

УДК 676.84 + 62-231

## МЕТРИЧНИЙ СИНТЕЗ ШТАНЦЮВАЛЬНОЇ МАШИНИ ПЛОСКОЦИЛІНДРОВОГО ТИПУ ІЗ ОПТИМІЗОВАНОЮ КОМПОНУВАЛЬНОЮ СХЕМОЮ

А. І. Шустикевич, А. Б. Коломієць, Л. Б. Голдак

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

*Викладений аналіз номенклатури штанцювального обладнання, що застосовується для виготовлення заготовок картонних паковань і тари, дав змогу сформулювати технолого-технічні вимоги щодо його будови. Представлено штанцювальний прес з удосконаленою компоновальною схемою, а також структуру його привода. Характерною особливістю перспективного штанцювального преса є наявність нерухокої плоскої форми. Застосування запропонованого штанцювального преса з оптимізованою компоновальною схемою дасть змогу забезпечити необхідну жорсткість та точність висікання, істотне зменшення металоемності та спрощення конструкції привода. Для визначення раціональних геометричних розмірів згаданого обладнання з удосконаленою компоновальною схемою створені математичні залежності, якими визначається максимальне переміщення циліндра по формі та, отже, загальну довжину удосконаленої штанцювальної машини.*

**Ключові слова:** *друкарська машина, штанцювальний прес, плоскоциліндровий спосіб штанцювання, картон, привод, розрахунок, синтез, транспортер, габаритний розмір, паперовий стакан.*

**Постановка проблеми.** Штанцювання може здійснюватися тигельним, ротаційним або плоскоциліндровим способами. Аналіз переваг і недоліків основних принципів штанцювання виокремлює один із них — плоскоциліндровий. Преси плоскоциліндрового типу увібрали переваги одночасно як плоских, так і ротаційних пресів [1]. До цих переваг потрібно зарахувати: зручну для виготовлення і обслуговування плоску штанцювальну форму; незначні технологічні навантаження; малу енергоемність; універсальність з точки зору зміни формату і товщини картону [2]. За продуктивністю, як свідчить досвід експлуатації плоскодрукарських машин, ці преси можуть конкурувати з аналогічним обладнанням на основі двох плоских плит.

На основі досвіду використання у промисловості цього типу пресів для виготовлення заготовок картонних паковань можна сформулювати технічні вимоги щодо специфіки його будови [3]. До цих вимог належить:

- забезпечити продуктивність на рівні продуктивності сучасних плоских пресів;
- мінімізувати габарити, які б не перевищували габаритів плоских пресів для певного формату;

- забезпечити високу жорсткість преса, яка б забезпечила відсутність вібрацій і їхнього негативного впливу на технологічний процес;
- передбачити можливість створення попереднього натягу в системі преса з метою усунення необхідності приправлення штанцювальної форми;
- забезпечити ємність (висоту) стапеля самонакладу і приймального пристрою не менше 1000 мм;
- забезпечити зручність обслуговування і налагодження преса.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Літературний аналіз засвідчив, що сучасне устаткування для виготовлення розгортки картонних паковань представлено загалом штанцювальними пресами тигельного і ротаційного типів [4, 5]. Пресів плоскоциліндрового типу, за аналогією до плоскодрукарських машин, не створювалось, що пояснюється недостатньою жорсткістю преса та складністю кінематики його привода. Водночас багато старих плоскодрукарських машин в Україні переобладнано для здійснення процесу штанцювання, вимоги до якості якого не надто високі. Деякі іноземні фірми випускають машини плоскоциліндрового типу, створені на основі плоскодрукарських, для здійснення операції тиснення фольгою. Ґрунтовні дослідження наявних схем привода штанцювальних пресів виявили нерівномірність переміщення під час робочого ходу натискної плити, що негативно впливає на процес висікання [6].

На основі аналізу можливих схем будови штанцювальних пресів запропоновані нові схеми будови плоскоциліндрових пресів з перекочуванням натискного циліндра по нерухомій штанцювальній формі [7]. Дослідженню явищ, що відбуваються під час висікання плоских розгортки, присвячені праці [8, 9]. Ці дослідження є основою для запропонованих змін [10, 11] у структурі привода існуючих штанцювальних машин плоскоциліндрового типу. Було запропоновано, наприклад, використовувати кулачково-важільний механізм у праці [12], що дещо ускладнює конструкцію привода машини. Модернізація конструкцій привода подібних штанцювальних пресів є актуальною задачею, що підтверджується наявністю розробок провідних фірм галузевого машинобудування.

**Мета статті** — дослідження присвячене устаткуванню для виготовлення розгортки паковань і тари з картону, наприклад, заготовок конусоподібних паперових ємностей. Кінцевою метою є визначення раціональних геометричних розмірів згаданого обладнання з удосконаленою компоновальною схемою для забезпечення технологічних вимог виробництва.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Розроблено оптимізований варіант загальної компоновки штанцювального преса, що відповідає вищеподаним вимогам. Характерною особливістю будови такого преса є крокове переміщення листів картону подавальним транспортером, який проходить між натискним циліндром і штанцювальною формою. Натискний циліндр, перекочуючись в прямому і зворотному напрямках вздовж нерухомої штанцювальної форми, забезпечує виготовлення розгортки. Для переміщення циліндра розроблено оригінальний механізм, що забезпечує реверсування з двома однаковими паузами в крайніх положеннях. Перевагами будови преса за такою схемою є відсутність холостого

ходу натискного циліндра; порівняна простота конструкції; невеликі технологічні навантаження у процесі штанцювання.

Принципова схема будови плоскоциліндрового преса для штанцювання заготовок паковань із картону наведена на рис. 1 [10]. Характерною особливістю будови такого преса є крокова подача листів картону транспортером, який проходить між натискним циліндром і штанцювальною формою. Штанцювальний прес працює так: із стапеля 1 подавальний механізм 2 передає лист картону в захоплювачі каретки 9 транспортера 8, який подає його на штанцювальну форму 4. Натискний циліндр 6 у крайньому правому і лівому положеннях зупиняється і при цьому зрізана його частина розташовується паралельно до площини штанцювальної форми, чим забезпечується безперешкодне переміщення висічених листів картону та подача нових листів за допомогою транспортуючого засобу 8.

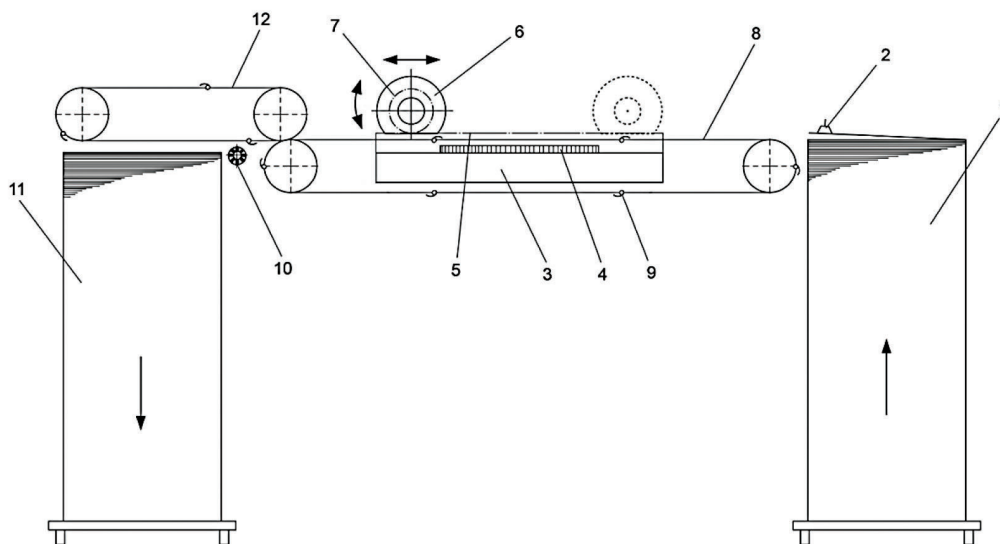


Рис. 1. Принципова схема штанцювальної машини плоскоциліндрового типу

За умови розташування натискного циліндра у крайньому правому положенні, після подачі чергового листа картону, привод циліндра забезпечує його перекочування проти годинникової стрілки. При цьому зубчастий вінець 7 циліндра контактує із зубчастою рейкою 5 станини 3. У процесі обкочування натискного циліндра по нерухомій штанцювальній формі забезпечується штанцювання картонних розгорток. У крайньому лівому положенні натискний циліндр знову зупиняється і відбувається виведення висічених розгорток і подача транспортером нового листа. При переміщенні циліндра зліва направо відбувається висікання картонних розгорток на наступному листі картону. Після чергового висікання транспортер 8 передає лист в захоплювачі вивідного транспортера 12, який виводить картонну розгортку на високостапельний приймальний пристрій 11. У випадку необхідності може бути використана гальмівна вакуумна головка 10.

Характерною особливістю будови штанцювального преса є те, що в ньому за один оберт головного вала натискний циліндр виконує два протилежні рухи з двома паузами між ними, чим забезпечується збільшення продуктивності машини.

На рис. 2 зображена розрахункова схема штанцювальної машини. Основним вихідним параметром для розрахунку плоскоциліндрового преса є формат листа картону ( $a \times b$ ). Для розрахунків приймаємо максимальний формат листа картону  $540 \times 700$  мм. Розмір листа визначатиме габарити аркушеживильного і приймального стапелів, а також розмір штанцювальної форми. Приймаємо, що по діаметру натискного циліндра розміщується менша сторона аркуша, а більша — по його довжині.

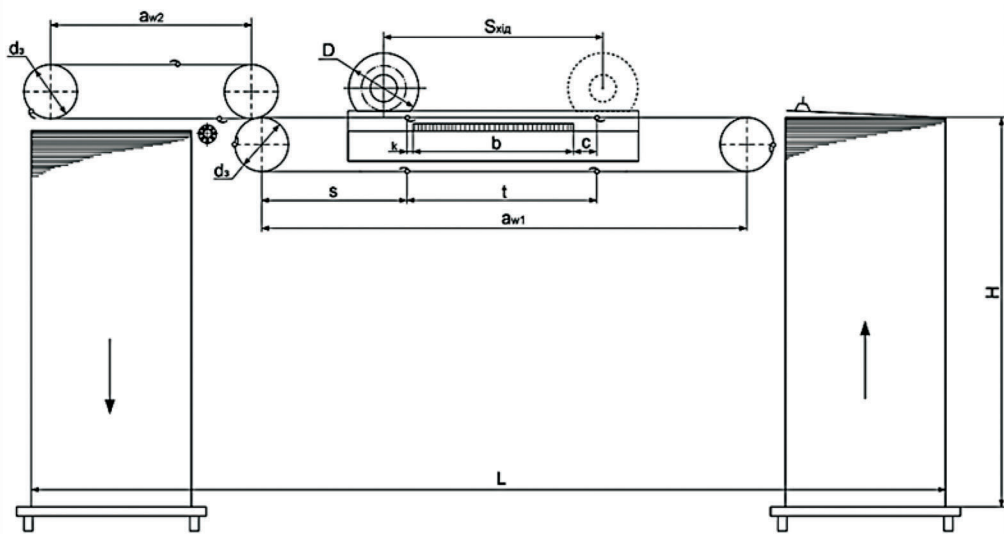


Рис. 2. Розрахункова схема штанцювальної машини із оптимізованою компоновальною схемою

Визначимо діаметр натискного циліндра і шлях, який він проходить у процесі штанцювання. Початковими величинами для розрахунку діаметра циліндра є розмір листа картону вздовж напрямку його транспортування, задані фазовим кутом періоду переміщення транспортера і кут повертання циліндра ( $2\pi$ ).

Реверсивний рух натискного циліндра по штанцювальній формі забезпечує механізм чотириланковика (рис. 3). Для розрахунку привода приймаємо такі параметри чотириланковика: довжина кривошипа  $a = 100$  мм; довжина шатуна  $b = 500$  мм; довжина коромисла  $c = 205$  мм; базовідстань  $d = 500$  мм.

Визначаємо допоміжні кути за залежностями:

$$\alpha_o = \arccos \left[ \frac{(a+b)^2 + d^2 - c^2}{2(a+b)d} \right] = \arccos \left[ \frac{(100+500)^2 + 500^2 - 205^2}{2(100+500)500} \right] = 18,8^\circ;$$

$$\delta_o = \arccos \left[ \frac{c^2 + d^2 - (b-a)^2}{2cd} \right] = \arccos \left[ \frac{205^2 + 500^2 - (500-100)^2}{2 \cdot 205 \cdot 500} \right] = 49,9^\circ.$$

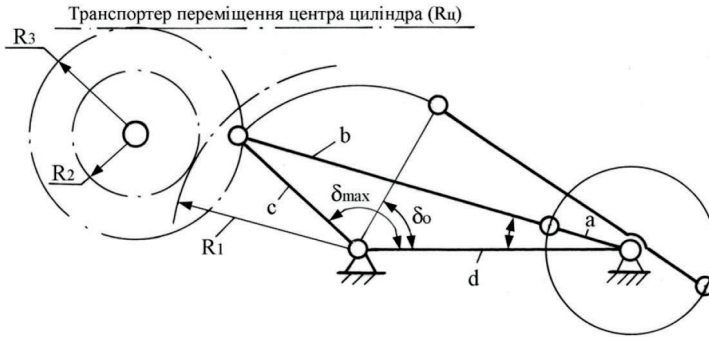


Рис. 3. Розрахункова схема чотириланковика

За один оберт кривошипа циліндр, перекочуючись по штанцювальній формі, робить два повні оберти в протилежних напрямках. Знаходимо передаточне число як співвідношення кута повороту циліндра до кута повороту коромисла чотириланковика:

$$u = \frac{2\pi}{\delta_{\max} - \delta_0} = \frac{2\pi}{60^\circ} = 6,$$

де  $\delta_{\max} - \delta_0$  — кут розмаху коромисла (задаємо).

Визначаємо радіус натискного циліндра за такою формулою:

$$R_{\text{ц}} = \frac{\Phi}{[\delta - (\delta_1 + \delta_3)]u} = \frac{540}{[1,05 + 0,87 - (0,089 + 0,103 + 0,87)]6} = 104,9 \text{ мм.}$$

Приймаємо  $R_{\text{ц}} = 105 \text{ мм.}$

Діаметр натискного циліндра

$$D_{\text{ц}} = 2R_{\text{ц}} = 2 \cdot 105 = 210 \text{ мм.}$$

Максимальне переміщення циліндра по формі

$$S_{\text{ц}} = 2\pi \cdot R_{\text{ц}} = 2 \cdot \pi \cdot 105 \cong 660 \text{ мм.}$$

Далі розраховуємо кількість кареток подавального транспортера, на яких знаходяться захоплювачі для проведення листа картону і визначаються габаритні розміри цього транспортера. Вихідними параметрами для цього розрахунку є відстань захоплювачів від штанцювальної форми ( $k \approx 10...15 \text{ мм}$ ) і крок кареток ( $t$ )

$$t \approx b + c + k,$$

де  $c$  — відстань від штанцювальної форми до наступної каретки ( $c \approx 50...100 \text{ мм}$ ).

Приймаємо крок кареток, тобто переміщення транспортера у процесі роботи машини  $S_{\text{тр}} = t = 640 \text{ мм.}$

Для визначення кількості кареток потрібно назначити діаметр зірок подавального транспортера  $d_3$ . Цю величину можна задати в межах  $150...200 \text{ мм}$  (приймаємо  $d_3 = 180 \text{ мм}$ ). Переміщення нового листа картону в захоплювачі транспортера і передача вже висіченого листа на вивідний транспортер повинна здійснюватися за мінімальної швидкості. Згідно з наведеною схемою прийнято, що каретка захоплювачів подавального транспортера після передачі висіченої розгортки в захоплювачі вивідного транспортера переміщається на величину  $\pi \cdot d_3 / 4$ , яка приблизно

відповідає 0,2...0,3 від усього робочого циклу. Тоді відстань від захоплювачів, які розміщені біля штанцювальної форми до осі обертання зірки подавального транспортера, можна визначити за формулою:

$$s = t - \frac{\pi \cdot d_s}{4} = 640 - \frac{\pi \cdot 180}{4} = 498,6 \text{ мм.}$$

Міжцентрова віддаль між зірками подавального транспортера:

$$a_{w1} = t + 2s = 640 + 2 \cdot 498,6 = 1637 \text{ мм.}$$

Загальна кількість кареток подавального транспортера:

$$n = \frac{2a_{w1} + \pi \cdot d_s}{t} = \frac{2 \cdot 1637 + \pi \cdot 180}{640} = 6.$$

Діаметр зірочок вивідного транспортера листа з висіченими на ньому розгортками можна прийняти рівними діаметру зірочок подавального транспортера. Враховуючи вищенаведену умову, щоб викладування листів на приймальний стапель здійснювалось за мінімальної швидкості, можна прийняти для даного транспортера достатнім наявність трьох кареток із захоплювачами [13]. Відстань між зірочками у цьому випадку становитиме:

$$a_{w2} = \frac{n_1 \cdot t - \pi \cdot d_s}{2} = \frac{3 \cdot 640 - \pi \cdot 180}{2} = 677,2 \text{ мм.}$$

Отже, загальна довжина штанцювальної машини становитиме:

$$L = a_{w1} + a_{w2} + 2 \cdot r_s + b = 1637 + 677,2 + 2 \cdot 90 + 540 \approx 3034 \text{ мм.}$$

Висота стапеля аркушеживильного і приймального пристроїв можна прийняти в межах  $H \approx 1000 \dots 1400$  мм.

**Висновки.** Розроблено нову перспективну схему будови штанцювального преса для висікання розгорток пакувань і тари на листовому картоні [14]. Характерною особливістю запропонованого штанцювального преса є наявність нерухокої плоскої форми, що дає змогу забезпечити необхідну жорсткість та точність висікання, а також істотне зменшення металоемності та спрощення конструкції привода цього типу машин.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чехман Я. І., Сенкусь В. Т., Дідич В. П., Босак В. О. Друкарське устаткування. Львів : УАД, 2005. С. 291.
2. Kirwan M. J. Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology, Oxford : John Wiley & Sons, 2013.
3. Song S. N. Discussion on the Factors Affecting the Accuracy of Die-cutting Machine. Innov. Appl. Sci. Technol. 2016, 20, 100.
4. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
5. Регей І. І. Енергоощадна технологія і засоби виготовлення розгорток картонного пакування. Львів : УАД, 2009. 176 с.
6. Кузнецов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. Параметричні дослідження приводи натискної плити у штанцювальному автоматі. *Упаковка*. 2012. № 6. С. 31–34.

7. Патент США № 3686987, В 31 В 1/16. Machine For and Process of Diecutting / Rene D. Colinet, William I. Bulmash. Оуб. 29.08.72. 18 с.
8. Банах Ю. О. Технологічні навантаження в процесі штанцювання і шляхи їх зменшення. *Поліграфія і видавнича справа*. 1997. № 32. С. 67–70.
9. Shigeru Nagasawa. Research Prospect of Sheet Processing for Making Boxes from Aspects of Cutting and Folding Mechanics. *Journal of Society of Packaging Science and Technology*. Japan, 2020. Vol. 29. No. 4. Pp. 257–265.
10. Пат. № 84071 (Україна). Пристрій для виготовлення розгортки картонних паковань / Чехман Я. І., Шустикевич А. І., Попович І. Я. Оубл. бюл. №17 від 10.09.2008.
11. Wang Jing, Xian Chen, Yong Li. Structure Design and Optimization Algorithm of a Lightweight Drive Rod for Precision Die-Cutting Machine. *Applied Sciences*. 2023. 13. no. 7: 4211. Doi: <https://doi.org/10.3390/app13074211>.
12. Чехман Я. І., Шустикевич А. І., Соосний кулачково-важільний механізм періодичного повороту. *Наукові записки*. 2018. № 2 (57). С. 11–15.
13. Katterfeld A. et al. Conveying and Construction Machinery. In: Grote, KH., Hefazi, H. (eds) *Springer Handbook of Mechanical Engineering*. Springer Handbooks. Springer, Cham, 2021. Doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-47035-7\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-030-47035-7_20).
14. Коломієць А. Б., Шустикевич А. І., Голдак Л. Б. Удосконалення приводу ротаційного автомата для виготовлення картонних та паперових ємкостей. Тренди Lean-виробництва та пакування харчової продукції : матеріали XI Міжнародної спеціалізованої науково-практичної конференції (25 жовтня 2022 р.). Київ : НУХТ, 2022. С. 71–72.

## REFERENCES

1. Chekhman, Ya. I., Senkus, V. T., Didych, V. P., & Bosak, V. O. (2005). *Drukarske ustatkuvannia*. Lviv : UAD (in Ukrainian).
2. Kirwan, M. J. (2013). *Handbook of Paper and Paperboard Packaging Technology*, Oxford : John Wiley & Sons (in English).
3. Song, S. N. (2016). Discussion on the Factors Affecting the Accuracy of Die-cutting Machine. *Innov. Appl. Sci. Technol.* 20, 100 (in English).
4. Rehei, I. I. (2011). *Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia)*. Lviv : UAD (in Ukrainian).
5. Rehei, I. I. (2009). *Enerhooshchadna tekhnolohiia i zasoby vyhotovlennia rozghortok kartonnoho pakovannia*. Lviv : UAD (in Ukrainian).
6. Kuznetsov, V. O., Kolomiets, A. B., & Dmitraschuk, V. S. (2012). Parametric Researches of the Press Plate Drive in Die-cutting Automat: *Upakovka*, 6, 31–34 (in Ukrainian).
7. Patent 3686987 (US), B 31 B 1/16. Machine For and Process of Diecutting / Rene D. Colinet, William I. Bulmash. Publ. 29.08.72. 18 p. (in English).
8. Banakh, Yu. O. (1997). Tekhnolohichni navantazhennia v protsesi shtantsiuwannia i shliakhy yikh zmeshennia: *Polihrafiia i vydavnycha справа*, 32, 67–70 (in Ukrainian).
9. Shigeru, Nagasawa. (2020, August, 1). Research Prospect of Sheet Processing for Making Boxes from Aspects of Cutting and Folding Mechanics: *Journal of Society of Packaging Science and Technology*, Japan, 29, 4, 257–265 (in English).

10. Pat. № 84071 (Ukraine). Prystrii dlia vyhotovlennia rozghortok kartonnykh pakovan / Chekhman Ya. I., Shustykevych A. I., Popovych I. Ia. Publ. biul. №17 10.09.2008 (in Ukrainian).
11. Wang, Jing, Xian, Chen, & Yong, Li. (2023). Structure Design and Optimization Algorithm of a Lightweight Drive Rod for Precision Die-Cutting Machine: Applied Sciences, 13, 7: 4211. Doi: <https://doi.org/10.3390/app13074211/> (in English).
12. Chekhman, Ya. I., & Shustykuvych, A. I. (2018). Soosnyi kulachkovo-vazhilnyi mekhanizm periodychnoho povorotu: Naukovi zapysky, 2 (57) 11–15 (in Ukrainian).
13. Katterfeld, A. et al. (2021). Conveying and Construction Machinery. In: Grote, KH., Hefazi, H. (eds) Springer Handbook of Mechanical Engineering. Springer Handbooks. Springer, Cham. Doi: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-47035-7\\_20](https://doi.org/10.1007/978-3-030-47035-7_20) (in English).
14. Kolomiets, A. B., Shustykevych, A. I., & Holdak, L. B. (2022). Udoskonalennia pryvodu rotatsiinoho avtomata dlia vyhotovlennia kartonnykh ta paperovykh yemkosteï. Trendy Lean-vyrobnytstva ta pakuvannia kharchovoi produktsii : materialy KhI Mizhnarodnoi spetsializovanoi naukovo-praktychnoi konferentsii (25 zhovtnia 2022 r.). Kyiv : NUKhT, 71–72 (in Ukrainian).

doi: 10.32403/0554-4866-2024-1-87-165-173

## METRIC SYNTHESIS OF FLAT-BED DIE-CUTTING PRESS WITH OPTIMIZED COMPONENT STRUCTURE

A. I. Shustykevych, A. B. Kolomiets, L. B. Holdak

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

*An inspection and analysis of the existing machines for die-cutting of cardboard sheet blanks as part of the printing house's equipment, is carried out. Advantages are found in their work based on flat-bed component structure, which affects the accuracy of positioning the blanks and can have a positive effect on the technologic and technic characteristics of the machines. The design of the press component structure for die-cutting of cardboard sheet blanks, which provides it with stepless movement, is developed. Therefore, it is proposed to use the four-linkage mechanism for driving of the main units of the press. This is important to achieve the needed effect when using a wide range of printing materials – from paper to corrugated cardboard. The mechanism's metric characteristics is selected according to the production requirements. The selected flat-bed die-cutting press can perform high-quality work with a minimal power. It meets the needs of most known post-press equipment, where a need to die-cut of paperboard sheet blanks exists.*

*Analytical dependencies are derived, on the basis of which calculations of metric, kinematic and thus power parameters of the device are carried out. It is proven that the drive power of the sheet table's movement is directly dependent on the physical and*



*geometric properties of the cardboard used during die-cutting of the paper cup bodies sheet. The results of the study determined the nature and magnitude of the influence of the mentioned parameters of the equipment and dimensions of cardboard blanks on the metric characteristics of the die press optimized component structure. The studies are useful for designing new or upgrading the existing equipment.*

**Keywords:** *printing press, die-cutting press, flat-bed, cardboard, drive, calculation, synthesis, transporter, overall size, paper cup.*

*Стаття надійшла до редакції 06.05.2024.*

*Received 06.05.2024.*