

ПОРІВНЯЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПЛОСКО ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ПРЕСА

© О. Ю. Четербух, Я. О. Шахбазов, В. В. Широков, 2022

<https://doi.org/>

Мета. Проведення порівняльної характеристики кінематичних параметрів розробленого плоско штанцювального преса, приводний механізм рухомої натискної плити якого містить розклинювальні важелі, ролики, кулачок і пружину, при двох законах періодичного руху вихідної ланки (ролика). **Методика.** Матеріалом досліджень обрано плоско штанцювальний прес, для якого було розроблено нову конструкцію приводного механізму рухомої натискної плити, на який отримано патент України на винахід. Аналітичні дослідження кінематичних параметрів плоско штанцювального преса, з подальшим їхнім порівнянням, проведено для двох традиційних, для пакувального машинобудування, законів періодичного руху виконавчої ланки (ролика). Геометричні розміри плоско штанцювального преса обрані з урахуванням матеріалоощадності та із забезпеченням компактності. **Результати.** У роботі встановлено, що в досліджуваному плоско штанцювальному пресі із заданими геометричними розмірами синусоїдальний закон періодичного руху виконавчої ланки характеризується такими параметрами: максимальна швидкість ролика $V_r = 0,498$ м/с, максимальне пришвидшення ролика $W_r = 1,446$ м/с², максимальна швидкість натискної плити $V_n = 0,193$ м/с, максимальне пришвидшення натискної плити $W_n = 0,588$ м/с². Тоді, як для косинусоїдального закону періодичного руху справедливі такі показники: максимальна швидкість ролика складає $V_r = 0,391$ м/с, максимальне пришвидшення ролика $W_r = 1,194$ м/с², максимальна швидкість натискної плити $V_n = 0,160$ м/с та максимальне пришвидшення натискної плити $W_n = 0,826$ м/с². В результаті порівняльної характеристики кінематичних параметрів плоско штанцювального преса стало очевидно, що при синусоїдальному законі періодичного руху максимальна швидкість ролика вища у 1,27 раза, максимальне пришвидшення ролика більше в 1,21 раза, максимальна швидкість натискної плити вище в 1,21 раза, однак максимальне пришвидшення натискної плити є меншим у 1,40 раза. **Наукова новизна.** Проведено аналітичні дослідження та порівняльну характеристику розробленого плоско штанцювального преса для двох законів періодичного руху виконавчої ланки, приводний механізм рухомої натискної плити якого складається із розклинювальних важелів, роликів, кулачка та пружини. Продемонстровано, що закон періодичного руху виконавчої ланки суттєво впливає на кінематичні параметри плоско штанцювального преса при аналогічних геометричних розмірах. **Практична значущість.** Отримані результати досліджень кінематичних параметрів плоско штанцювального преса можуть бути використанні для подальших досліджень, зокрема для: силового синтезу плоско штанцювального преса; напрацювань на відмову; величини пружних деформацій та товщини спрацьовування деталей, які перебувають в постійному контакті (кулачок і ролик).

Ключові слова: плоско штанцювальний прес, приводний механізм, кінематичні параметри, швидкість, пришвидшення, закон періодичного руху.

Вступ

Для виготовлення картонного пакування найбільшого використання набуло плоско штанцювальне устаткування, яке характеризується найкращою якістю виготовлення продукції та високою продуктивністю роботи. Воно поділяється на устаткування з нижньою та верхньою рухомою натискною плитою. Найважливішим елементом конструкції плоско штанцювального устаткування є механізм, який приводить в рух натискну плиту, оскільки він повинен забезпечувати її точне вертикальне переміщення упродовж робочого та холостого ходів, яке необхідне для унеможливлення виникнення коливного руху, що може спричинювати не лише погіршення якості продукції, що виготовляється, а й до появи додаткових зусиль. Погіршення якості продукції пов'язане з тим, що частина різальних інструментів будуть не довісікати картонної заготовки, тоді,

як інша, навпаки, – глибше врізатися, що, своєю чергою, буде спричинювати появу додаткових зусиль та передчасного їхнього спрацьовування, що викликає зниження ресурсу роботи.

Тому, встановлення раціональних геометричних розмірів вузлів і механізмів є принципово важливими, оскільки вони, окрім того, що визначають загальні габаритні розміри устаткування, впливають на кінематичні параметри, такі як швидкість та пришвидшення рухомих елементів, інерційні та інші зусилля в процесі роботи. Особливо важливо це питання постає в устаткуванні, в якому спостерігаються високі швидкості роботи деталей великої маси із зворотно-поступальним рухом, як, наприклад, плоско штанцювальні преси. При проектуванні нових та удосконаленні відомих вузлів, механізмів та устаткування важливим етапом є кінематичний аналіз можливих варіантів із їх подальшим порівнянням, оскільки раціональні кінематичні параметри дозволяють отримати необхідні силові показники та потужності з очікуваними результатами надійності та стійкості до спрацьовування.

Аналіз літературних джерел

У плоско штанцювальних пресах приводні механізми рухомої натискної плити представлені різної складності, починаючи від простих кулачкових, закінчуючи різними комбінованими [1-5].

В пресі штанцювального автомата [1] приводний механізм рухомої натискної плити складається лівих та правих гайок, жорстко зафіксованих до кутів натискної плити; вертикальних лівих і правих гвинтів, торці яких встановлені у верхніх та нижніх опорних підшипниках; лівих та правих зубчастих коліс, жорстко посаджених на лівих і правих гвинтах; лівого і правого зубчастих секторів, вільно посаджених на осях; лівого і правого шатунів, шарнірно приєднаних, з одного боку, до лівого та правого зубчастих секторів, а з іншого – до двоплечого кривошипа.

Однак така конструкція преса штанцювального автомата характеризується певними недоліками: використання в механізмі великої кількості зубчастих пар та передач “гвинт–гайка” може супроводжуватись наявністю в них зазорів, що може викликати удари в процесі експлуатації, та коливний рух натискної плити, що, своєю чергою, може спричинювати зниження точності позиціонування площини рухомої натискної плити відносно площини плоскої штанцювальної форми.

Приводний механізм рухомої натискної плити преса штанцювального автомата [2] містить: вертикальні нерухомі циліндричні напрямні, що контактують із напрямними втулками натискної плити; накладки, зафіксовані до нижньої поверхні рухомої натискної плити; роликові підшипники кочення великих розмірів, які укомплектовані зовнішніми кільцями; ексцентрики, вали яких встановлені в горизонтальних циліндричних підшипникових опорах, осі яких розташовані відносно осей симетрії рухомої натискної плити під кутом 45° ; конічні зубчасті колеса, які зафіксовані консольно, на валах ексцентриків; ведуче конічне зубчасте колесо з вертикальною віссю обертання; пружини розтягу.

Проте конструкція такого преса штанцювального автомата має такі недоліки: в процесі експлуатації можливе нерівномірне спрацьовування накладок і зовнішніх кілець, що може спричинювати нерівномірне переміщення натискної плити, утворюючи коливний рух; використання зубчастих пар може супроводжуватись наявністю зазорів, що може призводити удари в процесі роботи та неточне позиціонування площини рухомої натискної плити відносно площини плоскої штанцювальної форми.

Відомий прес штанцювального автомата [3], приводний механізм рухомої натискної плити якого складається з важільного розклинювального механізму, який включає коромисла, шатуни; комбінований кулісно-ексцентриковий механізм із віссю обертання ексцентрика, кулісу жорстко приєднаною до ексцентрика, камінь, кривошип, який обертається навколо осі та шарнірно з'єднаний з каменем.

Утім така конструкція має головний недолік, а саме: використання в механізмі кулісного механізму не вирішує проблему із непередбачуваним його заклинюванням у процесі експлуатації.

В пресі штанцювального автомата [4] приводний механізм рухомої натискної плити містить коромисла, ліві та праві повзуни, які переміщуються по нерухомим горизонтальним напрямним, шатуни та ексцентрики, що зафіксовані на приводному валу.

Але конструкція такого преса характеризується суттєвими недоліками: використання повзунів супроводжується тертям, яке в процесі експлуатації може спричинювати нерівномірне їхнє спрацьовування, в результаті чого можливий коливний рух натискної плити, і як результат не точне її позиціонування відносно площини штанцювальної форми; використання повзунів викликає додаткові енерговитрати.

Приводний механізм рухомої натискної плити преса штанцювального автомата [5], який складається з розклинювальних механізмів, що враховують коромисла та шатуни, пари ексцентрикових механізмів, зафіксований на внутрішній частині приводного валу і зблокованих із внутрішніми конічними зубчастими колесами; зовнішніх зубчастих коліс, зблокованих з іншою парою ексцентрикових механізмів, які вільно посаджені на зовнішніх частинах валу; паразитних конічних зубчастих коліс, що встановлені з можливістю контакту з внутрішніми та зовнішніми конічними зубчастими колесами.

Однак така конструкція преса штанцювального автомата володіє такими недоліками: використання в механізмі великої кількості зубчастих пар неодмінно буде супроводжуватись наявністю високого рівня шуму та зазорів, що може спричинювати удари в процесі експлуатації; наявність зазорів у зубчастих парах може викликати коливний рух натискної плити, що своєю чергою, призведе до зниження точності позиціонування площини рухомої натискної плити відносно площини штанцювальної форми.

Авторами [6] отримані результати, які дозволили виявити один із найголовніших недоліків кривошипно-повзунного контуру приводного механізму натискної плити плоско штанцювального преса, який приєднаний до шарнірного чотириланковика – лівий та правий повзуни переміщуються незалежно один від одного, що викликає коливний рух натискної плити.

Як стверджується в праці [7], для усунення даного недоліку запропоновано приводний механізм натискної плити плоско штанцювального преса, який містить комбінований важільний механізм, що складається із двох пар кривошипно-повзунних контурів (ведучих і виконавчих).

Хоча описаний вище приводний механізм і володіє таким позитивним результатом, як строго паралельне переміщення натискної плити, однак використання повзунів, що переміщуються вздовж горизонтальних напрямних, має такі недоліки: наявність зазорів, і як наслідок, спрацьовування деталей, між якими виникає тертя, негативно впливає на точність позиціонування площини натискної плити відносно площини штанцювальної форми; виникнення додаткових енерговитрат, які спричиненні тертям.

В процесі проектування нового або удосконалення відомого пакувального устаткування, як от плоско штанцювальні преси, постає задача із багатьма невідомими, які мають вирішуватися по мірі просування від одного етапу до іншого. Також, часто буває, що в процесі дослідження необхідно повертатись до попередніх етапів, із метою внесення необхідних корективів.

Можна виокремити такі основні етапи в процесі проектування будь-якого устаткування:

- визначення оптимальних геометричних розмірів елементів конструкції;
- розрахунок кінематичних параметрів рухомих елементів;
- визначення зусиль, які виникають у результаті роботи устаткування;
- розрахунок надійності та довговічності роботи деталей устаткування до заданого спрацьовування.

Особливу увагу необхідно приділяти другому етапу – розрахунку кінематичних параметрів, оскільки його результатом є встановлення закономірностей позиційного переміщення, швидкості та пришвидшення рухомих елементів. Загалом, даний етап має найбільший вплив на всі наступні.

До традиційних законів руху, які використовуються при періодичному русі вихідної ланки в кулачкових механізмах пакувального устаткування, належать синусоїдальний і косинусоїдальний [8, 9].

В статті, для порівняльної характеристики кінематичних параметрів плоско штанцювального преса [10], приводний механізм рухомої натискної плити якого містить кулачок 1 (рис. 1), пружину 2, ролики 3, 3', розклинювальні важелі 4, 4', із аналогічними геометричними розмірами розглянуті два закони періодичного руху вихідної ланки (ролика). Опис принципу роботи даного приводного механізму натискної плити плоского штанцювального преса наведено в роботі [11].

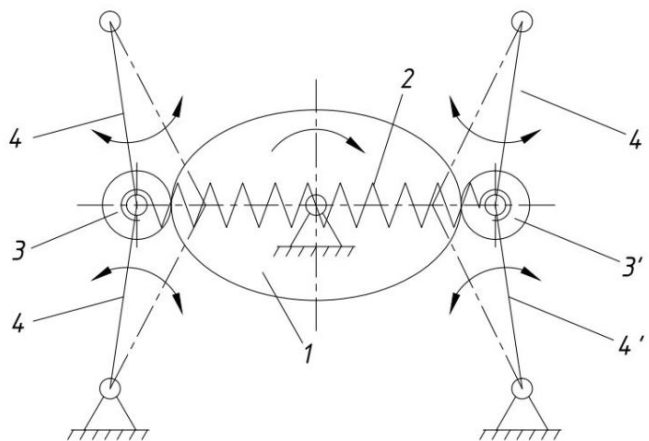


Рис. 1. Схема приводного механізму натискної плити плоско штанцювального преса

Fig. 1. Scheme of the drive mechanism of the pressure plate of the flat die-cutting press

Мета

Метою статті є провести порівняльну характеристику кінематичних параметрів розробленого плоско штанцювального преса, приводний механізм рухомої натискної плити якого містить розклинювальні важелі, ролики, кулачок і пружину, при двох законах періодичного руху вихідної ланки (ролика).

Методика проведення досліджень

За основу аналітичного розрахунку кінематичних параметрів ролика використана методика, яка запропонована в роботах [8, 9].

Кінематична схема однієї частини приводного механізму зображена нижче (рис. 2), де: 1 – ролик; 2 – кулачок; 3 – розклинювальний важіль; S_r – максимальне переміщення натискної плити (сама плита на рисунку не зображена); S_{ni} – позиційне переміщення натискної плити; B – шарнірне з'єднання розклинювального важеля 3 із натискною плитою; l_2 – відстань від горизонтальної осі обертання кулачка 2 до нижньої частини натискної плити; θ – кут тиску розклинювального важеля 3; μ – кут нахилу розклинювального важеля 3 до горизонталі; A, A_1, A_2 – позиційне переміщення шарнірного з'єднання ролика 1 із розклинювальним важелем 3; S_r – максимальне переміщення ролика 1; S_{ri} – позиційне переміщення ролика 1; L_1 – відстань від центру обертання кулачка 2 до крайнього дальнього положення ролика 1.

Методика аналітичного розрахунку кінематичних параметрів натискної плити наведена нижче.

Позиційне переміщення натискної плити розраховуємо, скориставшись виразом,

$$S_{\Pi} = \sqrt{l^2 - S_r^2} - l_2. \tag{1}$$

Згідно з рис. 2, очевидно, що точки A, A_1 та B утворюють прямокутний трикутник, тому, згідно з нижче наведеним виразом, можна розрахувати позиційний кут нахилу розклинювального важеля до горизонталі

$$\mu = \arccos\left(\frac{S}{l}\right). \tag{2}$$

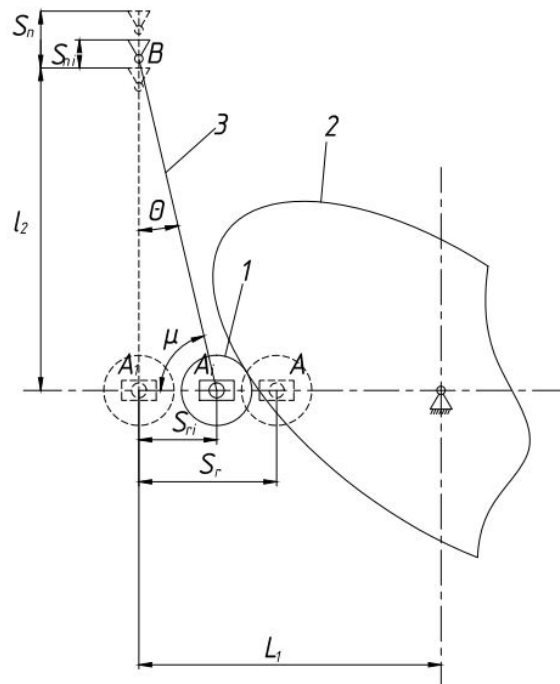


Рис. 2. Кінематична схема приводного механізму

Fig. 2. Kinematic scheme of the drive mechanism

Знаючи, що сума внутрішніх кутів трикутника складає 180° , можна приступити до розрахунку позиційного кута тиску розклинювального важеля

$$\theta = 180^\circ - 90^\circ - \mu \quad (3)$$

Позиційна зміна величини вертикальної відстані від горизонтальної осі обертання кулачка від крайнього нижнього положення натискної плити до крайнього верхнього положення розраховується виразом, підставивши відповідні значення із виразів (1) позиційного переміщення натискної плити і (3) позиційного кута тиску розклинювального важеля

$$l_3 = l_2 + \frac{S_{\Pi}}{\cos(\theta)} \quad (4)$$

Поділивши позиційну швидкість ролика (табл. 1) на добуток виразів (3) позиційного кута тиску розклинювального важеля і (4) позиційної зміни величини вертикальної відстані, отримаємо вираз для визначення позиційної кутової швидкості розклинювального важеля

$$\omega_1 = -\frac{V_r}{l_3 \cdot \cos(\theta)} \quad (5)$$

Позиційне кутове пришвидшення розклинювального важеля розраховуємо диференціюванням виразу (5) позиційної кутової швидкості розклинювального важеля

$$\varepsilon_1 = \frac{d\omega_1}{d\varphi} = \frac{V_r \cdot \sin(\theta) \cdot \omega_1 - \cos(\theta) \cdot W_r}{l_3 \cdot \cos^2(\theta)} \quad (6)$$

Диференціюванням виразу (1) позиційного переміщення натискної плити отримаємо вираз для визначення позиційної швидкості натискної плити

$$V_{\Pi} = \frac{dS_{\Pi}}{d\varphi} = -l_3 \cdot \sin(\theta) \frac{d\theta}{d\varphi} = -l_3 \cdot \sin(\theta) \cdot \omega_1 \quad (7)$$

Позиційне пришвидшення натискної плити визначаємо диференціюванням виразу (7) позиційної швидкості натискної плити

$$\begin{aligned}
 W_{\Pi} &= \frac{dV_{\Pi}}{d\varphi} = -I_3 \cdot [-\cos(\theta) \cdot \left(\frac{d\theta}{d\varphi}\right)^2 + \sin(\theta) \frac{d_2\theta}{d\varphi^2}] = \\
 &= -I_3 \cdot \left[\sin(\theta) \frac{d\omega_1}{d\varphi} - \cos(\theta) \frac{d\theta}{d\varphi} \cdot \omega_1\right] = I_3 \cdot [\cos(\theta) \cdot \omega_1^2 - \sin(\theta) \cdot \varepsilon_1]
 \end{aligned}
 \tag{8}$$

Результати досліджень та їх обговорення

Отже, проводимо порівняльну характеристику кінематичних параметрів плоско штанцювального преса для синусоїдального та косинусоїдального закону періодичного руху ролика, попередньо, наприклад, задавшись такими геометричними розмірами: максимальне переміщення натискної плити $S_n = 0,080$ м; довжина розклинювального важеля $l = 0,450$ м; відстань від горизонтальної осі обертання кулачка до нижньої частини натискної плити $l_2 = 0,370$ м; максимальне переміщення ролика $S_r = 0,256$ м; радіус ролика $r = 0,050$ м; максимальний розмір сегмента кулачка $R_1 = 0,350$ м; мінімальний розмір сегмента кулачка $R_2 = 0,094$ м.

Для зручності, отримані результати кінематичних параметрів ролика формуємо у вигляді таблиці (табл. 1), де: S_r – позиційне переміщення ролика; V_r – позиційна швидкість ролика; W_r – позиційне пришвидшення ролика; θ_2 – позиційний кут тиску між кулачком і роликом.

Таблиця 1

Порівняльна характеристика кінематичних параметрів ролика

Table 1

The comparative characteristics of roller kinematic parameters

№ з/п	Синусоїдальний закон періодичного руху				Косинусоїдальний закон періодичного руху			
	S_r , м	V_r , м/с	W_r , м/с ²	Θ_2 , град	S_r , м	V_r , м/с	W_r , м/с ²	Θ_2 , град
1	0	0	0	0	0	0	1,194	0
2	$1,65 \cdot 10^{-3}$	$4,73 \cdot 10^{-2}$	0,894	4,65	$6,26 \cdot 10^{-3}$	0,121	1,136	11,16
3	$1,24 \cdot 10^{-2}$	0,172	1,446	14,81	$2,44 \cdot 10^{-2}$	0,230	0,966	17,62
4	$3,80 \cdot 10^{-2}$	0,326	1,446	21,99	$5,28 \cdot 10^{-2}$	0,316	0,702	19,43
5	$7,54 \cdot 10^{-2}$	0,450	0,894	23,14	$8,84 \cdot 10^{-2}$	0,372	0,369	18,45
6	0,128	0,498	0	20,16	0,128	0,391	0	16,08
7	0,178	0,450	-0,894	15,19	0,168	0,372	-0,369	13,10
8	0,218	0,326	-1,446	9,70	0,203	0,316	-0,702	9,88
9	0,244	0,172	-1,446	4,77	0,232	0,230	-0,966	6,59
10	0,254	$4,75 \cdot 10^{-2}$	-0,894	1,28	0,250	0,121	-1,336	3,29
11	0,256	0	0	0	0,256	0	-1,194	0

За результатами проведених аналітичних досліджень кінематичних параметрів ролика встановлено, що для синусоїдального закону періодичного руху ролика характерні такі дані: максимальна швидкість ролика $V_r = 0,498$ м/с, максимальне пришвидшення ролика $W_r = 1,446$ м/с²; максимальний кут тиску між кулачком і роликом становить $\theta_2 = 23,14^\circ$. Для косинусоїдального закону періодичного руху ролика справедливі такі показники: максимальна швидкість ролика складає $V_r = 0,391$ м/с, максимальне пришвидшення ролика $W_r = 1,194$ м/с²; максимальний кут тиску між кулачком і роликом $\theta_2 = 19,43^\circ$.

Згідно з вище наведеними розрахунками, можна стверджувати, що косинусоїдальний закон періодичного руху ролика є доцільнішим у використанні, оскільки максимальна швидкість ролика менша в 1,27 раза, а максимальне пришвидшення ролика у 1,21 раза.

Однак основним завданням кінематичного аналізу плоско штанцювального преса є знаходження раціональних показників кінематичних параметрів рухомої натискної плити, оскільки

саме вона виконує технологічну операцію штанцювання картонних заготовок, та її маса є значно більшою, аніж маса ролика.

Згідно із вищенаведеною методикою розрахунку кінематичних параметрів натискної плити плоско штанцювального преса, проводимо порівняльну характеристику. Для зручності отримані дані формуємо у вигляді таблиць (табл. 2, 3).

Таблиця 2

Кінематичні параметри натискної плити для синусоїдального закону періодичного руху

Table 2

The kinematic parameters of the pressure plate of the sinusoidal law of periodic motions

№ з/п	μ , град	θ , град	l_3 , м	ω_1 , c^{-1}	ε_1 , c^{-2}	$S_{П}$, м	$V_{П}$, м/с	W , $м/с^2$
1	55,33°	34,67°	0,370	0	0	0	0	0
2	55,58°	37,42°	0,371	-0,16	-2,27	$1,22 \cdot 10^{-3}$	$3,26 \cdot 10^{-2}$	0,483
3	57,23°	32,77°	0,380	-0,54	-2,41	$8,40 \cdot 10^{-3}$	0,111	0,588
4	61,03°	28,97°	0,397	-0,94	-0,99	0,024	0,180	0,496
5	66,76°	23,24°	0,417	-1,17	0,75	0,043	0,193	0,405
6	73,47°	16,53°	0,434	-1,20	2,17	0,061	0,148	0,328
7	79,96°	10,04°	0,444	-1,03	3,16	0,073	$7,97 \cdot 10^{-2}$	0,219
8	85,15°	4,85°	0,448	-0,73	3,61	0,078	$2,76 \cdot 10^{-2}$	0,100
9	88,41°	1,59°	0,449	-0,38	3,28	0,079	$4,76 \cdot 10^{-3}$	0,025
10	89,79°	0,21°	0,449	-0,11	1,99	0,079	$0,17 \cdot 10^{-4}$	$1,74 \cdot 10^{-3}$
11	90°	0°	0,450	0	0	0,080	0	0

Таблиця 3

Кінематичні параметри натискної плити для косинусоїдального закону періодичного руху

Table 3

The kinematic parameters of the pressure plate of the cosinusoidal law of periodic motions

№ з/п	μ , град	θ , град	l_3 , м	ω_1 , c^{-1}	ε_1 , c^{-2}	$S_{П}$, м	$V_{П}$, м/с	W , $м/с^2$
1	55,33°	34,67°	0,370	0	-3,92	0	0	0,826
2	56,29°	33,71°	0,375	-0,39	-2,06	$4,34 \cdot 10^{-3}$	$8,06 \cdot 10^{-2}$	0,476
3	59,03°	30,97°	0,388	-0,69	-0,37	0,016	0,138	0,233
4	63,15°	26,85°	0,405	-0,87	0,76	0,031	0,160	0,137
5	68,14°	21,86°	0,421	-0,95	1,39	0,048	0,149	0,136
6	73,47°	16,53°	0,434	-0,94	1,70	0,061	0,116	0,157
7	78,66°	11,34°	0,443	-0,86	1,90	0,071	$7,45 \cdot 10^{-2}$	0,153
8	83,27°	6,73°	0,447	-0,71	2,09	0,077	$3,73 \cdot 10^{-2}$	0,115
9	86,89°	3,11°	0,449	-0,51	2,32	0,079	$1,25 \cdot 10^{-2}$	0,061
10	89,20°	0,80°	0,449	-0,27	2,55	0,079	$1,68 \cdot 10^{-3}$	0,016
11	90°	0°	0,450	0	2,65	80,00	0	0

За результатами досліджень кінематичних параметрів натискної плити стало зрозуміло, що синусоїдальний закон періодичного руху ролика характеризується такими показниками: максимальна швидкість натискної плити $V_n = 0,193$ м/с; максимальне пришвидшення натискної плити $W_n = 0,588$ м/с². Косинусоїдальний закон періодичного руху ролика: максимальна швидкість натискної плити $V_n = 0,160$ м/с; максимальне пришвидшення натискної плити $W_n = 0,826$ м/с².

Згідно із вищенаведеними розрахунками, очевидно, що для синусоїдального закону періодичного руху ролика максимальна швидкість натискної плити в 1,21 раза є більшою, однак максимальне пришвидшення натискної плити менше в 1,40 раза.

Оскільки в процесі проектування нового або удосконаленні відомого устаткування необхідно прагнути до зменшення додаткових зусиль (зусиль, які не виконують технологічної операції, таких як зусилля інерції та зусилля тертя), то необхідно, за можливості, обирати кінематичні параметрами із меншими показниками. Оскільки в плоско штанцювальному устаткуванні продуктивність роботи є доволі високою, а маса натискної плити, порівняно з масою ролика, великою, то необхідно прийняти такий закон періодичного руху ролика, який забезпечував би менші зусилля інерції натискної плити. Згідно з вищесказаним та отриманими результатами аналітичних розрахунків для двох законів періодичного руху ролика, очевидно, що при рівних геометричних розмірах плоско штанцювального преса рекомендовано обрати синусоїдальний закон періодичного руху ролика, який характеризується меншим максимальним пришвидшенням натискної плити.

Висновки

Проаналізовані кінематичні параметри плоско штанцювальних пресів. Наведено схему розробленого плоско штанцювального преса для штанцювання розгортки картонного пакування, приводний механізм рухомої натискної плити якого містить розклинювальні важелі, ролики, кулачок та пружину. Наведено методику аналітичного розрахунку кінематичних параметрів натискної плити досліджуваного плоско штанцювального преса. Проведено порівняльну характеристику кінематичних параметрів плоско штанцювального преса для двох законів періодичного руху вихідної ланки при аналогічних геометричних розмірах. В результаті порівняльної характеристики кінематичних параметрів плоско штанцювального преса стало очевидно, що при синусоїдальному законі періодичного руху максимальна швидкість ролика вища в 1,27 раза, максимальне пришвидшення ролика більше у 1,21 раза, максимальна швидкість натискної плити вища у 1,21 раза, однак максимальне пришвидшення натискної плити є меншим у 1,40 раза. Оскільки швидкість роботи плоско штанцювального преса є порівняно високою, а маса рухомої натискної плити великою, то принципово важливим критерієм при виборі кінематичних параметрів є саме пришвидшення натискної плити. Згідно з наведеними результатами порівняльної характеристики кінематичних параметрів натискної плити плоско танцювального, преса можна стверджувати, що для досліджуваного плоско штанцювального преса, приводний механізм рухомої натискної плити якого містить розклинювальні важелі, ролики, кулачок і пружину, раціонально прийняти синусоїдальний закон періодичного руху ролика. Наступним етапом у дослідженні розглянутого плоско штанцювального преса буде визначення зусиль, які виникають під час виконання технологічної операції штанцювання картонних заготовок.

Список літератури

1. Прес штанцювального автомата: пат. 118155 Україна: МПК В31В 50/52, В26F 1/40, F16Н 21/34, В30В 1/26, В30В 1/18 / Регей І. І., Радіховський І. А., Книш О. Б., Млинко О. І. № а201711500; заявл. 24.11.2017; опубл. 26.11.2018. Бюл. № 22. 5 с.
2. Прес штанцювального автомата: пат. 120823 Україна: МПК В26F 1/14, В31В 50/14, В31В 50/88, В30В 1/26 / Регей І. І., Книш О. Б., Іваськів Б. Р., Терницький С. В., Бегень П. І. № а201902645; заявл. 18.03.2019; опубл. 10.02.2020. Бюл. № 3. 5 с.
3. Прес штанцювального автомата: пат. 102323 Україна: МПК В26F 1/14, В26F 1/40, В31В 1/24 / Регей І. І., Кузнецов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. № а201201944; заявл. 21.02.2012; опубл. 25.06.2013. Бюл. № 12. 4 с.
4. Прес штанцювального автомата: пат. 113347 Україна МПК В31В 1/14, В31В 1/24, В26F 1/38, В31В 1/40, F16Н 21/34 / Регей І. І., Пасіка В. Р., Кузнецов В. О., Влах В. В. №а 201508496; заявл. 31.08.2015; опубл. 10.01.2017. Бюл. № 1. 4 с.
5. Прес штанцювального автомата: пат. 107868 Україна: МПК В31В 1/14, В26F 1/38 / Регей І. І., Хведчин Ю. Й., Зелений В. В. № а201306886; заявл. 01.06.2013; опубл. 25.02.2015. Бюл. № 4. 4 с.

6. Кузнєцов В. О., Коломієць А. Б., Дмитрашук В. С. Параметричні дослідження привода натискної плити у штанцювальній машині. Упаковка. 2012. № 6. С. 31-34.
7. Кузнєцов 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.
8. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД. 2005.
9. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. М. : Машгиз, 1964.
10. Прес штанцювального атомата: пат. 125459 Україна: МПК В26F 1/14, В26F 1/38, В31В 50/14В, F16Н 13/08 / Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Стецько А. Є. № а202008402; заявл. 28.12.2020; опубл. 09.03.2022. Бюл. №10. 4 с.
11. Шахбазов Я. О., Четербух О. Ю., Широков В. В., Паламар О. О. Механізм привода натискної плити плоского штанцювального преса. Поліграфія і видавнича справа. 2020. № 1. С. 112-120.

O. Yu. Cheterbukh, Y. O. Shakhbazov, V. V. Shyrokov
Ukrainian Academy of Printing

THE COMPARATIVE CHARACTERISTICS OF KINEMATIC PARAMETERS OF THE FLAT DIE-CUTTING PRESS

Aim. Carrying out a comparative characterization of the kinematic parameters of the developed flat die-cutting press, the drive mechanism of the movable pressure plate of which includes a cam, rollers, spring and levers, with two laws of periodic movement of the executive link (roller). **Method.** A flat die-cutting press was chosen as the research material, for which a new design of the drive mechanism of the movable pressure plate was developed, for which a Ukrainian patent for the invention was obtained. Analytical studies of the kinematic parameters of the flat die-cutting press, followed by their comparison, were carried out for two traditional laws of periodic movement of the executive link (roller) for packaging engineering. The geometric dimensions of the flat die-cutting press are chosen taking into account material saving and ensuring compactness. **Results.** The work established that in the researched flat die-cutting press with given geometric dimensions, the sinusoidal law of periodic movement of the executive link is characterized by the following parameters: maximum speed of the roller $V_r = 0,498 \text{ m/s}$, maximum acceleration of the roller $W_r = 1,446 \text{ m/s}^2$, maximum speed of the pressure plate $V_n = 0,193 \text{ m/s}$, maximum acceleration of the pressure plate $W_n = 0,588 \text{ m/s}^2$. Whereas for the cosinusoidal law of periodic motion, the following indicators are valid: maximum speed of the roller $V_r = 0,391 \text{ m/s}$, maximum acceleration of the roller $W_r = 1,194 \text{ m/s}^2$, maximum speed of the pressure plate $V_n = 0,160 \text{ m/s}$, maximum acceleration of the pressure plate $W_n = 0,826 \text{ m/s}^2$. As a result of the comparative characteristics of the kinematic parameters of the flat die-cutting press, it became obvious that with sinusoidal law of periodic motion, the maximum roller speed is 1,27 times higher, maximum roller acceleration is 1,21 times higher, maximum pressure plate speed is 1,21 times higher, but maximum pressure plate acceleration is 1,40 times lower. **Scientific novelty.** Analytical studies and comparative characteristics of the developed flat die-cutting press for two laws of periodic movement of the executive link, the drive mechanism of the movable pressure plate consisting of levers, rollers, a cam and a spring, were carried out. It has been demonstrated that the law of periodic movement of the executive link significantly affects the kinematic parameters of the flat die-cutting press with similar geometric dimensions. **Practical significance.** The obtained results of studies of the kinematic parameters of the flat die-cutting press can be used for further research, in particular for: efforts synthesis of the flat die-cutting press; preparation for refusal; magnitudes of elastic deformations and thicknesses of activation of parts that are in constant contact (a cam and roller).

Key words: the flat die-cutting press, the drive mechanism, kinematic parameters, speed, acceleration, law of periodic motion.

Reference

1. Rehei I. I., Radikhovskiy I. A., Knysh O. B., Mlynko O. I. Прес штанцювального атомата: пат. 118155 Україна: МПК В31В 50/52, В26F 1/40, F16Н 21/34, В30В 1/26, В30В 1/18 № а201711500; заявл. 24.11.2017; опубл. 26.11.2018. Биул. № 22. 5 p. [in Ukraine].
2. Rehei I. I., Knysh O. B., Ivaskiv B. R., Ternytskyi S. V., Behen P. I. Прес штанцювального атомата: пат. 120823 Україна: МПК В26F 1/14, В31В 50/14, В31В 50/88, В30В 1/26/ № а201902645; заявл. 18.03.2019; опубл. 10.02.2020. Биул. № 3. 5 p. [in Ukraine].

3. Rehei I. I., Kuznietsov V. O., Kolomiets A. B., Dmitrashchuk V. S. Pres shtantsiuvalnoho avtomata: pat. 102323 Ukraina: MPK B26F 1/14, B26F 1/40, B31B 1/24 / № a201201944; zaiavl. 21.02.2012; opubl. 25.06.2013. Biul. № 12. 4 p. [in Ukraine].
4. Rehei I. I., Pasika V. R., Kuznietsov V. O., Vlach V. V. Pres shtantsiuvalnoho avtomata: pat. 113347 Ukraina MPK B31B 1/14, B31B 1/24, B26F 1/38, B31B 1/40, F16H 21/34 / № a201508496; zaiavl. 31.08.2015; opubl. 10.01.2017. Biul. № 1. 4 p. [in Ukraine].
5. Rehei I. I., Khvedchyn Yu. Y., Zelenyi V. V. Pres shtantsiuvalnoho avtomata: pat. 107868 Ukraina: MPK B31B 1/14, B26F 1/38 / № a201306886; zaiavl. 01.06.2013; opubl. 25.02.2015. Biul. № 4. 4 p. [in Ukraine].
6. Kuznietsov V. O., Kolomiets A. B., Dmitrashchuk V. S. (2012). Parametrychni doslidzhennia pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnii mashyni. Upakovka, № 6, Pp. 31-34 [in Ukraine].
7. Kuznietsov V. O., Rehei I. I., Vlach V. V. (2017). Modernizatsiia mekhanizmu pryvoda natysknoi plyty u shtantsiuvalnomu presi. Polihrafiia i vydavnycha sprava, № 1 (73), Pp. 56-62 [in Ukraine].
8. Poliudov O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn: navch. posib. Lviv : UAD [in Ukraine].
9. Tyr K. V. (1964). Mekhanyka polyhrafycheskykh avtomatov. Moscow : Mashhyz [in USSR].
10. Shakhbazov Y. O., Cheterbukh O. Y u., Stetsko A. Ie. Pres shtantsiuvalnoho avtomata: pat. 125459 Ukraina: MPK B26F 1/14, B26F 1/38, B31B 50/14B, F16H 13/08 / № a202008402; zaiavl. 28.12.2020; opubl. 09.03.2022. Biul. №10. 4 p. [in Ukraine].
11. Shakhbazov Y. O., Cheterbukh O. Yu., Shyrovkov V. V., Palamar O. O. (2020). Mekhanizm pryvodu natysknoi plyty ploskoho shtantsiuvalnoho presa. Polihrafiia i vydavnycha sprava. № 1. Pp. 112-120 [in Ukraine].