

УДК 621.01

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВЕЛИЧИНИ ПРУЖНОЇ ДЕФОРМАЦІЇ ДЕТАЛЕЙ ПЛОСКОШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА, ЩО ПЕРЕБУВАЮТЬ У ПОСТІЙНОМУ КОНТАКТІ

О. Ю. Четербух

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

*Визначено головні переваги та недоліки плоскоштанцювального устаткування, яке є найбільш поширеним серед способів штанцювання розгорток картонного пакування. Перераховано чинники, які безпосередньо впливають на величину технологічних зусиль, що виникають під час виконання операції штанцювання розгорток картонного пакування. Описано переваги розрахунків на міцність за величиною деформації, а не за контактними напруженнями. Подано схему плоскоштанцювального преса, для якого проводились аналітичні дослідження величини деформації деталей приводного механізму рухомої натискної плити, що перебувають у постійному контакті. Наведено вирази, за допомогою яких можна визначити максимальні контактні напруження, півширину контактної площини та величину пружної деформації у місці контакту ролика та кулачка приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса. Сформульовано результати аналітичного дослідження величини пружної деформації у місці контакту ролика та кулачка при декількох законах періодичного руху ролика приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса.*

**Ключові слова:** плоскоштанцювальний прес, приводний механізм, схема, дослідження, величина деформації.

**Постановка проблеми.** Однією з актуальних проблем сучасного машинобудування, незалежно від галузі, є проблема підвищення довговічності елементів устаткування за критерієм міцності при одночасному зниженні їхньої металоміцності. Неперервне зростання потужності, продуктивності, швидкості роботи, вантажопідйомності та інших параметрів устаткування неодмінно супроводжується збільшенням напружень у виконавчих деталях, що спричинює потребу пошуку найбільш раціонального та ефективного рішення, використовуючи новітні досягнення науки. Плоскоштанцювальне устаткування, яке характеризується високою швидкістю роботи (до 8000 примірників / год.) і значними технологічними зусиллями (найбільшими серед усіх способів виготовлення розгорток картонного пакування), потребує особливо ретельного дослідження деталей на величину деформації, оскільки саме воно визначає напрацювання на стадії розвитку тріщини від моменту їх зародження до кінцевого руйнування деталі.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Відомо, що в роботі [1] було вперше вирішено контактну задачу теорії пружності, яка є основою при контактних розрахунках деталей машин. Однак у цій роботі не було отримано залежностей для контактної деформації циліндрів з паралельними осями, дослідження обмежилось лише виразами для визначення максимального контактного тиску та півширини смуги контакту. В подальшому цією проблематикою займалось багато науковців з різних країн світу [2–7]. Однак у цих дослідженнях не проводилась порівняльна характеристика величини деформації деталей при різних законах періодичного руху вихідної ланки.

Для виготовлення розгорток картонного пакування для пакування продовольчої та промислової продукції найбільшого використання набуло плоскоштанцювальне устаткування, продуктивність якого, порівняно з плоскоциліндровим, висока – до 8000 примірників / год. [8–10], а затрати на виготовлення плоскоштанцювальної форми в 25–50 разів дешевші, аніж при ротаційному способі. Однак плоскоштанцювальне устаткування має один головний недолік, а саме – високі, найбільші серед усіх способів, технологічні зусилля штанцювання, яке обумовлено тим, що всі різальні інструменти одночасно контактують по всій своїй довжині з картонною заготовкою.

Проблематикою визначення технологічно необхідних зусиль штанцювання, які виникають між штанцювальною формою та рухомою натискною плитою, займались різні науковці, зокрема в роботах [11–13] наведено експериментальні результати досліджень. У праці [11] проводились дослідження для кожної групи різальних інструментів залежно від типу оброблювального матеріалу та напрямку їхніх волокон. У роботі [12] наведено аналіз різних способів виготовлення картонних розгорток, зокрема особлива увага зосереджена на ножичному способі, який, як стверджується, характеризується меншими (в 2,5–3 рази) технологічними зусиллями, порівняно із штанцюванням. У праці [13] розроблено метод дослідження, який дав можливість отримати величини технологічно необхідних зусиль штанцювання розгорток картонного пакування та зміну цих зусиль у функції переміщення різального інструменту.

**Мета статті** – провести дослідження та порівняльну характеристику величини деформації деталей плоскоштанцювального преса, які перебувають у постійному контакті, при декількох законах періодичного руху вихідної ланки (ролика), приводний механізм рухомої натискної плити якого містить кулачок, ролики, пружину та розклинювальні важелі.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Технологічне зусилля штанцювання картонних заготовок, яке виникає у зоні контакту між рухомою натискною плитою та штанцювальною формою, залежить від наступних факторів: загальної довжини різальних інструментів, розміщених на штанцювальній формі; властивостей матеріалу картонної заготовки; характеру розміщення різальних інструментів відносно напрямку волокон матеріалу картонної заготовки; паралельності розміщення площини штанцювальної форми та площини рухомої натискної плити; технічного стану штанцювальної секції; розміщення штанцювальної форми

відносно осей симетрії рухомої натискної плити; точності налагодження штанцювальної форми; величини спрацьовування різальних інструментів [11].

З аналізу чинників, які впливають на технологічні зусилля штанцювання, можна стверджувати, що їхня величина переважно залежить від геометричних розмірів і конфігурації заготовок картонного пакування. На величину технологічного зусилля штанцювання вплинути з метою їхнього зниження неможливо. Однак у процесі проектування нового або удосконалення відомого устаткування можна коригувати інші зусилля – зусилля інерції мас рухомих елементів конструкції, зусилля тертя та інші, вибираючи оптимальні габаритні розміри рухомих ланок і раціональні закони періодичного руху виконавчих елементів. Зниження цих зусиль може значною мірою зменшувати зусилля, які виникають в рухомих елементах, що також може спричинювати зниження контактних напружень.

Величини контактних напружень, що виникають у місці контакту робочих поверхонь виконавчих елементів, є надзвичайно важливими під час дослідження, оскільки саме вони безпосередньо впливають на головні експлуатаційні показники, а саме надійність, довговічність та безвідмовність роботи устаткування. Насамперед ці показники забезпечуються при виконанні умови на міцність. Здатність деталей витримувати прикладені навантаження без руйнування та значних деформацій забезпечує дотримання заданих геометричних розмірів та форми, що є надзвичайно важливим параметром для пакувального устаткування, зокрема штанцювального устаткування, яке потребує особливої точності.

Оскільки в штанцювальному устаткуванні, особливо при плоскому способі штанцювання, спостерігаються значні зусилля, то необхідно приділити особливу увагу дослідженню величини деформацій виконавчих деталей.

Залежно від величини контактних напружень обраного матеріалу, з якого виготовлені деталі, наявності термічної або хіміко-термічної обробки деформація може бути пластичною або пружною. Оскільки пластична деформація, на відміну від пружної, є залишковою та залишається після зняття навантаження, то вона є незадовільною.

Для дослідження величини пружної деформації виконавчих елементів плоскоштанцювального преса розглянемо прес, який містить плоскоштанцювальну форму 1 (рис.), закріплену на нерухомій плиті 2, рухому натискну плиту 3, що переміщується по вертикальних нерухомих напрямних, з якими контактують напрямні втулки рухомої натискної плити (на рис. не зображено) та приводний механізм рухомої натискної плити, який складається з розклинювальних важелів 4, 4', роликів 5, 5', що перебувають у постійному контакті з кулачком 6 за допомогою пружини розтягу 7.

Опис принципу роботи вищезазначеного приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса наведено в роботі [14].

Оскільки в досліджуваному плоскоштанцювальному пресі приводний механізм рухомої натискної плити містить ролики та кулачок, які є виконавчими елементами, то для розрахунку їхнього статичного навантаження та міцності можна скористатися методикою, яку використовують для рішення задач теорії пружності при контакті двох циліндрів з паралельними осями.

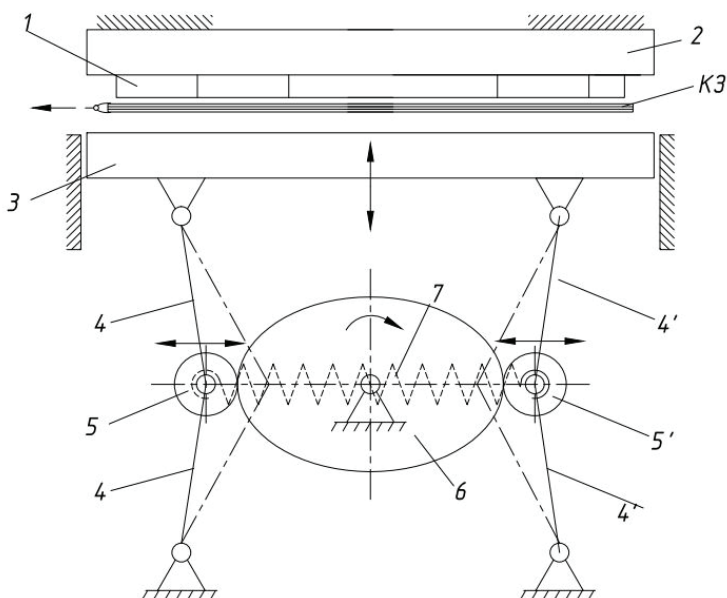


Рис. Схема плоскоштанцювального преса

Для проведення дослідження величини пружної деформації деталей плоскоштанцювального преса, що перебувають у постійному контакті (ролика та кулачка), використаємо методику, наведену та описану в роботі [15].

Дослідження величини пружної деформації та подальшу їхню порівняльну характеристику проводимо для наступних ЗПР ролика: «діаграма швидкостей – Півгілка еліпса», «діаграма переміщення – Нахилена синусоїда», «діаграма пришвидшень – Косинусоїда», «діаграма пришвидшень – Синусоїда», «діаграма пришвидшень – Складна парабола третього ступеня» [16].

Оскільки в досліджуваному приводному механізмі рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса кулачок задає траєкторію переміщення роликів, що перебувають з ним у постійному контакті, та має складнішу конфігурацію профілю, аніж ролики, виконані у формі дисків, то раціональніше виконати кулачок з більш твердого матеріалу для забезпечення його стійкості до контактних напружень та спрацьовування, які будуть виникати в процесі експлуатації устаткування.

Отже, для дослідження задамо, що кулачок виконаний із сталі 40X, а ролики – із сталі 40. Відповідно їхній модуль пружності  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа, а коефіцієнт Пуассона  $\mu = 0,3$ . Також, наприклад, приймаємо габаритні розміри:  $R_1 = 0,050$  м – радіус роликів,  $R_2 = 0,350$  м – найбільший розмір сегмента кулачка,  $b = 0,030$  м – ширина ролика та кулачка. Задамо, наприклад, такі максимальні силові показники: при ЗПР «діаграма швидкостей – Півгілка еліпса»  $F_k = 1967,35$  Н – зусилля, які діють на кулачок, та  $F_{\text{пруж}} = 715,97$  Н – пружне зусилля пружини; при ЗПР «Діаграма переміщення – Нахилена синусоїда»  $F_k = 737,33$  Н – зусилля, які діють на кулачок, та  $F_{\text{пруж}} = 340,28$  Н – пружне зусилля пружини; при ЗПР «діаграма пришвидшення –

Косинусоїда»  $F_k = 750,06 \text{ Н}$  – зусилля, які діють на кулачок, та  $F_{\text{пруж}} = 306,92 \text{ Н}$  – пружне зусилля пружини; при ЗПР «діаграма пришвидшення – Синусоїда»  $F_k = 889,11 \text{ Н}$  – зусилля, які діють на кулачок, та  $F_{\text{пруж}} = 386,19 \text{ Н}$  – пружне зусилля пружини; при ЗПР «діаграма пришвидшення – Складна парабола третього ступеня»  $F_k = 815,48 \text{ Н}$  – зусилля, які діють на кулачок, та  $F_{\text{пруж}} = 354,08 \text{ Н}$  – пружне зусилля пружини.

Остаточний вираз для визначення максимальних контактних напружень, що виникають у місці контакту між кулачком і роликом, згідно з методикою [15] матиме вигляд:

$$\sigma_{\max} = 0,42 \cdot \sqrt{\frac{F_k + \frac{F_{\text{пруж}}}{2}}{b} \cdot \frac{R_1 + R_2}{R_1 \cdot R_2} \cdot E}. \quad (1)$$

Півширину контактної площини в місці контакту ролика та кулачка розраховуємо за допомогою виразу:

$$a = 1,52 \cdot \sqrt{\frac{F_k + \frac{F_{\text{пруж}}}{2}}{E} \cdot \frac{R_1 \cdot R_2}{R_1 + R_2}}. \quad (2)$$

Скориставшись кінцевим виразом для визначення загального кінематичного зміщення (наближення осей ролика та кулачка), розраховуємо величину пружної деформації:

$$\delta = \frac{2 \cdot (1 - \mu^2)}{\pi \cdot E} \cdot \frac{F_k + \frac{F_{\text{пруж}}}{2}}{b} \cdot \left[ \ln \frac{4 \cdot R_1 \cdot R_2}{a^2} + 0,815 \right]. \quad (3)$$

Згідно з вищеописаними виразами проводимо аналітичні розрахунки та порівняльну характеристику величини пружної деформації деталей приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса, що перебувають у постійному контакті, при декількох ЗПР ролика, який є виконавчим елементом (табл.).

Таблиця

## Результати аналітичного дослідження

	При ЗПР «діаграма швидкостей – Півгілка еліпса»	При ЗПР «діаграма переміщення – Нахилена синусоїда»	При ЗПР «діаграма пришвидшень – Косинусоїда»	При ЗПР «діаграма пришвидшень – Синусоїда»	При ЗПР «діаграма пришвидшень – Складна парабола третього ступеня»
$\sigma_{\max}$ , МПа	267,766	172,318	164,148	183,886	176,099
a, мм	0,202	0,130	0,124	0,139	0,133
$\delta$ , мм	$3,544 \cdot 10^{-3}$	$1,533 \cdot 10^{-3}$	$1,418 \cdot 10^{-3}$	$1,754 \cdot 10^{-3}$	$1,618 \cdot 10^{-3}$

**Висновки.** Проведено дослідження величини пружної деформації в місці контакту ролика та кулачка, що перебувають у постійному контакті, при декількох ЗПР ролика приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса. У результаті дослідження стало відомо, що при вищеперерахованих значеннях геометричних розмірів і силових параметрів найменші показники величини пружної деформації спостерігаються при ЗПР «діаграма пришвидшень – Косинусоїда» і становлять  $1,418 \cdot 10^{-3}$  мм, а найбільші – при ЗПР «діаграма швидкостей – Півгілка еліпса» і становлять  $3,544 \cdot 10^{-3}$  мм. Тому, на основі аналізу отриманих результатів величини пружних деформацій та беручи до уваги вищенаведені рекомендації щодо зниження технологічних зусиль штанцювання розгорток картонного пакування, можна стверджувати, що ЗПР ролика «діаграма пришвидшень – Косинусоїда», який є виконавчим елементом приводного механізму рухомої натискної плити плоскоштанцювального преса, є кращим, оскільки його значення нижчі в 2,5 рази.

### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Hertz H. *Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte*. Verhandlungen des Vereines zur Beförderung des Gewerbefleißes. Berlin, Nov., 1882. S. 49.
2. Динник А. Н. *Избранные труды*. Киев : АН УССР, 1952. Т. 1. 151 с.
3. Ковальський Б. С. Напряженное состояние и критерий прочности при контактном сжатии. *Научные Записки Харьковского авиационного института*. 1941. Т. 5.
4. Ковальський Б. С. Расчет деталей на местное сжатие. Харьков : Изд. ХВКИУ, 1967. 222 с.
5. Ковальський Б. С. Напряжения в зоне местного сжатия. *Труды ХВАИВУ*. 1957. Вып. 68.
6. Förpl L. *Beanchpuchung von Schiene u. Rad*. Forschung. G. W. 1936.
7. Павлице В. Т. *Основи конструювання та розрахунок деталей машин* : підруч. 2-ге вид. перероб. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
8. BOBST SA 2021 BUPC-NCT106E-EN-0722. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_NOVACUT\\_106\\_E\\_EN\\_231122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_NOVACUT_106_E_EN_231122.pdf).
9. BOBST SA 2019 BUSF-VCT106LE/PE/LER-EN-0722. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_VISIONCUT\\_106\\_LE\\_PE\\_LER\\_EN\\_241122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_VISIONCUT_106_LE_PE_LER_EN_241122.pdf).
10. BOBST SA 2019 BUSF-ECT145PER-EN-0722. URL: [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_EXPERTCUT\\_145\\_PER\\_EN\\_231122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_EXPERTCUT_145_PER_EN_231122.pdf).
11. Банах Ю. О. Технологічні навантаження в процесі штанцювання і шляхи їх зменшення. *Поліграфія і видавнича справа*. 1997. № 32. С. 67–70.
12. Книш О. Б., Слобода Т. В. Виготовлення розгорток картонних пакувань (аналіз та шляхи усунення недоліків). *Упаковка*. 2014. № 1. С. 43–45.
13. Терницький С. В. Дослідження зусиль висікання розгорток картонних пакувань. *Упаковка*. 2011. № 3. С. 28–31.
14. 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.
15. Писаренко Г. С., Квітка О. Л., Уманський Е. С. *Опір матеріалів* : підруч. / за ред. Г. С. Писаренка. 2-ге вид., допов. і перероб. Київ : Вища школа, 2004. 655 с.



16. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005.

#### REFERENCES

1. Hertz, H. (1882). Über die Berührung fester elastischer Körper und über die Härte. Verhandlungen des Vereines zur Beforderung des Gewerbefleisses. Berlin, Nov., 49 (in German).
2. Dinnik, A. N. (1952). Izbrannye trudy. Kiev : AN USSR, T. 1 (in Russian).
3. Koval'skij, B. S. (1941). Naprjazhennoe sostojanie i kriterij prochnosti pri kontaktnom szhatii. *Nauchnie Zapiski Har'kovskogo aviacionnogo instituta*. T. 5 (in Russian).
4. Koval'skij, B. S. (1967). Raschet detalej na mestnoe szhatie. Har'kov : Izd. HVKIU (in Russian).
5. Koval'skij, B. S. (1957). Naprjazhenija v zone mestnogo szhatija. *Trudy HVAIUVU*, 68 (in Russian).
6. Föppl, L. (1936). Beachpuchung von Schiene u. Rad. Forschung. G. W. (in German).
7. Pavlishhe, V. T. (2003). Osnovi konstrujuvannja ta rozrahunok detalej mashin. 2-he vyd. pererob. Lviv : Afisha (in Ukrainian).
8. BOBST SA 2021 BUPC-NCT106E-EN-0722. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_NOVACUT\\_106\\_E\\_EN\\_231122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_NOVACUT_106_E_EN_231122.pdf) (in English).
9. BOBST SA 2019 BUSF-VCT106LE/PE/LER-EN-0722. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_VISIONCUT\\_106\\_LE\\_\\_PE\\_LER\\_EN\\_241122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_VISIONCUT_106_LE__PE_LER_EN_241122.pdf) (in English).
10. BOBST SA 2019 BUSF-ECT145PER-EN-0722. Retrieved from [https://www.bobst.com/fileadmin/user\\_upload/Services/BUPC\\_EXPERTCUT\\_145\\_PER\\_EN\\_231122.pdf](https://www.bobst.com/fileadmin/user_upload/Services/BUPC_EXPERTCUT_145_PER_EN_231122.pdf) (in English).
11. Banakh, Yu. O. (1997). Tekhnolohichni navantazhennia v protsesi shtantsiuvannia i shliakhy yikh zmenshennia. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 32, 67–70 (in Ukrainian).
12. Knysh, O. B., & Sloboda, T. V. (2014). Vyhotovlennia rozghortok kartonnykh pakovan (analiz ta shliakhy usunenennia nedolikiv). *Upakovka*, 1, 43–45 (in Ukrainian).
13. Ternytskyi, S. V. (2011). Doslidzhennia zusyly vysikannia rozghortok kartonnykh pakovan. *Upakovka*, 3, 28–31 (in Ukrainian).
14. Shakhbazov, Ya. O., Cheterbukh, O. Yu., Shyrokov, V. V., & Palamar, O. O. (2020). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiualnoho presa. *Polihrafiia i vydavnycha sprava*, 1, 112–120 (in Ukrainian).
15. Pysarenko, H. S., Kvitka, O. L., & Umanskyi, E. S. (2004). Opir materialiv / za red. H. S. Pysarenka. 2-he vyd., dopov. i pererob. Kyiv : Vyshcha shkola (in Ukrainian).
16. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).

## STUDY OF THE ELASTIC DEFORMATION AMOUNT OF THE FLAT DIE-CUTTING PRESS PARTS BEING IN CONSTANT CONTACT

O. Yu. Cheterbukh

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

*The main advantages and disadvantages of the flat die-cutting equipment, which is the most common among all methods of manufacturing cardboard packaging blanks, are presented. Facts and factors are listed that directly affect the amount of technological effort that occurs during the operation of die-cutting blanks of cardboard packaging. The advantages of strength calculations based on the deformation amount, rather than contact stresses, are described with arguments. Researches that deal with the problems of contact deformations are given. The scheme of the drive mechanism of the movable pressure plate of the flat die-cutting press, which includes a cam and rollers, is presented, for which analytical studies of the elastic deformation amount of parts that are in constant contact and are executive elements are carried out. The following expressions are used to determine the maximum contact stresses, the half-width of the contact plane, and the amount of elastic deformation at the point of contact between the roller and the cam of the drive mechanism of the movable pressure plate of the flat die-cutting press. The results of an analytical study of the elastic deformation amount at the point of contact of the roller and the cam, which are in constant contact, with several laws of periodic motion of the roller are presented. Practical recommendations are given regarding the selection of the law of periodic movement of the roller for the studied drive mechanism of the movable pressure plate of the flat die-cutting press with the specified geometric dimensions and kinematic parameters.*

**Keywords:** *flat die-cutting press, drive mechanism, scheme, research, deformation amount, laws of periodic motion.*

*Стаття надійшла до редакції 15.09.2022.*

*Received 15.09.2022.*