬНИХ ПРЕСАХ

І. І. Ререї¹, В. В. Влах¹, О. Б. Книш¹, О. І. Млинко²

¹Українська академія друкарства,
вул. Під Голоском, 19, Львів, 79020, Україна

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

У технологічному ланцюжку виготовлення картонного пакування важливою є операція штанцювання картонних розгорток на аркушевих тигельних пресах. У них реалізоване плоске штанцювання заготовок завдяки застосуванню механізмів привода натискної плити, яка переміщується плоско-паралельно до статично закріпленої нерухомої плити з формою. У складі виконаного дослідження наведено огляд праць науковців, які проводили аналіз наявних механізмів та вказали на недоліки і переваги їх функціонування. За результатами огляду встановлено, що важільні розклинювальні механізми забезпечують процес переборювання значних технологічних зусиль внаслідок штанцювання картонних заготовок, проте наділені функціональними недоліками, пов'язаними з коливним рухом натискної плити. Для їх усунення запропоновано низку нових механізмів, які забезпечують строге вертикальне переміщення натискної плити, проте їх конструкція децю ускладнена. Окреслено перспективу удосконалення штанцювальних пресів для збільшення їх продуктивності, забезпечення потрібної якості відштанцьованої продукції та енергоефективності процесу.

Ключові слова: *штанцювальний прес, натискна плита, картонна розгортка, технологічне зусилля, розклинювальний механізм.*

Постановка проблеми. Значний сегмент ринку (36 %) споживчого пакування займає картонне [1] і, згідно з прогнозом Всесвітньої організації, його ринок продовжує зростати. Властивості сировини, принципи виробництва та управління навколишнім середовищем і відходами є основними характеристиками, через які папір і картон визнали важливою складовою загального сектора ринку пакування [2]. Паперово-картонна тара має естетичний зовнішній вигляд, експлуатаційні властивості, що уможлиблює її використання в різних галузях промисловості.

У процесі виготовлення розгорток картонного пакування основною операцією є штанцювання картонних розгорток, що є комплексом технологічних складових, які передбачають висікання картону (розділення волокна методом його руйнування та утворення конфігурації розгортки) [3], формування ліній згину (ущільнення бігувальних ліній), перфорування та ін.

Для виготовлення розгорток картонного пакування широко використовують обладнання відомих закордонних фірм. Найпоширенішими є плоскі штанцювальні преси, в яких важливі функції виконують механізми переміщення натискної плити для забезпечення висікання розгорток уздовж контуру, бігування (перфорування) ліній згину. Такі механізми забезпечують процес штанцювання завдяки вертикальному переміщенню плити. Висікання картону та супутні операції супроводжуються переборюванням натискною плитою значних технологічних навантажень, що виникають унаслідок проникнення технологічних інструментів штанцформи в картонну заготовку.

Сьогодні актуалізується задача удосконалення механізмів привода натискної плити через потребу забезпечення енергоефективності та потрібної продуктивності штанцювального обладнання, підвищення якості отриманого продукту. Важливий напрям досліджень пов'язаний зі спрощенням конструкції механізмів, забезпеченням зручності обслуговування та налагодження їх функціонування.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Аналіз у відкритому публікаційному просторі кінематичних та кінетостатичних параметрів механізмів привода натискної плити у штанцювальному обладнанні засвідчив інформаційну обмеженість. Проте відомі наукові праці вчених, які аналізували функціонування наявних механізмів, що застосовуються на виробництві, та удосконалювали їх шляхом розроблення нових механізмів для усунення наявних недоліків [4].

У праці [5] проведено порівняльний аналіз наявних механізмів привода натискної плити штанцювального преса, наведено табличні результати з присвоєними умовними балами оцінюваного параметра. За результатами дослідження «переможцем рейтингу» визнано розклинювальні важільні механізми, що уможливають переборювання значних технологічних опорів внаслідок штанцювання картону (більше 600 тонн).

Незважаючи на переваги, такі механізми мають недоліки, які пов'язані з наявністю несинхронних рухів натискної плити, що негативно впливає на експлуатаційні характеристики: спричиняє незручності та збільшує час на налагодження пресів перед початком роботи [6]. Як приклад, для компенсування несиметричного переміщення натискної плити необхідно експериментальним способом забезпечувати положення штанцювальної форми на нерухомій плиті у спосіб, що визначає її кутове розташування. Такий процес має і негативні економічні показники. Для усунення недоліків, пов'язаних з хитним переміщенням натискної плити, у праці [7] запропоновано зменшити кут розмаху двоплечого кривошипа на приводному валу. Така зміна суттєво не впливає на складність конструкції, проте і такий варіант модернізації не вирішує експлуатаційні недоліки преса.

У публікації [8] запропоновано вирішувати проблему коливного руху та забезпечувати натискній плиті строгий вертикальний рух шляхом доукомплектування привода механізмом конічних зубчатих передач для забезпечення симетричного руху як правого, так і лівого контурів механізму. Проте така конструкція механізму привода натискної плити суттєво ускладнюється. Автори статті [9] запропонували замінити привод розклинювального механізму з ексцентрикового на кулачковий,

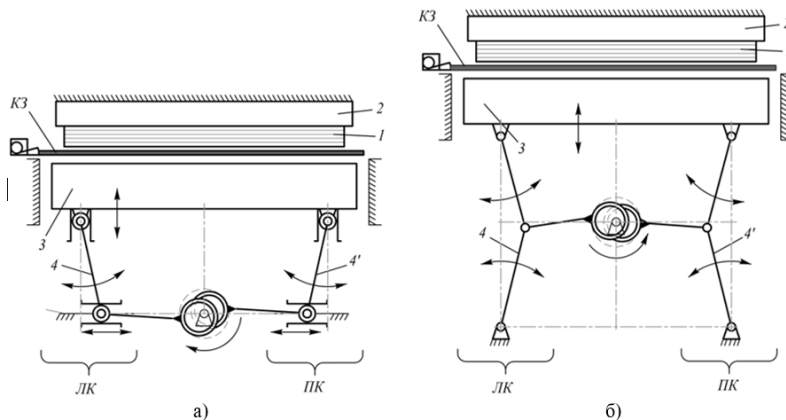
що, на їхню думку, дасть змогу досягнути строго вертикального переміщення натискної плити та виконувати процес штанцювання двічі за один цикловий оберт головного вала. Ще декілька варіантів застосування кулачкових механізмів у складі привода розклинювальних механізмів запропоновано китайськими вченими у працях [10, 11].

Принципово новий механізм запропоновано у праці [12] для удосконалення привода штанцювального преса завдяки зменшенню його габаритів та спрощення конструкції. Пропонований механізм спроможний забезпечувати точне переміщення натискної плити та компактну будову привода завдяки розташуванню його елементів у горизонтальній площині преса з використанням гайок, зафіксованих до її кутів, у які вкручені вертикальні гвинти із зубчастими колесами. Вертикальне переміщення натискної плити забезпечує центральне зубчасте колесо, що контактує з чотирма зубчастими колесами гвинтів. Колесо приводить в реверсивно-коливальний рух чотириланковик.

Оригінальний механізм запропоновано у публікації [13], в якому привод укомплектовано додатковим кулісним механізмом. У такому механізмі мінімізовано ударні навантаження привода через перерозподіл тривалості холостого та робочого ходів натискної плити, проте кулісний механізм ускладнює конструкцію преса.

Мета статті — провести комплексний аналіз функціонування механізмів привода натискної плити у штанцювальних пресах для оцінки ефективності їх застосування, окреслити напрями удосконалення для створення сприятливих умов виконання технологічної операції штанцювання картонних заготовок, покращення енергоефективності процесу.

Виклад основного матеріалу дослідження. Під час виконання дослідження проведено аналіз кінематичних параметрів механізмів штанцювальних пресів, що складаються із штанцювальної форми 1 (рис. 1, а–г), закріпленої до плити 2, рухомої плити 3, правого (ПК) 4 та лівого (ЛК) 4' контурів її привода. На початку робочого ходу натискна плита розміщена у крайньому нижньому (верхньому) положенні. Після подачі кареткою (на рисунках не позначено) картонної заготовки КЗ в робочу зону преса привод забезпечує натискній плиті 3 вертикальне переміщення для виконання операції штанцювання картону.



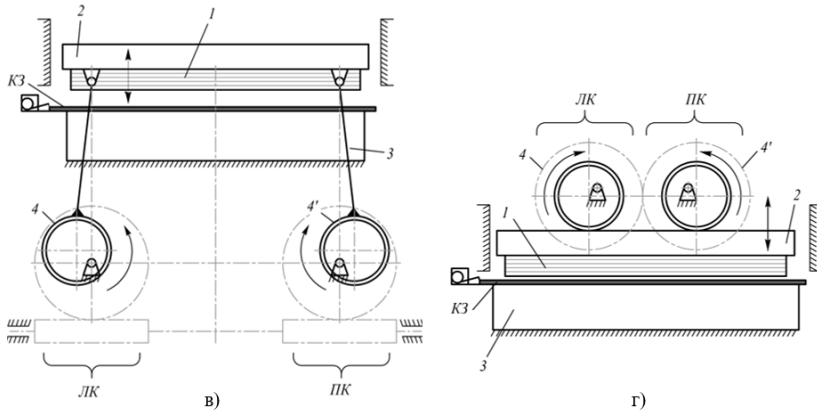


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів привода натискної плити у штанцювальних пресах: двоповзунний (а), розклинювальний (б), ексцентрово-повзунний (в), ексцентровий (г); ЛК — лівий контур, ПК — правий контур

У двоповзунному механізмі (рис. 1, а), як і в розклинювальному (рис. 1, б), розміщено ексцентрикові механізми на приводному валу. У цих механізмів рухомою є нижня натискна плита 3, що переміщується до штанцювальної форми 1, яка закріплена до верхньої нерухомої плити 2, за допомогою складових 4, 4' контурів. Проте механізми різняться тим, що в двоповзунному нижні повзуни кочення [14] забезпечують строго паралельний рух натискній плиті 3. Окрім того, його використання забезпечує компактну побудову преса.

В ексцентрово-повзунному (рис. 1, в) та ексцентровому (рис. 1, г) механізмах рухомою є верхня плита 2, до якої закріплена плоска штанцювальна форма 1. Ексцентрово-повзунний механізм (порівняно з ексцентровим) має складнішу побудову через те, що ексцентрики розміщені в нижній частині преса і приводять в рух плиту зі штанцформою через шатуни. Для забезпечення синхронного обертання у першому механізмі ексцентрики приєднані до черв'ячних коліс, які отримують рух від черв'яків. У другому механізмі переміщення плити забезпечують ексцентрики, що обертаються назустріч завдяки приводу від зубчастих коліс.

Аналіз побудови досліджуваних механізмів наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Параметр складності побудови досліджуваних механізмів

Вид механізму	Побудова		
	Проста	Середня	Складна
Двоповзунний		+	
Розклинювальний		+	
Ексцентрово-повзунний			+
Ексцентровий	+		

У дослідженні вищеописаних механізмів проведено геометричні та кінематичні розрахунки, аналітичні залежності, на основі яких проведені розрахунки, наведені у табл. 2.

За залежностями, наведеними у табл. 2, виконано розрахунки відносних параметрів натискної плити: переміщення, швидкості та прискорення, результати яких графічно зображено на рис. 2. Як видно з графіків відносного переміщення натискної плити (рис. 2, а), характер кривих для ексцентриково-повзунного та ексцентрикового механізмів схожий. Він засвідчує, що в цих механізмах натискна плита швидше переміщується до нерухомої та триваліше перебуває в зоні виконання технологічної операції штанцювання розгорток. У розклинювальному механізмі переміщення правого та лівого боку натискної плити несинхронні, що спричинює її коливальний рух. У двоповзунному механізмі, як і в розклинювальному, натискна плита плавніше переміщується до крайнього положення.

Таблиця 2

**Аналітичні залежності
для розрахунку параметрів натискної плити
у механізмах різного типу**

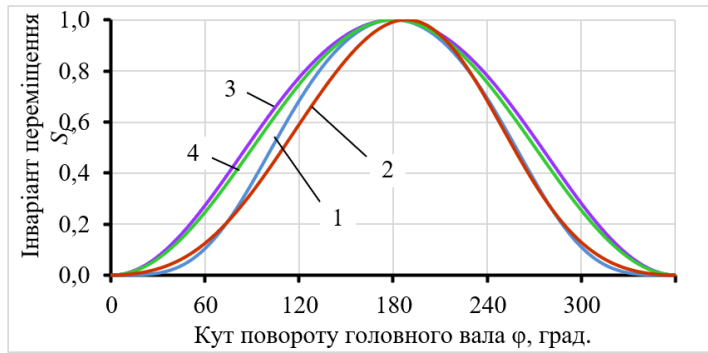
№ з/п	Параметр натискної плити	Тип механізму	Аналітичні залежності
1	2	3	4
1	Відносне переміщення	Двоповзунний	$S_i = H_i - \lambda_{21} \cdot \sin \mu, \quad (1.1)$ де H_i — відносний вертикальний розмір комбінованого механізму в крайньому верхньому положенні повзуна; λ_{21} — відносна довжина шатуна механізму веденого контуру; μ — кут нахилу шатуна веденого контуру до вертикальної осі
		Розклинювальний	$S_i = H_i - 2\lambda_{22} \cdot \cos \theta, \quad (1.2)$ де λ_{22} — відносна довжина шатуна механізму веденого контуру; θ — кут нахилу шатуна механізму веденого контуру до горизонтальної осі
		Ексцентриково-повзунний	$S_i = H_i - \cos \varphi - \lambda_1 \cdot \cos \nu, \quad (1.3)$ де φ — кут повороту ексцентрика; λ_1 — відносна довжина шатуна ексцентрикового механізму; ν — кут нахилу шатуна до вертикальної осі
		Ексцентриковий	$S_i = 1 - \cos \varphi, \quad (1.4)$ де φ — кут повороту ексцентрика

Продовж. табл.

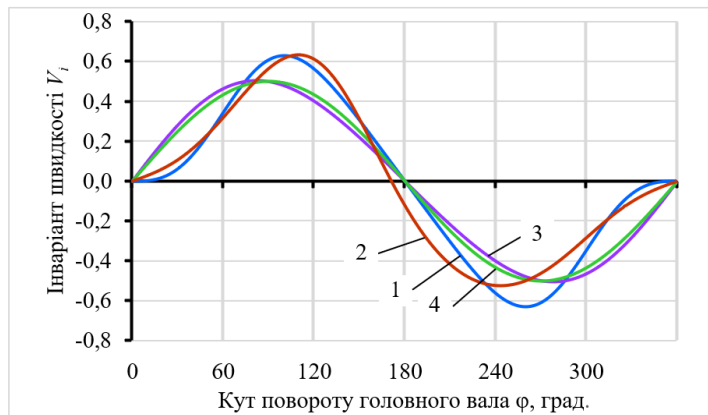
1	2	3	4
2	Відносна швидкість	Двоповзунний	$V_i = -\lambda_{21} \cdot \cos \mu \cdot \omega_3$, (2.1) де ω_{21} — кутова швидкість шатуна механізму веденого контуру
		Розклинювальний	$V_i = 2\lambda_{22} \cdot \sin \theta \cdot \omega_{22}$, (2.2) де ω_{22} — кутова швидкість шатуна механізму веденого контуру
		Ексцентрикovo-повзунний	$V_i = \sin \varphi + \lambda_1 \cdot \sin \nu$ (2.3)
		Ексцентриковий	$V_i = \sin \varphi$ (2.4)
3	Відносне прискорення	Двоповзунний	$W_i = \lambda_{21} [\sin \mu \cdot \omega_{21}^2 - \cos \mu \cdot \varepsilon_{21}]$, (3.1) де ε_{21} — кутове прискорення шатуна механізму веденого контуру
		Розклинювальний	$W_i = 2\lambda_{21} [\cos \theta \cdot \omega_{21}^2 + \sin \theta \cdot \varepsilon_{21}]$, (3.2) де ε_{21} — кутове прискорення шатуна механізму веденого контуру
		Ексцентрикovo-повзунний	$W_i = \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \nu + \frac{\cos \varphi^2}{\lambda_1 \cdot \cos \nu^2}$ (3.3)
		Ексцентриковий	$W_i = \cos \varphi$ (3.4)

Зважаючи на результати аналізу відносної швидкості натискної плити, найбільші її піки характерні для двоповзунного і розклинювального механізмів (рис. 2, б). Уповільнений розгін плити виявлено у двоповзунному механізмі, а в ексцентрикovo-повзунному — прискорений. Окрім того, графіки зміни відносної швидкості натискної плити в ексцентрикovo-повзунному та ексцентрикovому механізмах аналогічні.

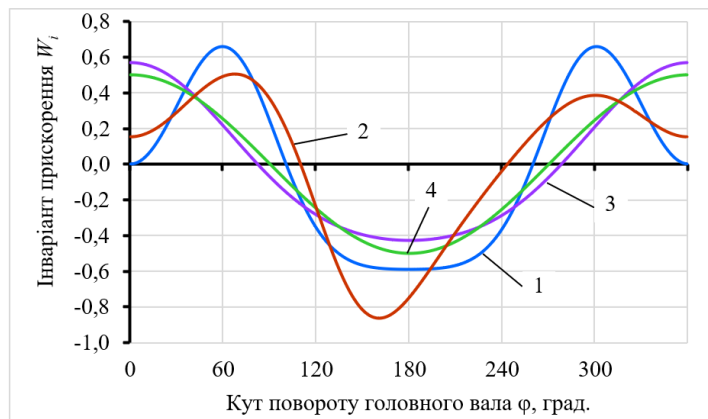
Як видно з графіків відносного прискорення натискної плити в досліджуваних механізмах, розклинювальний забезпечує в момент контакту зі штанцювальною формою максимальне його значення (рис. 2, в). У цьому випадку максимально задіяна сила інерції маси натискної плити у процесі штанцювання розгортки для переборювання технологічного опору. В ексцентрикovому та ексцентрикovo-повзунному механізмах старт циклу супроводжується піковими значеннями відносного прискорення натискної плити, що вимагає енергетичних витрат на подолання інерційного навантаження на цьому етапі. Двоповзунний механізм забезпечує майже незмінне відносне прискорення натискної плити протягом кута повороту головної вала в межах 165–195° протягом фази штанцювання розгортки.



а)



б)



в)

Рис. 2. Графіки залежностей від кута повороту головного вала відносних параметрів натискної плити: переміщення (а), швидкості (б), прискорення (в) в двоповзунному (1), розклинювальному (2), ексцентриково-повзунному (3) та ексцентриковому (4) механізмах

Висновки. Проведено огляд наукових публікацій та винаходів, що стосуються проблеми удосконалення механізмів привода натискної плити штанцювальних пресів. За допомогою аналізу встановлено, що науковці запропонували низку нових механізмів, які усувають певні недоліки наявних та покращують їх експлуатаційні характеристики.

Проведено геометричні та кінематичні дослідження низки наявних механізмів: двоповзунного, розклинювального, ексцентриково-повзунного та ексцентрикового. Проаналізовано та обґрунтовано отримані результати з погляду ефективності застосування. У випадку застосування розклинювального механізму максимально задіяна сила інерції маси натискної плити у процесі штанцювання розгортки для переборювання технологічного опору натискною плитою. Двоповзунний механізм забезпечує майже незмінне відносне прискорення натискної плити протягом тривалого кута повороту головного вала, що визначає фазу штанцювання розгортки.

Проведене комплексне дослідження підтверджує, що задача удосконалення механізмів привода натискної плити у штанцювальному обладнанні є актуальною в напрямках енергоефективності та продуктивності процесу, забезпечення якості штанцювання розгортки з картону.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Emblem A., Emblem H. *Packaging Technology: Fundamentals, Materials and Processes* (Woodhead Publishing in Materials), 1st Edition. Oxford : Woodhead Publishing, 2012. 600 p.
2. Kirwan MJ. *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology*, 2nd Edition. Oxford : John Wiley & Sons, 2013. 432 p.
3. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
4. Experimental evaluation of eccentric mechanism power loading of movable pressure plate in die-cutting press / Knysh O., Rehei I., Kandiak N., Ternytskyi S., Ivaskiv B. *Acta mechanica et automatica*. 2022. Vol. 16. № 3. Pp. 266–273. Doi: 10.2478/ama-2022-0032.
5. Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. Аналіз механізмів преса штанцювальних автоматів. Наукові записки [Української академії друкарства]. 2014. № 4 (49). С. 21–30.
6. Влах В. В. Удосконалення штанцювального преса застосуванням комбінованих механізмів привода натискної плити : дис. канд. техн. наук : 05.05.01. Львів, 2018. 169 с.
7. Пасіка В. Р., Влах В. В. Кінематичний синтез механізму штанцювального преса з умови рівності прямого і зворотного ходів. Поліграфія і видавнича справа. 2016. № 1 (71). С. 129–139.
8. Прес штанцювального автомата : пат. 107868 Україна: МПК (2006.06) B31B 1/14, B26F 1/38. І. І. Регей, Ю. Й. Хведчин, В. В. Зелений. № а2013 06886 ; заявл. 01.06.2013 ; опубл. 25.02.2015, Бюл. № 4. 4 с.
9. Механізм приводу натискної плити плоского штанцювального преса / Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Широков В. В., Паламар О. О. Поліграфія і видавнича справа. 2020. № 1 (79). С. 112–120.
10. Lin W., Zhou C., Huang W. Optimum design for mechanical Structures and material Properties of the dual-elbow-bar mechanism. *Hindawi Advances in Materials Science and Engineering*. 2015. Article ID 724171. 5 p. Doi: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/724171>.

11. Shen S. H., Shi X. D., Yuan Y. C. Optimal design of conjugate cam-linkage combined mechanism for pressure device in die-cutting. *Applied Mechanics and Materials* (Volume 120). Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.120.178>.
12. Experimental research of paperboard cutting in die cutting press with the screwnut transmission of drive mechanism of a movable pressure plate / Ternytskyi S., Rehei I., Kandiak N., Radikhovskiy I., Mlynko O. *Acta mechanica et automatica*. 2021. Doi: 10.2478/ama-2021-0017.
13. Параметричні дослідження механізму привода натискної плити у штанцювальному автоматі / Кузнецов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С., Регей І. І. Упаковка. 2012. № 6. С. 31–34.
14. Регей І. І., Кузнецов В. О., Влах В. В. Механізм привода натискної плити у штанцювальному обладнанні (обґрунтування удосконалення). Упаковка. 2017. № 6. С. 29–31.
15. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 180 с.

REFERENCES

1. Emblem, A., & Emblem, H. (2012). *Packaging Technology: Fundamentals, Materials and Processes* (Woodhead Publishing in Materials), 1st Edition. Oxford : Woodhead Publishing (in English).
2. Kirwan, M.J. (2013). *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology*, 2nd Edition. Oxford : John Wiley & Sons (in English).
3. Rehei, I. I. (2011). *Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia)*. Lviv : UAD (in Ukrainian).
4. Knysh, O., Rehei, I., Kandiak, N., Ternytskyi, S., & Ivaskiv, B. (2022). Experimental evaluation of eccentric mechanism power loading of movable pressure plate in die-cutting press: *Acta mechanica et automatica*, 16, 3, 266–273. Doi: 10.2478/ama-2022-0032 (in English).
5. Khvedchyn, Yu. Y., & Zelenyi, V. V. (2014). Analiz mekhanizmiv presa shtantsiivalnykh avtomativ: *Naukovi zapysky [Ukrainskoi akademii drukarstva]*, 4 (49), 21–30 (in Ukrainian).
6. Vлах, V. V. (2018). *Udoskonalennia shtantsiivalnoho presa zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvoda natysknoi plyty : dys. kand. tekhn. nauk : 05.05.01*. Lviv (in Ukrainian).
7. Pasika, V. R., & Vлах, V. V. (2016). Kinematychnyi syntezy mekhanizmu shtantsiivalnoho presa z umovy rivnosti priamoho i zvorotnoho khodiv: *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 1 (71), 129–139 (in Ukrainian).
8. *Pres shtantsiivalnoho avtomata : pat. 107868 Ukraina: MPK (2006.06) B31V 1/14, B26F 1/38*. I. I. Rehei, Yu. Y. Khvedchyn, V. V. Zelenyi. № a2013 06886 ; zaiavl. 01.06.2013 ; opubl. 25.02.2015, Biul. № 4. 4 s. (in Ukrainian).
9. Shakhbazov, Ya. O., Cheterbukh, O. Yu., Shyrovkov, V. V., & Palamar, O. O. (2020). *Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiivalnoho presa: Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 1 (79), 112–120 (in Ukrainian).
10. Lin, W., Zhou, C., & Huang, W. (2015). Optimum design for mechanical Structures and material Properties of the dual-elbow-bar mechanism. *Hindawi Advances in Materials Science and Engineering*. Article ID 724171. 5 p. Doi: <http://dx.doi.org/10.1155/2015/724171> (in English).
11. Shen, S. H., Shi, X. D., & Yuan, Y. C. Optimal design of conjugate cam-linkage combined mechanism for pressure device in die-cutting. *Applied Mechanics and Materials* (Volume 120). Doi: <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMM.120.178> (in English).

12. Ternytskyi, S., Rehei, I., Kandiak, N., Radikhovskiy, I., & Mlynko, O. (2021). Experimental research of paperboard cutting in die cutting press with the screw transmission of drive mechanism of a movable pressure plate: *Acta mechanica et automatica*. Doi: 10.2478/ama-2021-0017 (in English).
13. Kuznetsov, V. O., Kolomiets, A. B., Dmitrashchuk, V. S., & Rehei, I. I. (2012). Parametrychni doslidzhennia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu avtomati: *Upakovka*, 6, 31–34 (in Ukrainian).
14. Rehei, I. I., Kuznetsov, V. O., & Vlakh, V. V. (2017). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu obladdanni (obgruntuvannia udoskonalennia): *Upakovka*, 6, 29–31 (in Ukrainian).
15. Poliudov, O. M. (2005). *Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn*. Lviv : UAD (in Ukrainian).

doi: 10.32403/0554-4866-2022-2-84-88-98

COMPLEX ANALYSIS OF THE PRESSURE PLATE DRIVE MECHANISMS FUNCTIONING IN DIE-CUTTING PRESSES

I. I. Rehei¹, V. V. Vlakh¹, O. B. Knysh¹, O. I. Mlynko²

¹*Ukrainian Academy of Printing,
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine*

²*Lviv Polytechnic National University,
12, Stepana Bandery St., Lviv, 79013, Ukraine
regey.ivan@gmail.com,
vlakh.v.v@gmail.com,
knolehb@gmail.com,
r_oxanne@ukr.net*

In the process of manufacturing cardboard packaging, the main technological operation is stamping, which forms the configuration of the cardboard sweep. The most common is the equipment in which flat punching is implemented, in such presses the main mechanism is the drive mechanism of the movable plate, which moves parallel to the statically fixed stationary plate. This work has done research on publications and inventions for improving the die-cutting press mechanism. Here the works of world scientists are researched, who have proposed mechanisms that eliminate certain shortcomings of existing die-cutting press mechanisms but also have their own shortcomings. The authors of the article have made a kinematic analysis of already existing mechanisms (BOBST, Heidelberg) and proposed a comparative characteristic.

According to the derived equations, the relative parameters of the pressure plate (displacement, speed, and acceleration) are calculated. The curves of the pressure plates'

relative movement nature for the eccentric-sliding and eccentric mechanisms is similar. It shows that the pressure plate moves faster than the stationary one and stays longer in the technological operation of punching sweeps in these mechanisms. In the wedging mechanism, the movements of the right and left sides of the pressure plate are not synchronized, which causes its oscillating motion. In the two-slider mechanism, as in the wedge mechanism, the pressure plate moves more smoothly to the extreme position.

Based on the results of the pressure plate relative speed analysis, its most prominent peaks are characteristic of the two-slider and wedging mechanisms. Slow plate acceleration is detected in the two-slider mechanism and faster in the eccentric-slider mechanism. In addition, the graphs of changes in the relative speed of the pressure plate in the eccentric-slider and eccentric mechanisms are similar.

The wedging mechanism provides the maximum value of the relative acceleration of the pressure plate at the moment of contact with the stamping die. In this case, the pressure plate mass inertia force is maximally used in the process of punching the sweeps to overcome the technological resistance. In eccentric and eccentric-slider mechanisms, the start of the cycle is accompanied by peak values of the relative acceleration of the pressure plate, which requires energy costs to overcome the inertial load at this stage. The two-slider mechanism provides an almost constant relative acceleration of the pressure plate during the rotation angle of the main shaft in the range of 165° - 195° during the phase of punching the sweeps.

Because of the work performed, it can be stated that there is an urgent task of improving the drive mechanism of the flat die-cutting machine in terms of energy efficiency, productivity, quality of punching and ease of manufacture.

Keywords: *pressure plate, punching press, cardboard sweeper, cardboard packaging, technological effort, wedging mechanism.*

Стаття надійшла до редакції 30.09.2022.

Received 30.09.2022.