

УДК 621.01

## ПОРІВНЯЛЬНА СИЛОВА ХАРАКТЕРИСТИКА ПЛОСКОШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА

О. Ю. Четербух

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

*Проаналізовано теоретичні та експериментальні дослідження, присвячені визначенню технологічно необхідних зусиль для виконання операції штанцювання картонних заготовок. Розглянуто приводний механізм натискної плити плоскоштанцювального преса, який містить приводний кулачок, пружину, ролики та розклинювальні важелі. Зображено схему дії зусиль, які виникають під час виконання операції штанцювання розгортки картонного пакування. Наведено методичку аналітичного силового розрахунку плоскоштанцювального преса. Проведено порівняльну силову характеристику плоскоштанцювального преса для двох законів періодичного руху (ЗПР) вихідної ланки (ролика) при аналогічних геометричних розмірах. Наведено рекомендації щодо вибору раціонального ЗПР для розглянутого плоскоштанцювального преса.*

**Ключові слова:** плоскоштанцювальний прес, приводний механізм, схема, технологічне зусилля, порівняльна характеристика, закон періодичного руху, методика.

**Постановка проблеми.** У штанцювальному устаткуванні найбільші зусилля виникають у момент виконання операції штанцювання розгортки картонного пакування, коли картонна заготовка контактує із штанцювальною формою. Серед усіх способів плоске штанцювання характеризується найвищими показниками технологічного зусилля, оскільки картонна заготовка одночасно контактує із всіма групами лінійок по всій їхній довжині. Технологічні зусилля штанцювання загалом залежать від погонних зусиль і загальної довжини кожної групи лінійок, тобто від габаритних розмірів та конфігурації майбутнього картонного пакування. Вплинути на величину цих зусиль ми не можемо, однак, обравши оптимальні габаритні розміри виконавчих елементів штанцювального устаткування та прийнявши раціональні закони періодичного руху вихідних ланок, можна знизити додаткові зусилля, які виникають у процесі виконання операції штанцювання.

Оскільки в плоскоштанцювальних пресах натискна плита є доволі великої маси, яка переміщується зворотно-поступально з відносно високою швидкістю, то мінімізація її інерційних зусиль є одним з головних завдань при проектуванні нового чи удосконаленні відомого штанцювального устаткування. Зменшення додаткових зусиль позитивно впливає на надійність і довговічність устаткування та знижує необхідну споживану потужність на подолання цих зусиль.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Виконані дослідження [1–3] з цієї тематики присвячені визначенню технологічно необхідних зусиль штанцювання для виготовлення розгортки картонного пакування. Так, у роботі [1] наведено результати експериментальних досліджень технологічно необхідних зусиль для кожної групи лінійок залежно від типу та напрямку волокна оброблюваного матеріалу, які дають можливість визначити загальні зусилля, що виникають у штанцювальному пресі, а також подано практичні рекомендації, якими можна скористатись для зниження технологічних зусиль. У праці [2] розроблено метод дослідження, який дав можливість отримати технологічно необхідні зусилля штанцювання картонних заготовок та зміну цих зусиль у функції переміщення інструменту. У роботі [3] проаналізовано різні способи виготовлення розгортки картонного пакування із формулюванням їхніх переваг і недоліків. Особливу увагу приділено ножичному способу різання картонних заготовок, який має наступні переваги: зменшення технологічних зусиль, порівняно із танцюванням, у 2,5–3 рази; збільшення довговічності різального інструменту; забезпечення високої якості вирізання картонної заготовки.

Однак вищенаведені роботи [1–3] зосереджені лише на дослідженні технологічно необхідних зусиль, які виникають під час виконання операції штанцювання картонних заготовок, на які ми не можемо вплинути, оскільки вони зумовлені габаритними розмірами і конфігурацією розгортки картонного пакування. У згаданих дослідженнях не проводився аналіз для встановлення раціональних показників додаткових зусиль, на які ми можемо вплинути, підбираючи відповідні показники геометричних і кінематичних параметрів рухомих ланок, що можуть суттєво вплинути на кінцеві результати таких важливих розрахунків, як споживана потужність устаткування, напрацювання на відмову, спрацьовування та стійкість деталей конструкції устаткування.

Знаючи результати наведених вище експериментальних та аналітичних досліджень [1–3] технологічно необхідних зусиль для штанцювання картонних заготовок, можна розпочати порівняльний силовий аналіз плоскоштанцювального преса, метою якого є визначення його раціонально оптимальних показників. Силовий аналіз є наступним етапом після визначення кінематичних показників рухомих елементів, тому при виборі законів періодичного руху вихідних елементів йому необхідно приділити особливу увагу.

**Мета статті** – здійснити порівняльну силову характеристику плоскоштанцювального преса з аналогічними геометричними розмірами для двох ЗПР вихідної ланки (ролика), приводний механізм рухомої натискної плити якого містить приводні кулачки, ролики, пружини та розклинювальні важелі.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Для виготовлення розгортки картонного пакування використовують різноманітне устаткування, в класифікацію якого може бути покладено такі основні ознаки: спосіб розділення матеріалу – штанцювальний, вирубний та вирізувальний; характер поверхні робочих органів, що створюють тиск при штанцюванні – плоский, плоскоциліндровий та ротаційний; ступінь механізації подачі аркушів картону в устаткування та виведення розгортки –

напівавтоматичний з ручним зняттям розгорток та автоматичний – за допомогою самонакладів; спосіб живлення устаткування картоном – аркушевий та рулонний; функціональне призначення – операційне як самостійний модуль, призначений для виконання окремого технологічного завдання, та агрегатний, що входить до складу виробничої лінії з узгодженими функціональними характеристиками [4].

Найбільшого використання набуло плоскоштанцювальне устаткування, що характеризується найвищою якістю готової продукції, оскільки в пресовій парі дві складові (штанцювальна форма та рухома натискна плита) плоскі, що унеможливує спотворення при створенні тиску. Порівняно з ротаційним устаткуванням виготовлення форми не таке затратне (виготовлення плоскої штанцювальної форми в 25–50 разів дешевше, ніж для ротаційного способу), а продуктивність, порівняно з плоскоциліндровим, висока (до 8000 відбитків/год.). Головним недоліком такого устаткування є значні технологічні зусилля, які пов'язані з одночасним контактом усіх груп лінійок всією довжиною із картоною заготовкою [5].

Внаслідок високої продуктивності устаткування технологічне зусилля штанцювання картонних заготовок [6–9] триває протягом короткочасної частини технологічного циклу в процесі виконання операції штанцювання, тому силовий аналіз приводного механізму натискної плити є надзвичайно важливою та відповідальною складовою при проектуванні нового або удосконаленні відомого устаткування.

Порівняльний силовий аналіз проводимо для плоскоштанцювального преса (рис. 1), принцип роботи якого наведений у праці [10].

Плоскоштанцювальний прес складається із плоскої штанцювальної форми 1, закріпленої на нерухомій плиті 2; рухомої натискної плити 3; розклинювальних важелів 4, 4'; роликів 5, 5', які перебувають у постійному контакті з приводним кулачком 6, змонтованим на приводному валу (на рис. не зображено), за допомогою пружини 7.

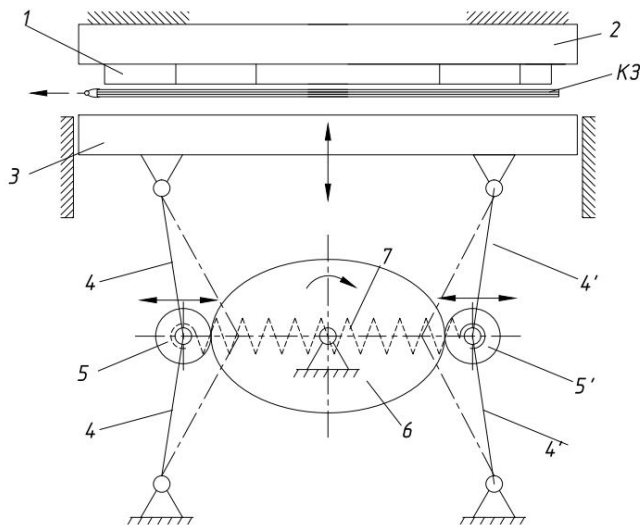


Рис. 1. Схема плоскоштанцювального преса

Порівняльна характеристика виконується для двох традиційних законів руху вихідної ланки (ролика), що використовуються в пакувальному машинобудуванні, а саме для синусоїдального та косинусоїдального ЗПР.

Для виконання силового аналізу плоскоштанцювального преса розглянемо схему дії зусиль, які виникають під час виконання технологічної операції штанцювання картонних заготовок (рис. 2).

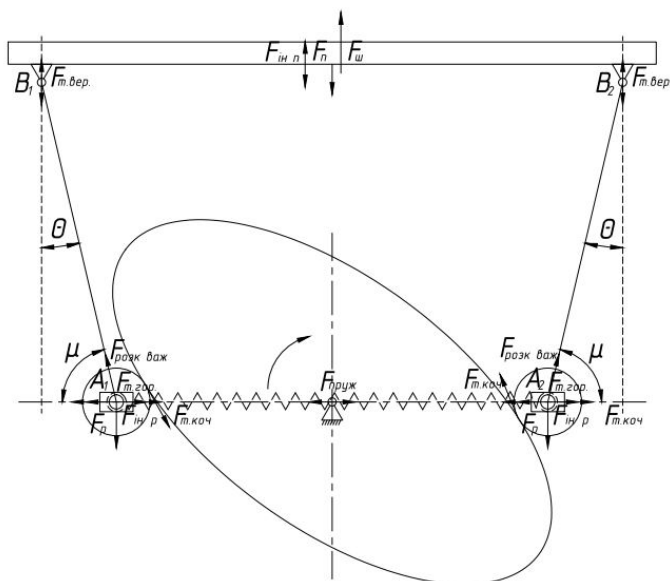


Рис. 2. Схема дій зусиль, які виникають під час штанцювання

Як видно із рис. 2, в точках  $B_1$  та  $B_2$  діють наступні зусилля:  $F_{ш.п.}$  – вага натискної плити;  $F_{ш.п.}$  – зусилля інерції маси натискної плити;  $F_{ш.}$  – технологічне зусилля штанцювання картонних заготовок. Оскільки натискна плита переміщується по чотирьох вертикальних напрямних, то в них є параметр  $F_{т.вер.}$  – зусилля тертя ковзання, що виникає у вертикальних напрямних. В точках  $A_1$  і  $A_2$  виникають наступні зусилля:  $F_{р.}$  – вага ролика;  $F_{ин.р.}$  – зусилля інерції маси ролика;  $F_{пруж.}$  – пружне зусилля пружини;  $F_{розк.важ.}$  – зусилля, яке передається розклинювальним важелем. Оскільки ролики змонтовані разом із повзунами, які забезпечують строго горизонтальне переміщення роликів, що рухаються по горизонтальній напрямній, тоді виникає зусилля тертя  $F_{т.гор.}$ . У результаті кочення роликів по поверхні приводного кулачка виникає відповідне зусилля  $F_{т.коч.}$  – зусилля кочення.

Для проведення силового аналізу задамо вихідні параметри, наприклад:  $R_2 = 94$  мм – мінімальний розмір сегмента приводного кулачка;  $\omega = 6,11$  с<sup>-1</sup> – кутова швидкість приводного кулачка; для обраного формату картонної заготовки максимальне технологічне зусилля становить  $F_{ш.} = 723200$  Н [5]; маса натискної плити  $m_{п.} = 335$  кг; маса ролика  $m_{р.} = 1,84$  кг; маса приводного кулачка  $m_{к.} = 23,08$  кг.

Для компактності та зручності проведення розрахунків деякі вхідні дані для двох ЗПР формуємо у вигляді таблиці, де  $W_{ш.}$  – позиційна швидкість натискної

плити;  $\theta$  – позиційний кут тиску розклинювального важеля;  $\mu$  – позиційний кут розклинювального важеля до горизонталі;  $S_r$  – позиційне переміщення ролика (табл. 1).

Таблиця 1

**Вхідні позиційні параметри**

№ п/п	Для синусоїдального ЗПР				Для косинусоїдального ЗПР			
	$W_n$ , м/с	$\theta$ , град.	$\mu$ , град.	$S_r$ , м	$W_n$ , м/с	$\theta$ , град.	$\mu$ , град.	$S_r$ , м
1	0	34,67	55,33	0	0,826	34,67	55,33	0
2	0,483	34,42	55,58	$1,65 \cdot 10^{-3}$	0,476	33,71	56,29	$6,26 \cdot 10^{-3}$
3	0,588	32,77	57,23	0,012	0,233	30,97	59,03	0,024
4	0,496	28,97	61,03	0,038	0,137	26,85	63,15	0,053
5	0,405	23,24	66,76	0,078	0,136	21,86	68,14	0,088
6	0,328	16,53	73,47	0,128	0,157	16,53	73,47	0,128
7	0,219	10,04	79,96	0,178	0,153	11,34	78,66	0,168
8	0,100	4,85	85,15	0,218	0,115	6,73	83,27	0,203
9	0,025	1,59	88,41	0,244	0,061	3,11	86,89	0,232
10	$1,74 \cdot 10^{-3}$	0,21	89,79	0,254	0,016	0,80	89,20	0,250
11	0	0	90,00	0,256	0	0	90,00	0,256

Позиційні зусилля інерції маси натискної плити розраховуємо виразом [11]:

$$\begin{aligned}
 F_{\text{иі}} &= m_i \cdot W_i \cdot [\omega^2 \cdot (R_2 + S_r)] = \\
 &= m_i \cdot (-l_3) \cdot [-\cos \theta \left(\frac{d\theta}{d\varphi}\right)^2 + \sin \theta \left(\frac{d_2\theta}{d\varphi^2}\right)] \cdot [\omega^2 \cdot (R_2 + S_r)] = \\
 &= m_i \cdot (-l_3) \cdot \left[\sin \theta \frac{d\omega_l}{d\varphi} - \cos \theta \frac{d\theta}{d\varphi} \cdot \omega_l\right] \cdot [\omega^2 \cdot (R_2 + S_r)] = \\
 &= m_i \cdot l_3 \cdot [\cos \theta \cdot \omega_l^2 - \sin \theta \cdot \varepsilon_l] \cdot [\omega^2 \cdot (R_2 + S_r)].
 \end{aligned}
 \tag{1}$$

Для розрахунку сумарних позиційних зусиль, які чинять опір натискній плиті під час робочого ходу, можна скористатись виразом:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{иі}} \cdot m_n \cdot g + F_{\text{инн}}.
 \tag{2}$$

Позиційні зусилля, які передаються розклинювальним важелем, визначаються з умови рівності зусиль [11] протягом ходу натискної плити та розраховуються за допомогою виразу, підставивши в чисельник позиційні значення сумарних зусиль (1), а в знаменник – позиційні значення кута тиску розклинювального важеля:

$$F_{\text{розкв.аж}} = \frac{F_{\Sigma}}{\cos \theta - f_1 \cdot \sin \theta},
 \tag{3}$$

де  $f_1$  – коефіцієнт тертя у вертикальних напрямних.

У роботах [12–14] наведено аналітичні розрахунки для визначення приведеного коефіцієнта тертя.

Отже, остаточний вираз для визначення позиційних зусиль тертя, які виникають у вертикальних напрямних, буде добутком приведеного коефіцієнта тертя позиційних зусиль, які передаються розклинювальним важелем (4) та позиційним кутом тиску розклинювального важеля, та матиме вигляд:

$$F_{m.вер.} = 1,27 \cdot f_1 \cdot F_{розкв.аж} \cdot \sin \theta. \quad (4)$$

Позиційні зусилля тертя, які виникають у горизонтальній напрямній, розраховуються як добуток приведеного коефіцієнта тертя та частки позиційних зусиль, які передаються розклинювальним важелем (3) і позиційним кутом розклинювального важеля до горизонталі, за допомогою виразу:

$$F_{m.гор.} = 1,27 \cdot f_1 \cdot \frac{F_{розкв.аж}}{\operatorname{tg}(\mu)}. \quad (5)$$

За відомим виразом можна визначити позиційні лінійні зусилля тертя кочення ролика по поверхні приводного кулачка:

$$F_{m.коч} = \frac{f_k}{r} \cdot F_{пруж}, \quad (6)$$

де  $f_k$  – коефіцієнт тертя кочення;  $r$  – радіус ролика;  $F_{пруж}$  – пружне зусилля пружини (притискне зусилля).

Принцип проведення розрахунків зусиль, які діють на приводний кулачок з боку ролика (6), та умовно розрахункове навантаження на ролик для кулачкових механізмів (7) наведено в роботі [11].

Остаточний вираз для розрахунку позиційних зусиль, які діють на приводний кулачок з боку ролика, матиме вигляд:

$$F_k = \frac{m_p \cdot g + F_{ин.р} + F_{пруж} + F_{m.гор} + \frac{F_{розкв.аж}}{\operatorname{tg}\mu} + F_{m.коч}}{\cos(\theta_2 + \beta) - f_1 \cdot \sin(\theta_2 + \beta)}, \quad (7)$$

де  $\beta$  – приведений кут тертя між приводним кулачком і роликом [11].

Остаточний вираз позиційних умовно розрахункових навантажень на ролик для кулачкових механізмів матиме вигляд:

$$F_{укрол} = \frac{(m_p \cdot g + F_{ин.р} + F_{пруж} + F_{m.гор} + \frac{F_{розкв.аж}}{\operatorname{tg}\mu} + F_{m.коч}) + c_k \cdot [\frac{m_p \cdot S_p}{T^2}]}{\cos \theta_2}, \quad (8)$$

де  $T$  – період кінематичного циклу.

Для зручності ведення порівняльної характеристики аналітичні дані формуємо у вигляді таблиць (табл. 2–3).

Основними показниками отриманих аналітичних розрахунків є максимальні значення наступних позиційних зусиль: зусилля інерції натискної плити, оскільки воно має найбільший вплив на подальші розрахунки для всіх інших позиційних зусиль; зусилля, яке діє на приводний кулачок з боку ролика, та умовно розрахункове навантаження на ролик, оскільки із збільшенням їхніх значень спостерігатиметься

інтенсивніше спрацьовування робочих контактних поверхонь приводного кулачка та ролика відповідно, що буде призводити до зміни їхньої геометрії і профілю та негативно впливатиме на роботу преса штанцювального автомата, спричинюючи нерівномірне переміщення натискної плити, тобто виникнення коливного руху.

Таблиця 2

### Позиційні параметри для синусоїдального ЗПР

№ П/П	$F_{ин.п}, Н$	$F_{\Sigma}, Н$	$F_{розк\ ваз}, Н$	$F_{т. вер}, Н$	$F_{т. гор}, Н$	$F_{т. коч}, Н$	$F_k, Н$	$F_{ум. рол}, Н$
1	0	3286,35	1073,19	77,53	94,27	178,15	1923,87	1923,48
2	578,21	3864,56	1257,35	90,26	109,42	206,78	2257,91	2238,73
3	782,84	4069,19	1293,08	88,89	105,71	199,77	2293,87	2231,69
4	819,27	4105,62	1241,96	76,40	87,32	165,02	2008,98	1926,26
5	874,03	4160,38	1182,73	59,27	64,50	121,90	1505,16	1439,80
6	910,02	4196,37	1127,79	40,75	42,51	80,33	971,06	934,50
7	743,71	4030,06	1041,62	23,06	23,42	44,26	522,10	506,36
8	391,65	3678,00	930,70	9,99	10,03	18,95	225,24	218,98
9	105,33	3391,68	850,61	3,00	3,00	5,67	76,93	73,73
10	7,58	$7,26 \cdot 10^5$	$1,82 \cdot 10^5$	84,57	84,57	159,82	1730,59	1724,67
11	0	$7,26 \cdot 10^5$	$1,82 \cdot 10^5$	0	0	0	18,05	18,05

Таблиця 3

### Позиційні параметри для косинусоїдального ЗПР

№ П/П	$F_{ин.п}, Н$	$F_{\Sigma}, Н$	$F_{розк\ ваз}, Н$	$F_{т. вер}, Н$	$F_{т. гор}, Н$	$F_{т. коч}, Н$	$F_k, Н$	$F_{ум. рол}, Н$
1	971,02	4257,37	1390,29	100,44	122,12	230,78	2489,18	2488,68
2	596,77	3883,12	1250,43	88,13	105,95	200,22	2249,02	2203,37
3	344,76	3631,11	1126,31	73,61	85,85	162,23	1903,42	1841,56
4	251,20	3537,55	1044,11	59,89	67,13	126,85	1514,04	1459,55
5	310,34	3596,69	1009,33	47,73	51,43	97,18	1155,06	1115,77
6	436,09	3722,44	1000,42	36,15	37,71	71,26	836,75	811,98
7	501,48	3787,83	985,58	24,61	25,10	47,44	551,98	538,31
8	428,76	3715,11	946,39	14,09	14,18	26,80	313,64	306,97
9	248,15	3534,50	889,76	6,13	6,14	11,60	143,02	139,69
10	70,89	$7,26 \cdot 10^5$	$1,82 \cdot 10^5$	322,56	322,60	609,63	6587,19	6545,21
11	0	$7,26 \cdot 10^5$	$1,82 \cdot 10^5$	0	0	0	15,86	13,66

**Висновки.** У дослідженні здійснено порівняльну силову характеристику плоскоштанцювального преса для двох ЗПР вихідної ланки при аналогічних геометричних розмірах. Проаналізувавши отримані результати, ми встановили, що при косинусоїдальному ЗПР максимальне зусилля інерції натискної плити є вищим в 1,07 рази; максимальне зусилля, яке діє на приводний кулачок з боку ролика, вище в 2,87 рази; максимальне умовно розрахункове навантаження на ролик більше у 2,92 рази. Оскільки швидкість роботи плоскоштанцювального преса є доволі високою, а маса натискної плити – значною, то принципово важливим критерієм у силовому аналізі є пошуки зниження всіх додаткових зусиль, які не виконують технологічну операцію штанцювання. Згідно із вищенаведеними даними можна стверджувати, що для такого плоскоштанцювального преса, приводний механізм рухомої натискної плити якого містить приводний кулачок, пружину, ролики та розклинувальні важелі, рекомендовано прийняти синусоїдальний ЗПР, який характеризується меншими показниками додаткових зусиль. Наступним етапом у дослідженні цього плоскоштанцювального преса може бути визначення максимальних контактних напружень у зоні контакту між приводним кулачком і роликом.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Банах Ю. О. Технологічні навантаження в процесі штанцювання і шляхи їх зменшення. *Поліграфія і видавнича справа*. 1997. № 32. С. 67–70.
2. Терницький С. В. Дослідження зусиль висікання розгорток картонних паковань. *Упаковка*. 2011. № 3. С. 28–31.
3. Книш О. Б., Слобода Т. В. Виготовлення розгорток картонних паковань (аналіз та шляхи усунення недоліків). *Упаковка*. 2014. № 1. С. 43–45.
4. Регей І. І. Споживче картонне пакування: матеріали, проектування, обладнання для виготовлення. Львів : УАД, 2011. 142 с.
5. Влах В. В. Удосконалення штанцювального пресу застосуванням комбінованих механізмів приводу натискної плити : автореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.01. Львів, 2018. 169 с.
6. BOBST NOVACUT 106 ER. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BOBST\\_NOVACUT\\_106\\_ER\\_EN\\_18.05.21.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BOBST_NOVACUT_106_ER_EN_18.05.21.pdf).
7. BOBST VISIONCUT 106 LE | PE | LER. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/VISIONCUT\\_106/VISIONCUT\\_106\\_LE\\_PE\\_LER\\_EN\\_BROCHURE\\_34237.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/VISIONCUT_106/VISIONCUT_106_LE_PE_LER_EN_BROCHURE_34237.pdf).
8. BOBST EXPERTCUT 106 LER | PER. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/EXPERTCUT\\_106/EXPERTCUT\\_106\\_LER\\_PER\\_EN\\_BROCHURE\\_80810.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/EXPERTCUT_106/EXPERTCUT_106_LER_PER_EN_BROCHURE_80810.pdf).
9. BOBST MASTERCUT 106 PER. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/MASTERCUT\\_106\\_PER/MASTERCUT\\_106\\_PER\\_EN\\_BROCHURE\\_45999.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/MASTERCUT_106_PER/MASTERCUT_106_PER_EN_BROCHURE_45999.pdf).
10. 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. С. 112–120.
11. Полудов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005.



12. Теорія механізмів технологічних машин: підручник для студентів механічних спеціальностей закладів вищої освіти / Попов С. В., Бучинський М. Я., Гнітько С. М., Черняхівський А. М. Харків : НТМТ, 2019. 268 с.
13. Заховайко О. П. Теорія механізмів і машин. Курс лекцій для студентів спеціальності «Динаміка і міцність машин». Київ : НТУУ «КПІ», 2010. 243 с.
14. Палище В. Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин : підруч. 2-ге вид. перероб. Львів : Афіша, 2003. 560 с.

#### REFERENCES

1. Banakh, Yu. O. (1997). Tekhnolohichni navantazhennia v protsesi shtantsiuвання і shliakhy yikh zmenshennia. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 32, 67–70 (in Ukrainian).
2. Ternytskyi, S. V. (2011). Doslidzhennia zusyl vysikannia rozghortok kartonnykh pakovan. *Upakovka*, 3, 28–31 (in Ukrainian).
3. Knysh, O. B., & Sloboda, T. V. (2014). Vyhotovlennia rozghortok kartonnykh pakovan (analiz ta shliakhy usunennia nedolikiv). *Upakovka*, 1, 43–45 (in Ukrainian).
4. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannia: materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia. Lviv : UAD (in Ukrainian).
5. Vлах, V. V. (2018). Udoskonalennia shtantsiuvalnoho presu zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvodu natysknoi plyty : avtoref. dys. kand. tekhn. nauk : 05.05.01. Lviv (in Ukrainian).
6. BOBST NOVACUT 106 ER. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BOBST\\_NOVACUT\\_106\\_ER\\_EN\\_18.05.21.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BOBST_NOVACUT_106_ER_EN_18.05.21.pdf) (in English).
7. BOBST VISIONCUT 106 LE | PE | LER. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/VISIONCUT\\_106/VISIONCUT\\_106\\_LE\\_PE\\_LER\\_EN\\_BROCHURE\\_34237.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/VISIONCUT_106/VISIONCUT_106_LE_PE_LER_EN_BROCHURE_34237.pdf) (in English).
8. BOBST EXPERTCUT 106 LER | PER. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/EXPERTCUT\\_106/EXPERTCUT\\_106\\_LER\\_PER\\_EN\\_BROCHURE\\_80810.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/EXPERTCUT_106/EXPERTCUT_106_LER_PER_EN_BROCHURE_80810.pdf) (in English).
9. BOBST MASTERCUT 106 PER. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Products/PG\\_Die-cutting\\_Stamping\\_Flexo/Brochures/MASTERCUT\\_106\\_PER/MASTERCUT\\_106\\_PER\\_EN\\_BROCHURE\\_45999.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Products/PG_Die-cutting_Stamping_Flexo/Brochures/MASTERCUT_106_PER/MASTERCUT_106_PER_EN_BROCHURE_45999.pdf) (in English).
10. Shakhbazov, Ya. O., Cheterbukh, O. Yu., Shyrovokov, V. V., & Palamar, O. O. (2020). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiuvalnoho presa. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 1, 112–120 (in Ukrainian).
11. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).
12. Popov, S. V., Buchynskyi, M. Ya., Hnitko, S. M., & Cherniavskyi, A. M. (2019). Teoriia mekhanizmiv tekhnolohichnykh mashyn: pidruchnyk dlia studentiv mekhanichnykh spetsialnosti zakladiv vyshchoi osvity. Kharkiv : NTMT (in Ukrainian).
13. Zakhovaiko, O. P. (2010). Teoriia mekhanizmiv i mashyn. Kurs leksiі dlia studentiv spetsialnosti «Dynamika i mitsnist mashyn». Kyiv : NTUU «KPI» (in Ukrainian).
14. Palyshche, V. T. (2003). Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalei mashyn. 2-he vyd. pererob. Lviv : Afisha (in Ukrainian).

## COMPARATIVE FORCE CHARACTERISTICS OF A DIE-CUTTING FLAT PRESS

O. Yu. Cheterbukh

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

*The flat die-cutting is characterized by the highest, among all methods, indicators of technological effort, since the cardboard blank is simultaneously in contact with all groups of rulers along their entire length. The technological effort of die-cutting, in general, depends on the linear effort and the total length of each group of lines, that is, on the overall dimensions and configuration of the future cardboard packaging. One cannot influence the magnitude of these efforts, however, by choosing the optimal overall dimensions of the executive elements of the die-cutting equipment and adopting rational laws of periodic movement of the output links, additional efforts can be reduced. The works, which are engaged in theoretical and experimental studies of the technologically necessary efforts to perform the operation of die-cutting cardboard blanks, are analyzed. A description of the drive mechanism of the pressure plate of the flat die-cutting press is given, which includes a drive cam, spring, rollers and levers. The scheme of actions of the forces that arise during the operation of die-cutting out the blanks of cardboard packaging is shown. The method of analytical force calculation of a flat die-cutting press is given. A comparative force characteristic of a flat die-cutting press is carried out for two laws of periodic movement of the output link (roller) with similar geometric dimensions. Recommendations for choosing a rational periodic motion law for the described flat die-cutting press are given. The main indicators are described, which should demand special attention to during the strength characteristic of the flat die-cutting press. The obtained results of the comparative force characteristic of a flat die-cutting press carried out for two laws of periodic movement of the roller with similar geometric dimensions are presented.*

**Keywords:** *flat die-cutting press, drive mechanism, scheme, effort, comparative characteristic, law of periodic movement, method.*

*Стаття надійшла до редакції 15.08.2022.*

*Received 15.08.2022.*