

УДК 621.01

## ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ КОНСТРУКЦІЇ ПЛОСКОГО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА НА КІНЕМАТИЧНІ ПАРАМЕТРИ

О. Ю. Четербух, Я. О. Шахбазов, С. В. Терницький

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

*Проаналізовано причини популярності споживчого картонного пакування серед споживачів. Наведені основні переваги картону порівняно з іншими матеріалами, які використовуються для виготовлення споживчого та промислового пакування. Описано класифікацію штанцювального устаткування за формою робочих контактних поверхонь. Перераховані основні переваги і недоліки штанцювального устаткування з різною формою робочих контактних поверхонь. Наведено схему та опис плоского штанцювального преса, для якого виконувались аналітичні дослідження. Обґрунтовано важливість раціонального вибору геометричних розмірів та їхній вплив на кінематичні параметри устаткування. Наведено методiku аналітичного розрахунку геометричних розмірів розглянутого плоского штанцювального преса. Проаналізовано наукові праці, які присвячені дослідженню кінематичних параметрів устаткування, яке використовують для виготовлення розгортки картонного пакування, зокрема плоских штанцювальних пресів. Проведено аналітичні дослідження впливу зміни геометричних розмірів конструкції плоского штанцювального преса на його кінематичні параметри.*

**Ключові слова:** *плоский штанцювальний прес, кінематичні параметри, закон періодичного руху, схема, методика, аналітичний розрахунок.*

**Постановка проблеми.** Раціональний вибір геометричних розмірів конструкції забезпечує не лише мінімальні габаритні розміри устаткування, а й впливає на інші параметри, зокрема на кінематичні та енергосилові. Оскільки в плоских штанцювальних пресах продуктивність роботи висока (до 9000 примірників/год), а рухомі виконавчі елементи переміщуються із великою швидкістю, то дослідження мінімізації кінематичних параметрів, таких як швидкість та пришвидшення, є важливим етапом при синтезі устаткування. Особливо це питання постає щодо рухомої натискної плити, яка безпосередньо здійснює штанцювання картонних заготовок. А враховуючи, що вона має велику масу та зворотно-поступально переміщується, то дослідження її кінематичних параметрів є надзвичайно важливим, оскільки від їхньої величини залежатимуть зусилля інерції і потужність усього устаткування.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** У праці [1] проаналізована схема аркушевої штанцювальної машини, яка використовується для виготовлення

розгорток картонного пакування. Досліджено особливості роботи механізму привода натискної плити плоского штанцювального преса. Виявлено вплив кінематичних параметрів рухомих виконавчих елементів конструкції на розподіл навантажень механізму привода. Наведені рекомендації щодо уникнення поломок механізму привода та підвищення продуктивності штанцювального устаткування, зокрема завдяки зміні руху повзунів натискної плити.

У праці [2] проаналізовано конструкцію механізму привода рухомої натискної плити плоского штанцювального преса, який містить шарнірний чотириланковик, в результаті чого стало відомо, що ліві та праві повзуни здійснюють несинхронне переміщення. Запропоновано нову конструкцію механізму привода, що містить дві пари кривошипно-повзунних контурів — ведучих і ведених, в якому, за результатами дослідження, забезпечується однакова швидкість повзунів протягом робочого і зворотного ходів та паралельне переміщення натискної плити відносно нерухомої опорної плити. Наведено методику аналітичного дослідження кінематичних параметрів переміщення повзунів, які приєднанні до рухомої натискної плити плоского штанцювального преса. Встановлено, що операція штанцювання розгорток картонного пакування відбувається за відсутності пришвидшення натискної плити.

У публікації [3] наведено синтез механізму привода натискної плити плоского штанцювального преса, який забезпечує рівність робочого та зворотного ходів натискної плити та уникнення її коливного переміщення відносно площини нерухомої опорної плити. Наведено математичні моделі для аналітичного дослідження кінематичних параметрів механізму привода настирної плити.

У праці [4] продемонстровано класифікацію законів періодичного руху (ЗПР) вихідних ланок, що використовуються в кулачкових механізмах в пакувальному устаткуванні. Наведений їхній опис та аналіз, рекомендації щодо вибору. Подано методику аналітичного розрахунку кулачкових механізмів, що може бути використана для синтезу механізмів привода натискної плити плоских штанцювальних пресів.

У праці [5] проведено аналіз аналітичних досліджень кінематичних параметрів механізмів привода натискної плити плоских штанцювальних пресів. Наведено структурну та кінематичну схеми досліджуваного механізму привода. Представлено методику аналітичного дослідження кінематичних параметрів механізму привода натискної плити плоского штанцювального преса. Проведено порівняльну характеристику кінематичних параметрів механізму привода для двох ЗПР вихідної ланки.

У вищеперерахованих дослідженнях [1–3, 5] проводиться синтез кінематичних параметрів механізмів привода натискної плити плоских штанцювальних пресів, однак недостатньо уваги приділено впливу на їхні показники геометричних розмірів конструкції.

**Мета статті** — дослідження впливу зміни геометричних розмірів конструкції механізму привода натискної плити плоского штанцювального преса на його кінематичні параметри, що дасть змогу вибрати, окрім раціональних геометричних

розмірів, які будуть задовольняти умову матеріалоощадності, та впливати на енергосилові параметри та потужність штанцювального устаткування.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Споживча і промислова продукція, безумовно, потребує пакування, яке б забезпечувало такі вимоги: збереження належної кількості та якості продукції; захист від впливу навколишнього середовища та іншої продукції; безпечне та зручне зберігання і транспортування; захист від механічних пошкоджень; збільшення потенційних покупців.

Враховуючи сукупність вищеперахованих переваг картонного пакування та негативних наслідків від використання пакування на основі інших матеріалів, таких як поліетилен, пластик і метал, зокрема на забруднення флори та фауни, сучасний свідомий споживач дедалі частіше віддає перевагу саме картонному пакуванню. Найбільший попит серед споживачів має картонне пакування, оскільки воно характеризується найменшим навантаженням на довкілля, екологічно безпечне, має високі санітарно-гігієнічні властивості та природний характер відтворення [6]. Отже, на паперово-картонне пакування припадає від 35 до 60 % від загального обсягу пакування [6] і, як стверджують експерти, галузь її продукування буде утримувати пріоритетний розвиток і надалі.

Виготовлення картонного пакування передбачає комплекс технологічних операцій — від отримання відповідних заготовок (аркушевих або рулонних) до нанесення декоративних покриттів (лаку, фольги, тиснення тощо).

Для виготовлення розгортки картонного пакування використовують один із трьох способів розділення матеріалу: штанцювання, вирубування та вирізування. За формою робочих контактних поверхонь штанцювальне устаткування поділяється на плоске, плоскоциліндрове та ротаційне.

Ротаційне характеризується найвищою продуктивністю роботи, через те що картонні заготовки (у форматі неперервної стрічки) переміщуються між двома циліндрами, що обертаються, на одному з яких зафіксована циліндрична штанцювальна форма, а другий — здійснює необхідний натиск. Також перевагою такого устаткування є найменші технологічні навантаження, які виникають в момент виконання технологічної операції штанцювання, оскільки площа контакту двох циліндрів з картонною заготовкою мінімальна. Проте обмеження використання такого устаткування спричинене низкою суттєвих недоліків: висока вартість устаткування, виготовлення штанцювальної форми є складним і дорогим, високий брак, який виникає у процесі налаштування устаткування, що спричинений високою продуктивністю роботи. Тому таке устаткування рекомендовано використовувати під час виготовлення великих тиражів продукції.

Плоскоциліндрове устаткування містить плоску штанцювальну форму, яка закріплена на талері, що зворотно-поступально переміщується разом з картонною заготовкою, і циліндра, який здійснює обертання та необхідний технологічний тиск. Перевагою такого устаткування є те, що площа контакту картонної заготовки та циліндра залишається відносно невеликою, в результаті чого технологічні зусилля штанцювання є також невисокими порівняно з плоским способом. У процесі налаштування устаткування відсоток браку є менший, аніж

при ротаційному, оскільки картонні заготовки подаються у формі аркушів, і продуктивність є значно нижчою. Однак наявність зворотного ходу, який рівний довжині максимального формату картонної заготовки, є недоліком, як й інерційні навантаження, спричиненні переміщенням талера значної маси.

Плоске штанцювальне устаткування має дві плоскі пари, штанцювальну форму та рухоми натискну плиту. У результаті одночасного контакту всіх різальних інструментів по всій своїй довжині з картонною заготовкою виникають значні, найбільші серед усіх способів штанцювання, технологічні зусилля, що є основним недоліком. Переваги такого устаткування — найвища якість продукції, простота та невисокі затрати на виготовлення штанцювальної форми, відносно висока продуктивність (до 9000 примірників/год), відносна дешевизна устаткування, простота налагодження устаткування та, як результат, малий відсоток браку.

Аналіз сучасного ринку устаткування, яке використовується для виготовлення картонного пакування, демонструє, що найбільшого використання набуло саме устаткування із плоскими штанцювальними пресами.

Переміщення натискної плити в плоскому штанцювальному устаткуванні забезпечує механізм приводу, конструкція якого обмежується лише заданими технічними завданнями та конструкторською винахідливістю, і може містити різноманітні комбінації. Під час проектування нового чи удосконалення відомого устаткування, зокрема плоского, необхідно провести комплексний синтез геометричних розмірів, оскільки їхній раціональний вибір забезпечує сукупність чинників, таких як матеріалоощадність, раціональні показники кінематичних та енергосилових параметрів.

Дослідження впливу геометричних розмірів конструкції плоского штанцювального преса на його кінематичні параметри проведено для преса штанцювального автомата [7], схема якого зображена на рис. 1.

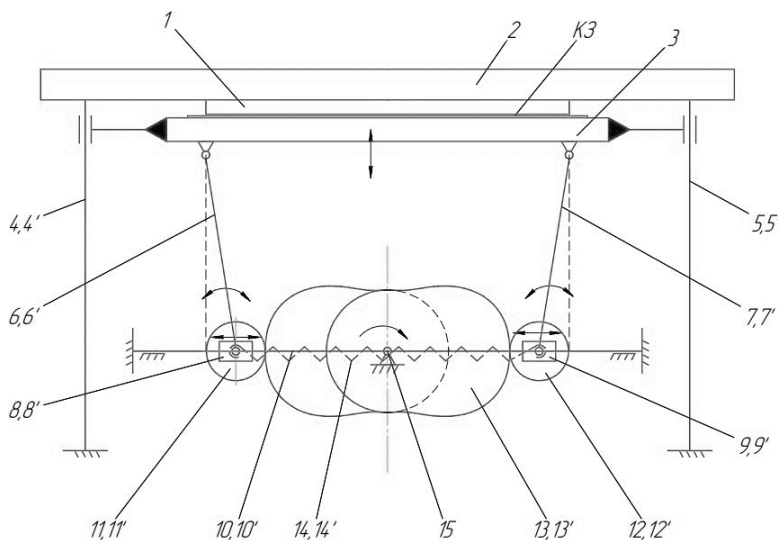


Рис. 1. Схема плоского штанцювального преса

Плоский штанцювальний прес (рис. 1) містить: плоску штанцювальну форму 1, закріплену на верхній нерухомій плиті 2; рухому натискну плиту 3, яка переміщується по вертикальним нерухомим напрямним 4, 4', 5, 5'; розклинювальних важелів 6, 6', 7, 7', які однією стороною шарнірно з'єднанні з рухомою натискною плитою 3, а іншою — шарнірно з повзунами 8, 8', 9, 9', які переміщуються по горизонтальним нерухомим напрямним 10, 10'; роликів 11, 11', 12, 12', які знаходяться в постійному контакті з кулачками 13, 13', за допомогою пружин стиску 14, 14'; приводного вала 15, на якому змонтовані кулачки 13, 13'.

Для проведення аналітичного дослідження впливу геометричних розмірів на кінематичні параметри плоского штанцювального преса розглянемо один контур механізму привода натискної плити (рис. 2).

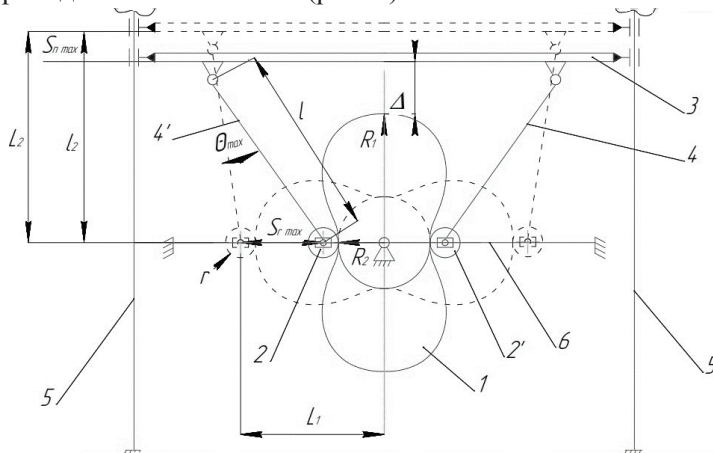


Рис. 2. Геометрична схема

Для проведення дослідження необхідно визначити деякі конструктивні параметри. Хід натискної плити  $S_{n\max}$  (рис. 2) визначається залежно від конструкції транспортувального механізму картонної заготовки крізь секції устаткування, горизонтальною відстанню  $L_1$  від центра обертання приводного вала, на якому зафіксований кулачок 1, до центра обертання ролика 2, коли він займає крайнє дальнє положення, радіусом  $r$  ролика та довжиною розклинювального важеля  $l$ . Після визначення розмірів для  $S_{n\max}$ ,  $L_1$  та  $l$  можна приступити до розрахунку решти геометричних розмірів:  $\theta_{\max}$  — максимальний кут тиску розклинювального важеля 4, коли ролик 2 знаходиться в крайньому положенні, в момент контакту з найменшим радіусом-вектором кулачка 1;  $r$  — радіус ролика 2;  $R_1, R_2$  — найбільший та найменший радіус-вектор кулачка 1;  $\Delta$  — відстань від нижньої частини рухомої натискної плити 3 до радіуса-вектора кулачка 1, який знаходиться вертикально.

Методика розрахунку геометричних розмірів досліджуваного плоского штанцювального преса наведена нижче.

Знаючи хід натискної плити  $S_{n\max}$  та довжину  $l$  розклинювального важеля можна розрахувати вертикальну відстань  $l_2$  від горизонтальної осі обертання кулачка до крайнього нижнього положення натискної плити за виразом:

$$l_2 = l - S_{nmax}. \quad (1)$$

Максимальний кут тиску  $\theta_{max}$  розклинювального важеля, враховуючи вертикальну відстань  $l_2$  і довжину  $l$  розклинювального важеля:

$$\theta_{max} = \arccos\left(\frac{l_2}{l}\right). \quad (2)$$

Розмах (максимальне переміщення) повзуна з роликком визначаємо:

$$S_{rmax} = l_2 \cdot \operatorname{tg}\left(\theta_{max} - \frac{l_2 \cdot \sin(3^\circ)}{\sin(90^\circ)}\right). \quad (3)$$

Найбільший радіус-вектор кулачка  $R_1$  можна знайти різницею між горизонтальною відстанню  $L_1$  та радіусом  $r$  ролика:

$$R_1 = L_1 - r. \quad (4)$$

Розмір найменшого радіуса-вектора кулачка  $R_2$  визначаємо різницею між горизонтальною відстанню  $L_1$ , розмаху ролика  $S_{rmax}$  та радіусом  $r$  ролика:

$$R_2 = L_1 - S_{rmax} - r. \quad (5)$$

Також необхідно розрахувати відстань  $\Delta$ :

$$\Delta = l_2 - R_1. \quad (6)$$

Для дослідження впливу геометричних розмірів конструкції плоского штанцювального преса на його кінематичні параметри використаємо методику, яка наведена у праці [4], для визначення кінематичних параметрів повзуна з роликком, а для кінематичних параметрів рухомої натискної плити — у праці [5].

Перед початком дослідження знаємо, що хід натискної плити  $S_{nmax}$  становить 0,08м, а горизонтальна відстань  $L_1$  від центру обертання приводного вала до центру обертання ролика, коли він займає крайнє дальнє положення, становить 0,40м.

Аналітичні дослідження виконуємо для чотирьох варіантів геометричних розмірів розклинювального важеля  $l$ , а саме: 0,45м, 0,50м, 0,55м та 0,60м.

Також приймаємо радіус ролика  $r = 0,04$ м.

Для зручності проведення розрахунків геометричних розмірів плоского штанцювального преса результати формуємо у вигляді табл. 1.

Таблиця 1

### Результати розрахунків геометричних розмірів

$l, \text{ м}$	$l_2, \text{ м}$	$\theta_{max}, \text{ град.}$	$S_{rmax}, \text{ м}$	$R_2, \text{ м}$	$\Delta, \text{ м}$
0,450	0,370	31,69°	0,233	0,127	0,010
0,500	0,420	29,86°	0,245	0,115	0,060
0,550	0,470	28,29°	0,257	0,103	0,110
0,600	0,520	26,93°	0,268	0,092	0,160

Проаналізувавши отримані результати геометричних розмірів, встановлено, що із збільшенням розміру розклинювального важеля  $l$  від 0,45м до 0,6м відбувається зменшення величини максимального кута тиску  $\theta_{max}$  розклинювального важеля від

31,69° до 26,93°, тобто на 17,7 %, однак спостерігається збільшення ходу повзуна з роликком  $S_{r\max}$  з 0,233 м до 0,268 м, тобто на 15,2 %.

Для аналітичного дослідження впливу геометричних розмірів конструкції плоского штанцювального преса на кінематичні параметри проводимо розрахунки при традиційному законі періодичного руху (ЗПР) вихідної ланки «косинусоїда». Де  $V_r$  — максимальні значення швидкості повзуна з роликком;  $W_r$  — максимальні значення пришвидшення повзуна з роликком;  $V_n$  — максимальні значення швидкості натискної плити;  $W_n$  — максимальні значення пришвидшення натискної плити.

Для зручності проведення розрахунків кінематичних параметрів плоского штанцювального преса результати формуємо у вигляді табл. 2.

Таблиця 2

### Максимальні значення кінематичних параметрів

$l, \text{ м}$	$V_r, \text{ м/с}$	$W_r, \text{ м/с}^2$	$V_n, \text{ м/с}$	$W_n, \text{ м/с}^2$
0,450	0,305	0,799	0,111	0,483
0,500	0,321	0,840	0,110	0,472
0,550	0,336	0,881	0,109	0,466
0,600	0,351	0,918	0,108	0,459

Проаналізувавши отримані результати максимальних значень кінематичних параметрів плоского штанцювального преса, встановлено, що із збільшенням розміру розклинювального важеля  $l$  від 0,45 м до 0,6 м відбувається зростання швидкості повзуна з роликком  $V_r$  з 0,305 м/с до 0,351 м/с, тобто на 15,08 %, та зростання пришвидшення повзуна з роликком  $W_r$  з 0,799 м/с<sup>2</sup> до 0,918 м/с<sup>2</sup>, тобто на 14,89 %, однак спостерігається зниження швидкості натискної плити  $V_n$  з 0,111 м/с до 0,108 м/с, тобто на 2,77 %, та зниження пришвидшення натискної плити  $W_n$  з 0,483 м/с<sup>2</sup> до 0,459 м/с<sup>2</sup>, тобто на 5,23 %.

**Висновки.** Проведено аналітичні дослідження впливу зміни геометричних розмірів конструкції плоского штанцювального преса на його кінематичні параметри при ЗПР вихідної ланки «косинусоїда». Розрахунки виконувались із врахуванням зміни геометричних розмірів розклинювального важеля, а саме: від 0,450 м до 0,600 м. Встановлено, що для розглянутої конструкції плоского штанцювального преса із розрахованими геометричними розмірами збільшення довжини розклинювального важеля в 1,33 рази спричинює зростання величини максимальної швидкості повзуна з роликком у 1,151 рази, зростання величини максимального пришвидшення повзуна з роликком в 1,149 рази, проте викликає зменшення величини максимальної швидкості натискної плити у 1,028 рази та зменшення величини максимального пришвидшення натискної плити в 1,052 рази. Отримані результати можуть бути використані для подальших аналітичних досліджень, зокрема енергосилових параметрів плоского штанцювального преса та трибологічних показників виконавчих елементів конструкції.

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Кузнецов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. Параметричні дослідження привода натискної плити у штанцювальній машині. Упаковка. 2012. № 6. С. 31–34.
2. Кузнецов В. О., Регей І. І., Влах В. В. Модернізація механізму привода натискної плити у штанцювальному пресі. Поліграфія і видавнича справа. 2017. № 1. С. 56–62.
3. Пасіка В. Р., Влах В. В. Кінематичний синтез механізму штанцювального преса з умови рівності прямого і зворотного ходів. Поліграфія і видавнича справа. 2016. № 1. С. 129–139.
4. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 177 с.
5. Четербух О. Ю., Шахбазов Я. О., Широков В. В. Порівняльна характеристика кінематичних параметрів плоско штанцювального преса. Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні. 2022. № 56. С. 86–95.
6. Кривошей В. М. Упаковка в нашому житті. Київ : ІАЦ «Упаковка», 2001. 160 с.
7. Прес штанцювального автомата : пат. 151852 Україна: МПК В26F 1/40 (2006.01) / Четербух О. Ю., Шахбазов Я. О. № у 2022 00766 ; заявл. 21.02.2022 ; опубл. 21.09.2022. Бюл. № 38. С. 4.

**REFERENCES**

1. Kuznietsov, V. O., Kolomiets, A. B., & Dmitrashchuk, V. S. (2012). Parametrychni doslidzhennia pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnii mashyni: Upakovka, 6, 31–34 (in Ukrainian).
2. Kuznietsov, V. O., Rehei, I. I., & Vlach, V. V. (2017). Modernizatsiia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu presi: Polihrafiia i vydavnycha справа, 1, 56–62 (in Ukrainian).
3. Pasika, V. R., & Vlach, V. V. (2016). Kinematychnyi syntez mekhanizmu shtantsiuvalnoho presa z umovy rivnosti priamoho i zvorotnoho khodiv: Polihrafiia i vydavnycha справа, 1, 129–139 (in Ukrainian).
4. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakovalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).
5. Cheterbukh, O. Yu., Shakhbazov, Ya. O., & Shyrokov, V. V. (2022). Porivniialna kharakterystyka kinematychnykh parametriv plosko shtantsiuvalnoho presa: Avtomatyzatsiia vyrobnychykh protsesiv u mashynobuduvanni ta pryladobuduvanni, 56, 86–95 (in Ukrainian).
6. Kryvoshei, V. M. (2001). Upakovka v nashomu zhytti. Kyiv : IATs «Upakovka» (in Ukrainian).
7. Pres shtantsiuvalnoho avtomata : pat. 151852 Ukraina: MPK B26F 1/40 (2006.01) / Cheterbukh O. Yu., Shakhbazov Ya. O. № u 2022 00766 ; zaiavl. 21.02.2022 ; opubl. 21.09.2022. Biul. № 38. S. 4 (in Ukrainian).



**INFLUENCE OF GEOMETRIC DIMENSIONS OF THE FLAT DIE-CUTTING PRESS CONSTRUCTION ON KINEMATIC PARAMETERS**

O. Yu. Cheterbukh, J. A. Shakhbazov, S. V. Ternytskyi

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

*The reasons for the popularity of consumer cardboard packaging among consumers are analyzed. The main advantages of cardboard compared to other materials used for the manufacture of consumer and industrial packaging are presented. The classification of die-cutting equipment according to the shape of working contact surfaces is described. The main advantages and disadvantages for flat, flat cylindrical and rotary die-cutting equipment are listed. The scheme and description of the flat die-cutting press, for which analytical research were carried out, are presented. The importance of a rational choice of geometric dimensions and their influence on kinematic parameters of the equipment is substantiated. The geometric diagram of the research of the flat die-cutting press is presented, with a graphic designation of the dimensions that must be determined in the process of analytical research. The method of analytical calculation of the geometric dimensions of the considered flat die-cutting press is presented. Scientific works devoted to the research of kinematic parameters of the equipment used for the manufacture of cardboard packaging blanks, in particular flat die-cutting presses, are analyzed. Analytical studies of the influence of the change in the geometric dimensions of the design of the flat punching press on its kinematic parameters with the law of periodic motion "cosinusoid" are carried out. The obtained results can be used for further analytical research, in particular, the energy parameters of the flat die-cutting press.*

**Keywords:** *a die-cutting press, kinematic parameters, the law of periodic motion, scheme, methodology, analytical calculation.*

*Стаття надійшла до редакції 14.02.2024.*

*Received 14.02.2024.*