

УДК 686.12.056

**ПРИВОД НАТИСКНОЇ ПЛИТИ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА
НА БАЗІ ВИКОРИСТАННЯ ПЕРЕДАЧІ «ГВИНТ-ГАЙКА»
(МЕТОДИКА ОЦІНКИ СКЛАДОВИХ СПОЖИВАНОЇ ПОТУЖНОСТІ)**

І. І. Регей, О. Б Книш, П. І. Бегень, І. А. Радіховський, О. І. Млинко

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

Акцентовано вагому частку сектору паперово-картонного пакування на світовому ринку та виокремлено важливі тенденції його розвитку. Зазначено, що важливою комплексною технологічною операцією є виготовлення розгортки картонного пакування на високопродуктивному штанцювальному обладнанні. Відповідно до практики його експлуатації та аналітичних досліджень виявлено коливний рух натискної плити преса. Запропоновано новий її привод для забезпечення строгого паралельного горизонтального переміщення натискної плити, до кутів якої жорстко зафіксовані гайки, в які вкручено вертикальні гвинти. Для привода гвинтів передбачено використання механізмів чотириланковика. Обґрунтовано важливість виконання аналітичних досліджень силового навантаження комбінованого механізму з використанням передачі «гвинт-гайка». Згруповано елементи привода натискної плити, що здійснюють зворотно-поступальний, реверсивно-обертний, реверсивно-хитний, плоскопаралельний та обертний рухи. Виведено залежності для аналітичного оцінювання складових кінетичної потужності, витраченої на переборювання технологічного опору внаслідок штанцювання картонних розгортки, інерційних навантажень, спричинених рухомими масами елементів привода натискної плити, тертя кочення у передачах «гвинт-гайка». Встановлено аналітичні залежності між їхніми відносними кінематичними та геометричними параметрами. Наведена методика оцінювання складових споживаної потужності уможливорює розв'язання технічної задачі з інженерного проєктування привода натискної плити штанцювальних пресів на базі використання передачі «гвинт-гайка».

Ключові слова: *паперово-картонне пакування, штанцювальне обладнання, натискна плита, передача «гвинт-гайка», кінетична потужність, технологічний опір, інерційні навантаження.*

Постановка проблеми. Сектор паперово-картонного пакування на різних світових ринках займає від 30 до 50 % усіх засобів пакування, а щорічне його споживання з різних сортів картону сягає 24,5 млн т. У найближчій перспективі в нашій країні важливими тенденціями розвитку пакування з паперу, картону і гофрокартону буде створення нових, економічно ефективних видів із раціональними розмірами, виготовлення засобів пакування на високопродуктивному обладнанні [1].

Важливою комплексною технологічною операцією є виготовлення розгорток картонного пакування на високопродуктивному штанцювальному обладнанні, в якому в автоматичному режимі, під час покрокового переміщення картонних заготовок через технологічні модулі, відбувається штанцювання розгорток, виламування обрізків, роз'єднування та стапелювання розгорток [2]. У штанцювальному пресі картонна заготовка *КЗ* (рис. 1) подається в робочу зону між опорною плитою 1 зі штанцювальною формою 2 та натискною плитою 3. Внаслідок створення тиску висікальні лінійки 2_1 форми розклинають (висікають) картон, а бігувальні (на рисунку не зображено) формують лінії згину розгорток.

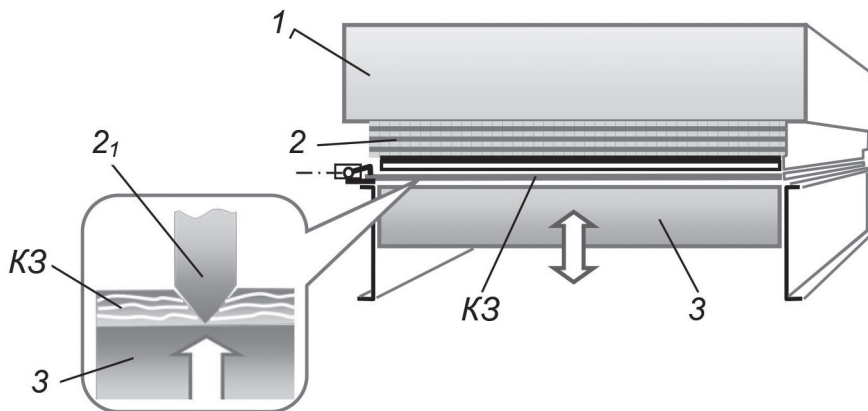


Рис. 1. Принципова схема штанцювального преса

Приводом натискної плити у штанцювальному обладнанні слугують симетрично розташовані шестиланкові важільні розклинювальні механізми. З практики експлуатації обладнання та за аналітичними дослідженнями виявлено, що права частина плити, коли її опускають, відстає від лівої, а протягом робочого ходу наздоганяє. Такий коливний рух натискної плити негативно впливає як на якість штанцювання розгорток, так і на ефективність роботи преса [3].

Для забезпечення строгого паралельного горизонтального переміщення натискної плити запропоновано новий її привод, що складається з опорної плити 1 (рис. 2), на якій зафіксована плоска штанцювальна форма 2, рухомої натискної плити 3. До кутів плити жорстко зафіксовані гайки 4, в які вкручені вертикальні гвинти 5, встановлені в опорних підшипниках. зубчасті колеса 6, закріплені на гвинтах 5, контактують із зубчастими секторами 7, що вільно посаджені на осях. Кривошип 8 за допомогою шатунів 9 урухомлює зубчасті сектори 7 [4].

Інженерне обґрунтування нової конструкції штанцювального преса потребує аналітичних досліджень силового навантаження комбінованого механізму з використанням передач «гвинт-гайка». Для комплектування привода преса рушійними засобами важливо завдяки вивченню складових оцінити його загальну споживану потужність, що витрачається на переборювання технологічного опору, інерційних навантажень та тертя в парах «гвинт-гайка».

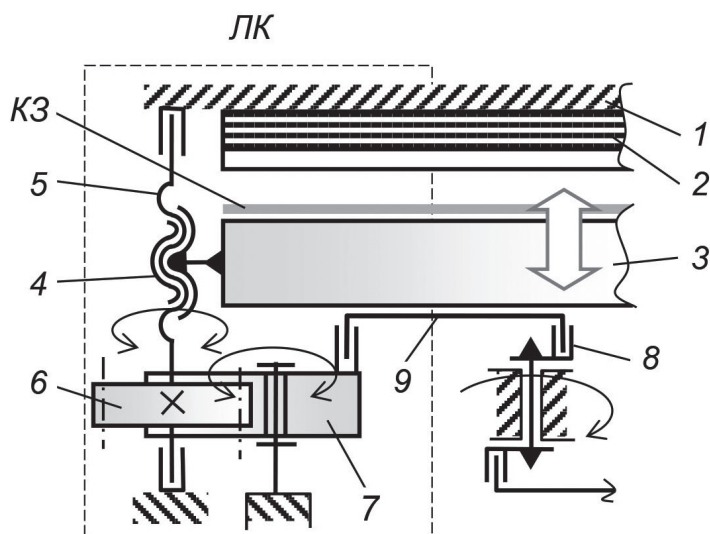


Рис. 2. Схема комбінованого механізму (лівого контуру) нового привода натискної плити у штанцювальному пресі

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Для усунення наявних недоліків функціонування розклинювальних механізмів привода натискної плити 3 (рис. 3) в пресах штанцювального обладнання запропоновано новий привод, що складається з двох пар кривошипно-повзунних контурів: ведучих (лівий *ЛК* та правий *ПК* містять, відповідно, кривошип 4, ведучі шатуни 5, 5', ролики 6, 6', що обкочують горизонтальні напрямні) та виконавчих (ведені шатуни 7, 7' і ролики 8, 8', що обкочують вертикальні напрямні). У пропонованому механізмі внаслідок переміщення роликів 6, 6' уздовж горизонтальних напрямних зберігається ефект «розклинювання», а якщо є відлік кута повороту кривошипа 4 від однієї бази, значення кінематичних параметрів роликів 8, 8' виконавчих ланок є однаковими. Це забезпечує строгую паралельність у процесі руху натискної плити 3, яка зупиняється у верхньому положенні, якщо немає прискорення [5].

Проведений в праці [6] силовий аналіз розроблених механізмів привода натискної плити засвідчив, що його застосування, порівняно з функціонуванням розклинювальних важільних, зменшує в 1,3 раза пік сумарного навантаження в шарнірах горизонтальних повзунів кочення, в 2,3 раза пік крутного моменту від дії сил та у 2,2 раза пік кінетичної споживаної потужності.

Проте виконані дослідження силового навантаження стосуються специфіки функціонування пар кривошипно-повзунних механізмів привода натискної плити. Окрім того, вертикальна його побудова визначає аналогічний габаритний розмір як преса, так і штанцювального обладнання.

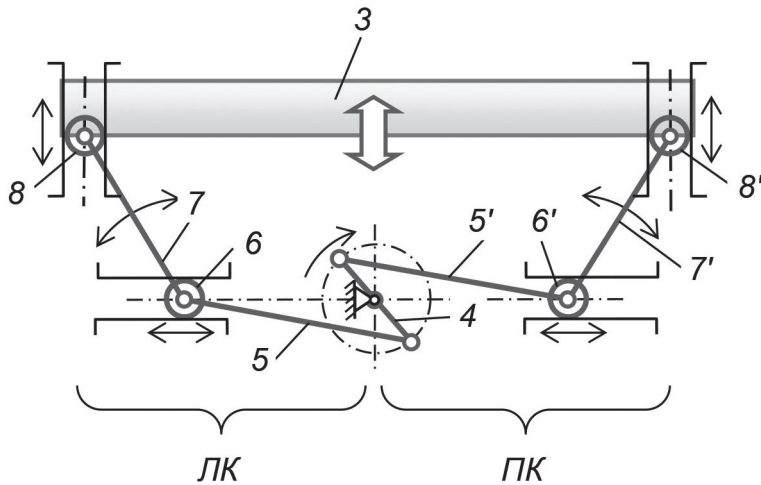


Рис. 3. Кінематична схема комбінованих кривошипно-повзунних механізмів привода натискної плити у штанцювальному пресі

У праці [7] запропоновано вертикальне переміщення натискної плити 1 забезпечувати торцевим кулачком 2, зафіксованим на горизонтальному обертовому столі 3. Робочу поверхню торцевого кулачка 2 обкочують конічні ролики 4, які вільно посаджені на осях, що прикріплені до нижньої поверхні натискної плити 1. Постійний контакт роликів 4 з торцевим кулачком 2 забезпечують пружини розтягу 5.

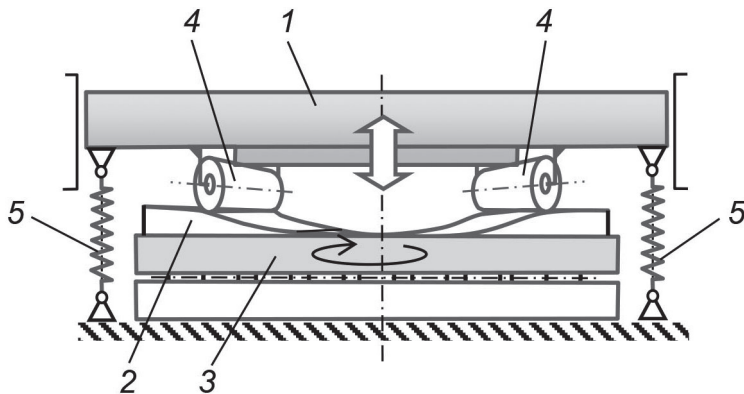


Рис. 4. Кінематична схема кулачкового механізму привода натискної плити у штанцювальному пресі

Використання такого механізму уможливує рух натискної плити 1 за потрібним законом, корегування тривалості її робочого та холостого ходів, забезпечує компактну побудову привода штанцювального преса. Проте її вертикальне переміщення обмежене конструкцією кулачкового привода, що створює проблеми для

використання кареток під час транспортування картонних заготовок у зону штанцювання. Окрім того, запропонований новий механізм не досліджений щодо оцінювання енерговитрат в умовах реалізації технологічної операції штанцювання.

Мета статті — розробити методику аналітичної оцінки витрат складових кінетичної потужності привода на переборювання: технологічного опору штанцювання розгорток, інерційних навантажень, спричинених рухомими масами елементів привода, тертя кочення в передачах «гвинт-гайка».

Виклад основного матеріалу дослідження. Елементи привода натискної плити виконують:

- зворотно-поступальний рух (натискна плита 3 (рис. 5) з гайками 4);
- реверсивно-обертвовий рух (гвинти 5, зубчасті колеса 6);
- реверсивно-хитний рух (зубчасті сектори 7);
- плоскопаралельний рух (шатуни 9);
- обертвовий рух (кривошип 8).

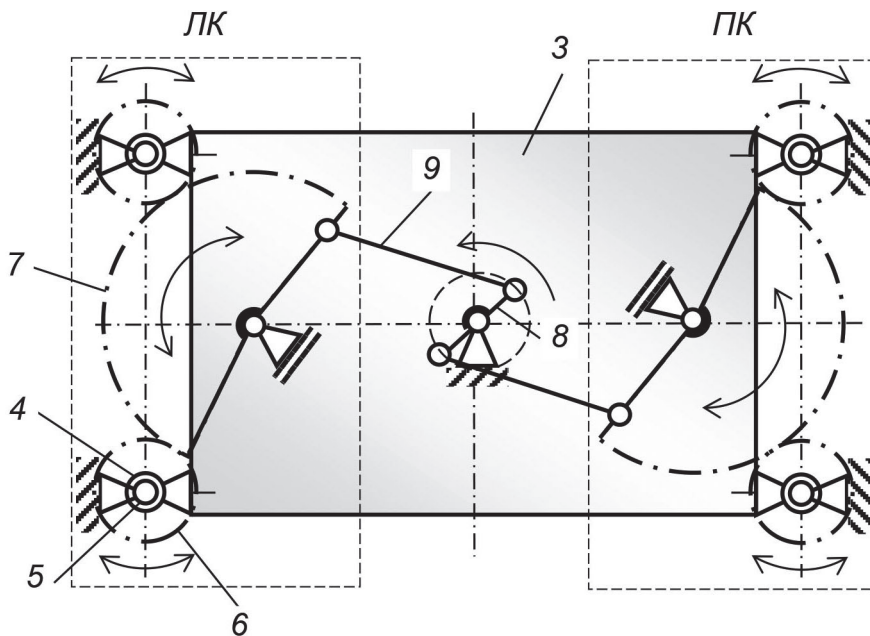


Рис. 5. Схема комбінованих механізмів (лівого ЛК та правого ПК контурів) привода натискної плити у штанцювальному пресі

Миттєва (кінетична) потужність, витрачена на переборювання технологічного опору внаслідок штанцювання картонних розгорток:

$$N_1 = F_{31} \cdot V_3, \quad (2)$$

де F_{31} — зусилля штанцювання розгорток із картону (рис. 6); V_3 — змінна лінійна швидкість натискної плити 3 протягом робочого ходу від моменту контакту інструментів штанцювальної форми 2 з картонною заготовкою КЗ до зупинки плити.

Лінійну швидкість натискної плити знаходимо за виразом [8, 9]:

$$V_3 = \frac{p_5 \cdot \omega_5}{2\pi}, \tag{3}$$

де p_5 — хід різі гвинтів 5, $\omega_5 = u_{67} \cdot \omega_7$ — їх кутова швидкість (тут u_{67} — передане відношення зубчастого зачеплення 6–7, ω_7 — кутова швидкість зубчастих секторів 7).

Кутову швидкість зубчастого сектора 7 визначаємо добутком інваріанта його кутової швидкості та кутової швидкості кривошипа 8 [9]:

$$\omega_7 = \omega_{7i} \cdot [\omega_8].$$

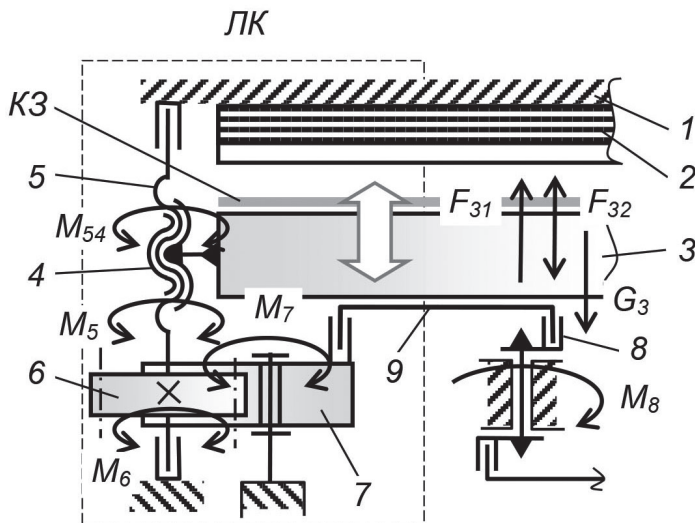


Рис.6. Схема силового навантаження у приводі (лівий контур) натискної плити штанцювального преса

Інваріант кутової швидкості зубчастого сектора 7 визначаємо залежністю:

$$\omega_{7i} = \frac{\sin(\delta - \varphi)}{\lambda_3 \cdot \sin(\delta - \gamma)}, \tag{4}$$

де φ — змінний кут повороту кривошипа 8 (рис. 7); $\lambda_3 = O_2B/O_1A$ — відносний розмір коромисла 7₁; $\delta = \gamma_1 + \gamma_2 - \pi$ — допоміжний кут, що визначає положення шатуна 9 відносно міжбазової лінії O_1O_2 (тут $\gamma_1 = \arccos \frac{1 - \Delta^2 - \lambda_1^2}{2\Delta \cdot \lambda_1}$ — кут між діагоналлю O_2A та міжбазовою лінією O_1O_2 ($\lambda_1 = O_1O_2/O_1A$ — відносна міжбазова відстань, $\Delta = \sqrt{\lambda_1^2 + 1 - 2\lambda_1 \cdot \cos\varphi}$ — відносний розмір діагоналлі O_2A); $\gamma_2 = \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \Delta^2}{2\Delta \cdot \lambda_2}$ — кут між діагоналлю O_2A і шатуном 9 ($\lambda_2 = AB/O_1A$ — відносний розмір шатуна 9); $\gamma = \gamma_1 + \gamma_2 + \mu - \pi$ — кут, що визначає положення коромисла 7₁ відносно міжбазової лінії O_1O_2 (тут $\mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \Delta^2}{2\lambda_2 \cdot \lambda_3}$ — кут між коромислом 7₁ і шатуном 9).

Кінетична потужність, що витрачається на подолання ваги натискної плити протягом робочого ходу:

$$N_2 = G_3 \cdot V_3, \quad (5)$$

де G_3 — вага натискної плити 3.

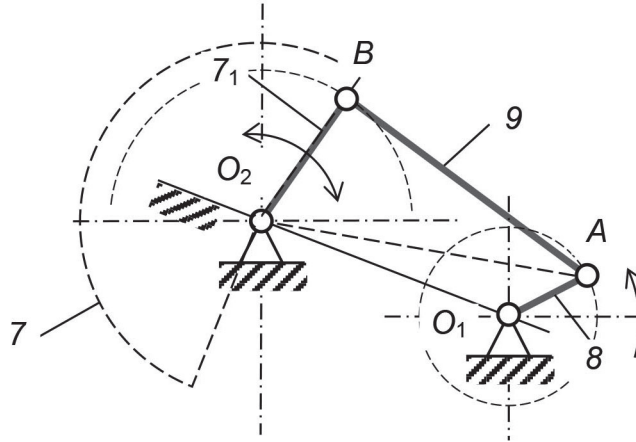


Рис. 7. Схема до розрахунку чотириланкового механізму привода зубчастого сектора

Кінетична потужність, пов'язана з витратами на переборювання інерційного навантаження, спричиненого рухомою масою натискної плити:

$$N_3 = F_{32} \cdot V_3 = m_3 \cdot W_3 \cdot V_3, \quad (6)$$

де F_{32} — сила інерції натискної плити 3, m_3 — її маса; W_3 — лінійне прискорення натискної плити 3.

Лінійне прискорення натискної плити знаходимо за виразом:

$$W_3 = \frac{p_5 \cdot \varepsilon_5}{2\pi}, \quad (7)$$

де $\varepsilon_5 = u_{67} \cdot \varepsilon_7$ — кутове прискорення гвинтів 5 (тут ε_7 — кутове прискорення зубчастих секторів 7).

Кутове прискорення зубчастого сектора 7 визначаємо добутком інваріанта його кутового прискорення та квадрата кутової швидкості кривошипа 8 [10]:

$$\varepsilon_7 = \varepsilon_{7i} \cdot [\omega_8^2].$$

Інваріант кутового прискорення коромисла (зубчастого сектора) визначаємо залежністю:

$$\varepsilon_{7i} = \frac{\lambda_3 \cdot \cos(\delta - \gamma) \cdot \omega_{7i}^2 - \cos(\delta - \varphi) - \lambda_2 \cdot \omega_{9i}^2}{\lambda_3 \cdot \sin(\delta - \gamma)}, \quad (8)$$

де $\omega_{9i} = \frac{\sin(\gamma - \varphi)}{\lambda_3 \cdot \sin(\delta - \gamma)}$ — інваріант кутової швидкості шатуна 9.

Кінетична потужність, що витрачається на переборювання тертя кочення в парі «гвинт-гайка» під час трансформування обертового руху гвинтів у поступальний рух гайок:

$$N_4 = n_5 \cdot M_{m5} \cdot \omega_5, \quad (9)$$

де n_5 — кількість гвинтів 5; M_{m5} — момент сили тертя кочення.

На переборювання інерційних навантажень, спричинених масою елементів механізмів привода, що виконують реверсивно-обертовий і реверсивно-хитний рухи, витрачається кінетична потужність:

$$N_5 = n_5 (J_5 + J_6) \varepsilon_6 \cdot \omega_6 + n_7 \cdot J_7 \cdot \varepsilon_7 \cdot \omega_7, \quad (10)$$

де J_5, J_6 — моменти інерції, відповідно, гвинта 5 та зубчастого колеса 6; n_7 — кількість зубчастих секторів 7; ε_6, ω_6 і ε_7, ω_7 — кутове прискорення та кутова швидкість, відповідно, зубчастих коліс 6 і зубчастих секторів 7.

Отримані аналітичні залежності уможливають обчислення сумарної кінетичної потужності привода натискної плити упродовж циклу, моменту сил на кривошипі чотириланковиків, відповідно до заданої його кутової швидкості.

Висновки. Задачу оцінювання складових споживаної кінетичної потужності привода натискної плити запропоновано розв'язувати на основі групування його елементів, що виконують зворотно-поступальний, реверсивно-обертовий, реверсивно-хитний, плоскопаралельний та обертовий рухи. Виведено залежності для аналітичного оцінювання складових кінетичної потужності, витраченої на переборювання технологічного опору внаслідок штанцювання картонних розгортки, інерційних навантажень, спричинених рухомими масами елементів привода натискної плити, тертя кочення у передачах «гвинт-гайка». Наведено залежності для оцінювання кінематичних параметрів шарнірного чотириланковика. Розроблена методика оцінювання складових споживаної потужності уможливує розв'язання технічних задач з інженерного проектування привода натискної плити штанцювальних пресів на базі використання передачі «гвинт-гайка».

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кривошей В. Н. Упаковка в українських реаліях. Львов : Українська академія друкарства, 2017. 288 с.
2. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
3. Регей І. І., Кузнецов В. О., Влах В. В. Механізм привода натискної плити у штанцювальному обладнанні (обґрунтування удосконалення). Упаковка. 2017. № 6. С. 29–31.
4. Прес штанцювального автомата : пат. 118155 України: МПК В31В 50/52 (2017.01), В26F 1/40 (2006.01), F16H 21/34 (2006.01), В30В 1/26 (2006.01), В30В 1/18 (2006.01) / Регей І. І., Радіховський І. А., Книш О. Б., Млинко О. І. ; заявник та власник пат. Укр. академ. друкарства. № а2017 11500 ; заявл. 24.11.2017 ; опубл. 26.11.2018, Бюл № 22. 3 с.
5. Кузнецов В. О., Регей І. І., Влах В. В. Модернізація механізму привода натискної плити у штанцювальному пресі. Поліграфія і видавнича справа. 2017. № 1 (73). С. 56–62.
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. Прес штанцювального автомата : пат. 120580 України: В31В 50/14 (2017.01), В31В 50/88 (2017.01), В26F 1/40 (2006.01), В30В 1/26 (2006.01) / Регей І. І., Книш О. Б. ; заявники: Регей І. І., Книш О. Б., Кравчук І. М., Іваськів Б. Р., Млинко О. І. ; № 2019 01818 ; заявл. 22.02.19 ; опубл. 26.12.2019, Бюл. № 24. 3 с.

8. Павлище В. Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів : Афіша, 2003. 560 с.
9. Бегень П. І., Радіховський І. А., Млинко О. І. Штанцювальний прес з використанням передачі гвинт-гайка (дослідження кінематичних параметрів натискної плити). Упаковка. 2020. № 1. С. 44–45.
10. Поллюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 180 с.

REFERENCES

1. Krivoshej, V. N. (2017). Upakovka v ukrainskikh realijah. L'vov : Ukrainskaja akademija pečati (in Russian).
2. Shreder, V. L., & Pilipenko, S. F. (2004). Upakovka iz kartona. Kiev : IAC «Upakovka» (in Russian).
3. Rehei, I. I., Kuznetsov, V. O., & Vлах, V. V. (2017). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu obladnanni (obhruntuvannia udoskonalennia): Upakovka, 6, 29–31 (in Ukrainian).
4. Pres shtantsiuvalnoho avtomata : pat. 118155 Ukrainy: MPK V31V 50/52 (2017.01), V26F 1/40 (2006.01), F16N 21/34 (2006.01), V30V 1/26 (2006.01), V30V 1/18 (2006.01) / Rehei, I. I., Radikhovskiy, I. A., Knysh, O. B., Mlynko, O. I. ; zaiavnyk ta vlasnyk pat. Ukr. akadem. drukarstva. № a2017 11500 ; zaiavl. 24.11.2017 ; opubl. 26.11.2018, Biul № 22. 3 s. (in Ukrainian).
5. Kuznetsov, V. O., Rehei, I. I., & Vлах, V. V. (2017). Modernizatsiia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu presi: Polihrafiia i vydavnycha sprava, 1 (73), 56–62 (in Ukrainian).
6. Vлах, V. V. (2018). Udokonalennia shtantsiuvalnoho presa zastosuvanniam kombinovanykh mekhanizmiv pryvoda natysknoi plyty : dys... kand. tekhn. nauk : 05.05.01. Lviv (in Ukrainian).
7. Pres shtantsiuvalnoho avtomata : pat. 120580 Ukrainy: B31B 50/14 (2017.01), B31B 50/88 (2017.01), B26F 1/40 (2006.01), B30B 1/26 (2006.01) / Rehei, I. I., Knysh, O. B. ; zaiavnyky: Rehei, I. I., Knysh, O. B., Kravchuk, I. M., Ivaskiv, B. R., Mlynko, O. I. ; № 2019 01818 ; zaiavl. 22.02.19 ; opubl. 26.12.2019, Biul. № 24. 3 s. (in Ukrainian).
8. Pavlyshche, V. T. (2003). Osnovy konstruiuvannia ta rozrakhunok detalei mashyn. Lviv : Afisha (in Ukrainian).
9. Behen, P. I., Radikhovskiy, I. A., & Mlynko, O. I. (2020). Shtantsiuvalnyi pres z vykorystanniam peredachi hvynt-haika (doslidzhennia kinematychnykh parametriv natysknoi plyty): Upakovka, 1, 44–45. (in Ukrainian).
10. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakovalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).

**DRIVE OF THE PRESSURE PLATE OF THE DIE-CUTTING PRESS
ON THE BASIS OF USING THE SCREW NUT TRANSMISSION
(METHOD OF EVALUATION OF CONSUMPTION POWER COMPONENTS)**

I. I. Rehei, O. B. Knysh, P. I. Behen, I. A. Radikhovsky, O. I. Mlynko

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

The article focuses on the significant share of the paper and cardboard packaging sector in the world market. The article highlights important trends in the production of cardboard packaging. It is noted that an important complex technological operation is manufacturing of cardboard packaging involutes on high-performance die-cutting equipment. As a result, its use and analytical researches have revealed the oscillating motion of the pressure plate of the press. A new pressure plate drive is proposed to ensure strict parallel horizontal movement of the pressure plate. Nuts are firmly attached to the corners of the plate, into which vertical screws are inserted. The use of four-link mechanisms is provided for the drive of screws. The importance of performing analytical researches of the force load of the combined mechanism using the screw-nut transmission is substantiated. The elements of the pressure plate drive, which perform reciprocating, reversing-rotating, reversing-oscillating, plane-parallel and rotating movements, are grouped. Dependences for analytical assessment of kinetic power spent on overcoming of technological resistance of die-cutting cardboard involutes, inertial forces caused by moving masses of drive elements of a pressure plate, friction of rolling in transfers «screw-nut» are deduced. Analytical dependences between their relative kinematic and geometrical parameters are established. The given sequence of the consumed power assessment solves a technical problem on engineering design of the pressure plate drive of die-cutting presses on the basis of use of transmission «screw-nut».

Keywords: *cardboard packaging, die-cutting equipment, pressure plate, screw-nut transmission, kinetic power, technological resistance, inertial loads.*

Стаття надійшла до редакції 29.04.2020.

Received 29.04.2020.