

палітурне устаткування : Ч. 2: Палітурне устаткування: підруч. / Ю. Й. Хведчин. — Львів: Укр. акад. друкарства. — 2007. — 392 с.

АВТОМАТИЗИРОВАННЫЙ КИНЕМАТИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ РЫЧАЖНЫХ МЕХАНИЗМОВ ПОЛИГРАФИЧЕСКИХ И УПАКОВОЧНЫХ МАШИН С ПОСТОЯННОЙ ДЛИНОЙ ЗВЕНЬЕВ

Разработан программный комплекс иерархической структуры для анализа кинематических характеристик плоских рычажных механизмов. Комплекс разрабатывался в среде Embarcadero RAD Studio XE5 на основе библиотеки базовых классов VCL и объектно-ориентированного программирования.

THE AUTOMATED KINEMATICS ANALYSIS OF LEVERMECHANISMS OF POLYDIENE AND PACKING MACHINES WITH PERMANENT LENGTHS OF LINKS

Hierarchically composed software was developed to analyze cinematic parameters of flat linkages. The software was created with Embarcadero RAD Studio XE5 using the base classes library VCL and object oriented programming.

Стаття надійшла 18.11.2014

УДК 621.01: 681.3

Ю. Й. Хведчин, В. В. Зелений

Українська академія друкарства

АНАЛІЗ МЕХАНІЗМІВ ПРЕСА ШТАНЦЮВАЛЬНИХ АВТОМАТІВ

Проаналізовано існуючі конструкції механізмів преса різних видів штанцювального і подібного обладнання. Ці механізми виконують операції, що вимагають подолання значного технологічного навантаження в кінці руху виконавчої ланки. Авторами відібрано найкращий зразок, а також виявлено недоліки в даних механізмах для подальшого їх дослідження і вдосконалення.

Штанцювальний автомат, прес, технологічне навантаження, розклинювальний механізм

Для виготовлення розгортки картонних пакувань використовується різноманітне устаткування, яке класифікується за способом розділення матеріалу, формою контактуючих поверхонь, характером їх розташування, видами руху натискної плити, ступенем механізації тощо.

Найбільшого поширення у виробництві набули автомати для плоского штанцювання розгорток. Одним з найважливіших вузлів цього обладнання є механізм преса, який забезпечує висікання розгорток по контуру та бігування або перфорування ліній згину. Ці операції виконуються при взаємодії горизонтальних плит, одна з яких рухома. Висікання і супутні операції супроводжуються значними технологічними навантаженнями, що виникають унаслідок проникнення інструментів штанцювальної форми в товщину картонної заготовки. Технологічне навантаження при штанцюванні

$$F_{\Sigma} = F_a + F_b + F_n + F_d, \quad (1)$$

де F_a , F_b , F_n та F_d — складові сили для подолання опору, відповідно, висікання, бігування, перфорування та деформації ежекторного матеріалу [2].

Для приводу плит у штанцювальних автоматах використовують механізми з рухомою нижньою або верхньою плитою, з різними за конструкціями засобами створення тиску та іншими особливостями. У технічній літературі фактично відсутні інформація про їх дослідження та аналіз кінематичних і силових параметрів.

Мета нашого дослідження — аналіз існуючих конструкцій механізму преса різних видів штанцювального і подібного обладнання з інших галузей промисловості, які виконують операції, що вимагають подолання значного технологічного навантаження в кінці руху виконавчої ланки [3].

Аналіз базується на таких принципах:

- подолання значного технологічного зусилля на пресувальній плиті за умови прикладення мінімальної сили на вхідній приводній ланці;
- забезпечення строгого плоско-паралельного руху натискної плити;
- значна площа контактуючих поверхонь;
- відносна простота конструкції, низька матеріаломісткість.

Завдання дослідження передбачає обґрунтування більш раціональних схем механізму преса для подальшого детального вивчення і вироблення рекомендацій з метою застосування на виробництві.

Для аналізу відібрано дев'ять схем механізмів (рис.1). Схеми *a*, *ж*, *з* — механізми плоских штанцювальних пресів; схеми *г*, *в*, *д*, *е*, *є* — механізми пресів поліграфічного виробництва; *б* — механізм преса машинобудівного виробництва. Їх можна розділити за різними ознаками, зокрема:

- типом ведучої ланки (ексцентрикові — схеми *a*, *ж*, *з*; кулачкові — *д*, *е*, *є*; кривошипні — *б*, *в*, *г*);
- величиною площі створення тиску (від відносно невеликої $u \approx 300 \text{ см}^2$ — схема *д* до розміру аркуша картону площею $\approx 1,5 \text{ м}^2$ — схеми *a*, *г*, *ж*, *з*);
- тривалістю дії зусилля;
- величиною створеного зусилля (від 0,3–0,6 до 6 МН);
- типом механізму, що створює технологічне зусилля (розклинювальний, кривошипний та ексцентриковий);
- типом рухомої плити (нижньої або верхньої).

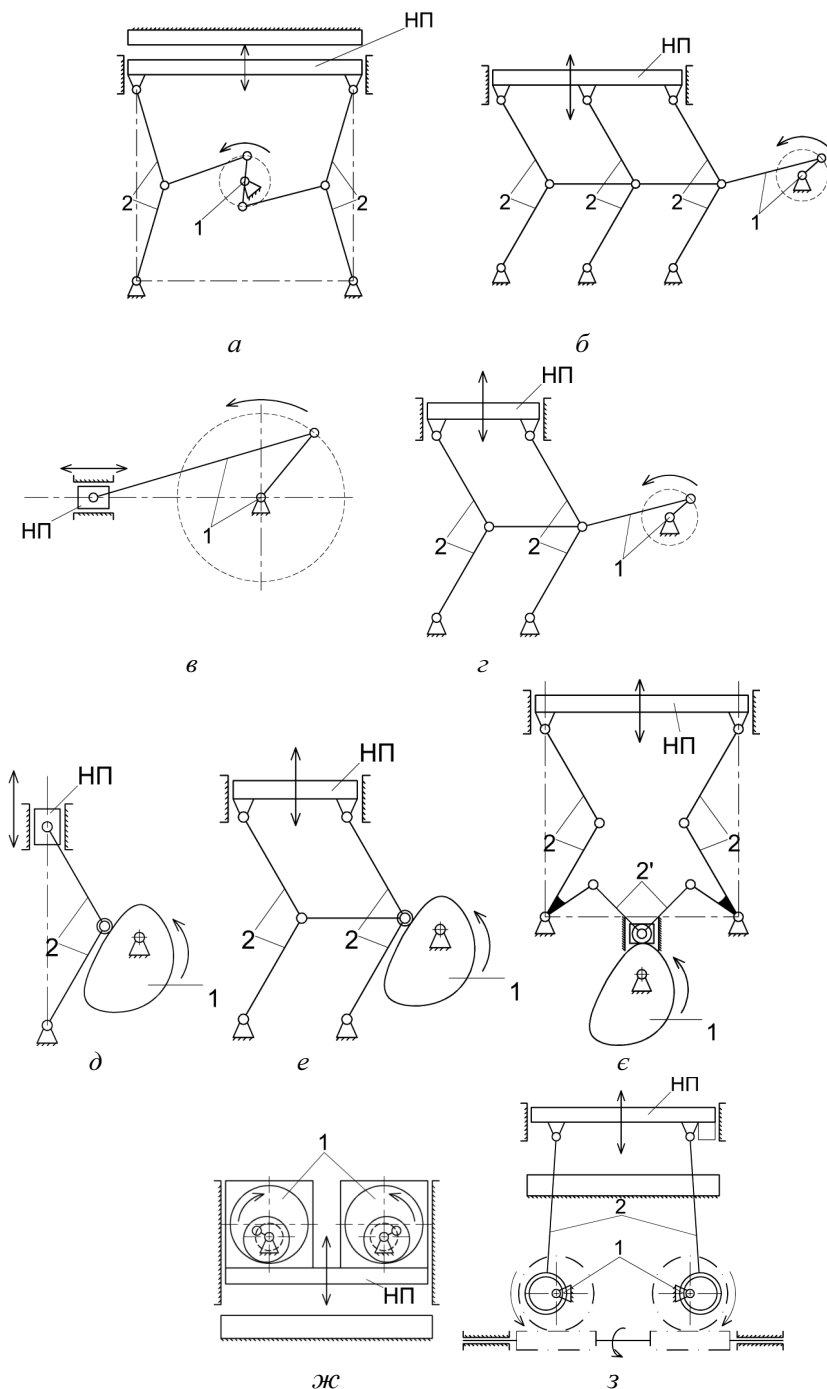


Рис. 1. Кінематичні схеми механізмів пресів:
 НП — натискна плита; 1 — ведуча ланка; 2 — розклинювальні або
 ексцентрикові механізми

Аналізуючи наведені схеми, можна зробити висновок, що всі механізми для створення великого технологічного зусилля застосовують лише два види елементарних механізмів: розклинювальний або кривошипний (ексцентриковий можна розглядати як кривошипний), які мають фактично однакову структуру, а різняться лише відношенням довжин ланок $\lambda=L/R$, де L – довжина шатуна, R – радіус ведучого кривошипа або ексцентриситет в ексцентриковому механізмі.

Для виявлення характеристик впливу на основні показники роботи цих пресів необхідно проаналізувати елементарний розклинювальний пристрій (рис. 2), який створює значне технологічне зусилля P при прикладанні порівняно невеликого рушійного зусилля Q . У період тиснення відносно велике переміщення ведучої ланки відповідає дуже малому переміщенню веденої ланки (повзун С), що створює технологічне зусилля P .

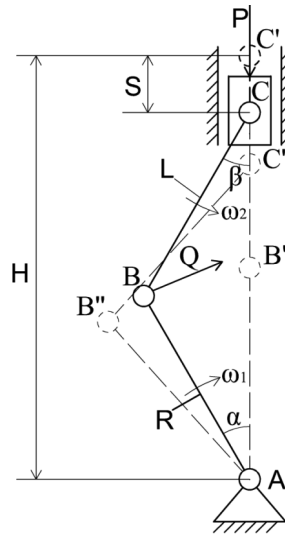


Рис. 2. Схема розклинювального механізму

Здатність механізму тиснення трансформувати силу виразимо коефіцієнтом передачі сили:

$$\psi = \frac{Q}{P} \quad (2)$$

Знаючи величини ψ і потрібного технологічного зусилля P можна визначити біжуче значення рушійної сили Q , яка повинна бути прикладена до ведучої ланки механізму:

$$Q_i = \psi_i \cdot P_i \quad (3)$$

З самого визначення ψ видно, що рушійна сила механізму преса буде тим меншою, чим меншим є коефіцієнт ψ . Для визначення коефіцієнта ψ скористаємося рівнянням миттєвих потужностей:

$$N_{pc} = N_{ко} + N_{шо}, \quad (4)$$

де N_{pc} — потужність рушійної сили; $N_{ко}$ — потужність сили корисного опору; $N_{шо}$ — потужність сил шкідливого опору.

Зі схеми сил, що діють у механізмі преса (рис. 2), знаходимо

$$N_{pc} = Q \cdot R \cdot \omega_1; \quad N_{ко} = P \cdot V_c; \quad (5)$$

$$N_{шо} = T \cdot V_c + M_c \cdot \omega_2 + M_B(\omega_2 + \omega_1) + M_A \cdot \omega_1, \quad (6)$$

де Q — рушійна сила; P — технологічне навантаження (розрахункове зусилля пресування); R — довжина ланки АВ; V_c — миттєва швидкість нижньої плити преса; ω_1, ω_2 — миттєві кутові швидкості ланок АВ і ВС; T — сила тертя повзуна С у напрямних станини

$$T = Q_2 \cdot f \cdot \sin \beta. \quad (7)$$

M_A, M_B, M_C — моменти сил тертя в шарнірах А, В, С.

$$M_A = Q_1 \cdot r \cdot f; \quad M_B = M_C = Q_2 \cdot r \cdot f, \quad (8)$$

де Q_1 і Q_2 — складові сили Q ; f — коефіцієнт тертя; r — радіус шарніра.

Після підстановки значень M_A, M_B і M_C рівняння (4) матиме такий вигляд:

$$Q_1 \cdot R \cdot \omega_1 = P \cdot v_c + Q_2 \cdot V_c \cdot f \cdot \sin \beta + Q_2 \cdot r \cdot f \cdot \omega_2 + Q_2 \cdot r \cdot f (\omega_2 + \omega_1) + Q_1 \cdot r \cdot f \cdot \omega_1. \quad (9)$$

Замінивши зусилля Q_1 і Q_2 через P і враховуючи, що кути α і β у період тиснення малі, а також нехтуючи силою тертя повзуна в напрямних, одержуємо

$$\psi = \frac{Q}{P} = \frac{V_c}{V_B} + 2rf \frac{(\omega_1 + \omega_2)}{V_B \cos \alpha}. \quad (10)$$

З цього рівняння після ряду перетворень отримуємо вираз для коефіцієнта передачі сил ψ :

$$\psi = \frac{Q}{P} = \sqrt{S} \cdot \sqrt{\frac{2H}{RL}} + rf \frac{2H}{RL},$$

або

$$\psi = m_1 \sqrt{S} + rf \cdot m_2, \quad (11)$$

де S — відстань нижньої плити преса від її «мертвої» точки; m_1, m_2 — коефіцієнти, що характеризують геометричні параметри механізму

$$m_1 = \sqrt{\frac{2H}{RL}}; \quad m_2 = \frac{2H}{RL}, \quad (12)$$

Тут $H = R + L$, де R і L — довжини важелів АВ і ВС.

Вираз m_1 характеризує передатне відношення механізму, а вираз m_2 — ступінь впливу сил тертя на здатність механізму трансформувати силу. Розрахунки показують, що вплив цих коефіцієнтів на величину ψ не однаковий: m_2 приблизно в 4–8 разів має меншу величину, ніж m_1 . Оскільки в обидва вирази

m_1, m_2 входять однакові параметри (H, R, L), далі говоритимемо про загальну характеристику m . Наведені залежності дозволяють розв'язати задачу про відбір оптимальної схеми преса на основі тих вимог, які викладені вище.

Аналізуючи формули (11) і (12), бачимо, що максимальний виграш у силі спостерігається при мінімальному значенні ψ , що можливо при відповідно мінімальних величинах геометричних характеристик механізмів m і $r:f$. При цьому будуть, по-перше, зменшені розміри ланок механізмів, тобто його металомісткість і, по-друге, енергетичні витрати при роботі механізму преса.

Для того щоб з'ясувати ступінь впливу цих параметрів на ψ , виконано досліді з використанням комп'ютерних програм. На величину ψ суттєвий вплив має співвідношення геометричних розмірів механізму λ . Встановлено (рис. 3), що мінімальні значення m одержані при $\lambda = 1$, тобто коли розміри важелів АВ і ВС однакові ($R = L$). Сумарна довжина H цих важелів також впливає на величину m – при найбільшому значенні H (у даному випадку при $H=1000$ мм) m має мінімальне значення, тобто найкращі умови передачі рушійної сили. Але треба враховувати, що при цьому збільшуються габарити.

При проведенні досліджень доведено, що при збільшенні відношення λ від 1 і більше показник ψ погіршувався. Водночас аналогічна тенденція спостерігається при зменшенні $\lambda < 1$, при цьому доведено, що при $\lambda=5$ і $\lambda=0,2$ величина m однакова. Подібна рівність існує при інших параметрах λ . Тобто заміна розмірів важелів L і R у відношенні $\lambda = L/R$ на $\lambda = R/L$ не змінює величини m .

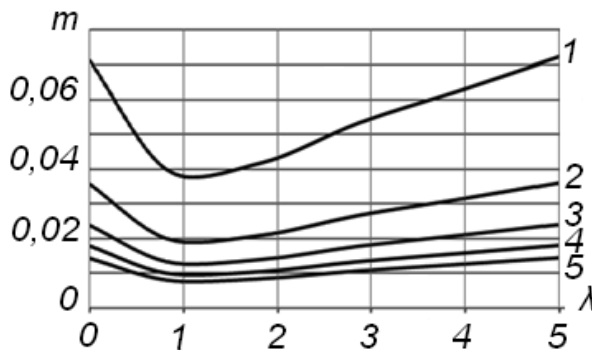


Рис. 3. Залежність характеристики m від відношення λ при зміні H :
 1 — $H=200$ мм; 2 — $H=400$ мм; 3 — $H=600$ мм;
 4 — $H=800$ мм; 5 — $H=1000$ мм

Для обґрунтування впливу сумарної довжини важелів H на величину m проведено дослідження за різних величин λ (рис. 4).

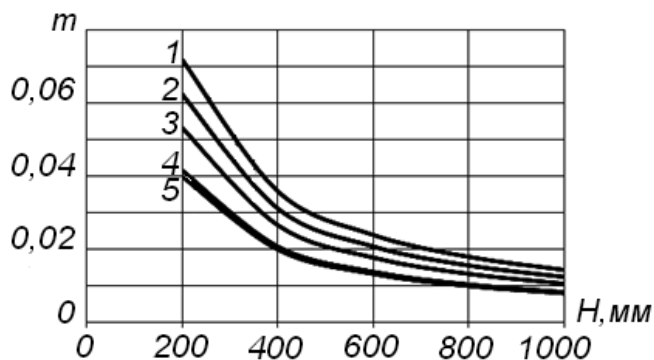


Рис. 4. Залежність коефіцієнта m від сумарної довжини важелів H при різних величинах їх співвідношення λ :
 1 – $\lambda=5$ або 0,2; 2 – $\lambda=4$ або 0,25;
 3 – $\lambda=3$ або 0,33; 4 – $\lambda=2$ або 0,5; 5 – $\lambda=1$

Як бачимо, мінімальні величини m одержано на кривій 5, яка має $\lambda=1$. З другого боку, зменшення m зафіксовано для всіх значень при збільшенні H : при $H=200-400$ йде інтенсивно, починаючи з $H > 400$ і далі, зменшення m відбувається плавно і на незначну величину. Звідси можна зробити висновок, що найкраще використовувати діапазон H у межах 400–600 мм, при більших H значно зростають габарити механізму, а одержаний ефект буде мінімальним.

На рис. 5 показано вплив на ψ зміни S у діапазоні 1–5 мм для оптимального співвідношення ланок $\lambda=1$. Як видно, у міру наближення плити коефіцієнт ψ поліпшується для всіх величин H , найкращі результати — у максимальних $H=800-1000$ мм.

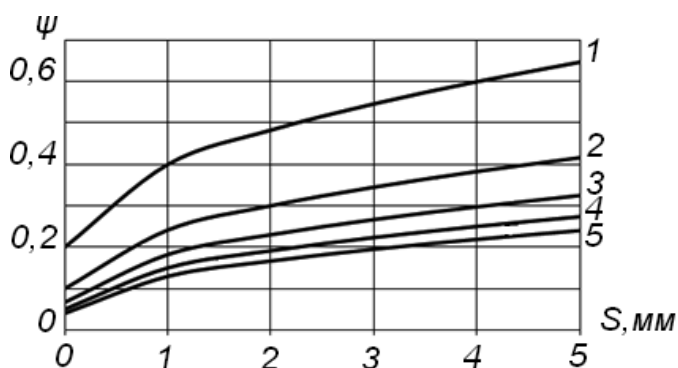


Рис. 5. Залежність коефіцієнта ψ від положення плити преса S при різних величинах сумарної довжини важелів H :
 1 – $H=200$ мм; 2 – $H=400$ мм;
 3 – $H=600$ мм; 4 – $H=800$ мм; 5 – $H=1000$ мм

Вивчено також вплив конструкції елементарних розклинювального та ексцентрикового механізмів на можливість одержання мінімальних значень коефіцієнта ψ . Формула (11) дійсна також для ексцентрикового механізму, але коефіцієнти m_1 і m_2 мають інші вирази:

$$m_1 = \sqrt{\frac{2(\lambda - 1)}{L}}; m_2 = \frac{2\lambda}{L}. \quad (13)$$

Тут $\lambda = L/R$, де L — довжина шатуна; R — радіус ексцентрика.

Для розклинювального механізму було прийнято такі оптимальні параметри: $R=L=200$ мм, $H=R+L=400$, $\lambda=1$; для кривошипних і ексцентрикових механізмів: $R=40$ мм, $L=240$ мм, $\lambda=6$, тобто найбільш застосовувані на виробництві.

Розрахунок коефіцієнта ψ проводився без урахування сил тертя, тобто без другої складової формули (11), приймаючи $m_2 = 0$, оскільки припускаємо, що втрати потужності на тертя для всіх схем механізмів преса однакові. Параметр S змінювався в діапазоні 24 — 1,5 мм. У результаті розрахунків одержано залежність $\psi = f(S)$ (рис. 6).

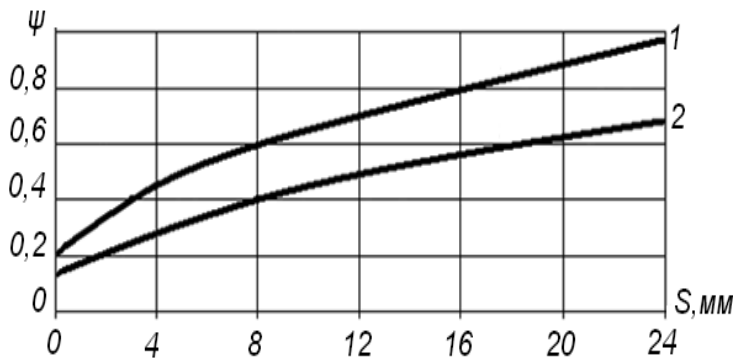


Рис. 6. Коефіцієнти передачі сил ψ при застосуванні елементарних механізмів:
1 — ексцентрикових і кривошипних; 2 — розклинювальних

Як видно з графіка, застосування в механізмі преса розклинювального пристрою забезпечує кращі умови передачі сил, ніж при кривошипному або ексцентриковому механізмах.

Для схем з розклинювальними механізмами одержано при $S = 1,5$ мм коефіцієнт $\psi = 0,1732$, тобто технологічне зусилля P перевищує прикладене Q в 5,77 рази. При цих же умовах кривошипні й ексцентрикові механізми дають

лише $\psi = 0,25$, тобто $P/Q = 4,0$. Отже, для створення необхідного технологічного навантаження P потрібне менше рушійне зусилля Q .

Ураховуючи одержані дані й інші фактори, важливі для вибору оптимальної схеми механізму, здійснили також експертний аналіз порівняльних характеристик відібраних механізмів преса із застосуванням основ кваліметрії для оцінювання рівня якості схем пресів щодо їх відповідності заданим параметрам, які наведені вище [1].

Ці дослідження відображено в таблиці, при цьому прийнято такі параметри оцінювання механізмів (у стовпчиках по горизонталі зазначено їх важливість у балах):

- 1 — можливість штанцювання великоформатного аркуша картону;
- 2 — можливість одержання мінімальних величин коефіцієнта ψ ;
- 3 — відсутність вищих кінематичних пар;
- 4 — відсутність горизонтальних реакцій станини на плиту;
- 5 — можливість створення технологічного зусилля в декілька МН;
- 6 — невеликі габарити, відносна простота конструкції, мала матеріаломісткість.

Аналіз якісних характеристик схем пресів (в умовних балах)

Схема механізму	1 5 балів	2 5 балів	3 2 бали	4 1 бал	5 5 балів	6 4 бали	Кількість позитивних параметрів та балів
а	+	+	+	+	+	+	6=22
б	+	+	+	–	+	–	4=17
в	–	+	+	–	–	+	3=9
г	+	+	+	–	+	–	4=17
д	–	+	–	–	–	+	2=9
е	+	+	–	–	+	+	4=19
є	+	+	–	+	+	+	5=20
ж	+	+	+	+	+	+	6=20
з	+	+	+	+	+	+	6=20

Можливість одержання мінімальних величин коефіцієнта ψ оцінювалася за формулами (11), (12) і (13) при таких геометричних параметрах: для розклинювальних механізмів: $R = L=200$ мм, $H=400$, $\lambda=1$; для кривошипних

й ексцентрикових: $R = 40$ мм, $L = 240$ мм, $\lambda = 6$. Коефіцієнт ψ розраховували для $r = 50$ мм, $f = 0,06$, $S = 1,5$ мм, оскільки товщина картону для виготовлення споживчої тари не перевищує 3 мм, а найчастіше використовуються товщини до 1,5 мм. Доведено, що розклинювальний механізм має кращі показники коефіцієнта передачі сил, ніж кривошипні й ексцентрикові, орієнтовно в 1,5 рази.

Таким чином, проаналізувавши подані схеми механізмів, які використовуються для створення значних технологічних навантажень, було виявлено, що найбільша кількість позитивних параметрів (6) і балів (22) властива схемі «а». Саме такий механізм застосовують на штанцювальних автоматах провідних фірм, які займаються виготовленням обладнання для пакувальної галузі. Тому цей механізм вимагає подальшого детального кінематичного і кінетостатичного аналізів для виявлення впливу його параметрів на роботу штанцювального обладнання.

1. Пашуля П. Л. Стандартизація, метрологія, відповідність, якість у поліграфії: підруч. / П. Л. Пашуля. — Львів : Укр. акад. друкарства, 2011. — 408 с. 2. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення): навч. посіб. / І. І. Регей. — Львів: Укр. акад. друкарства, 2011. — 144 с. 3. Хведчин Ю. Й. Брошуровально-палітурне устаткування: підруч. — Львів: Укр. акад. друкарства, 2007. — 392 с.

АНАЛИЗ МЕХАНИЗМОВ ПРЕССА ШТАНЦЕВАЛЬНЫХ АВТОМАТОВ

Проанализированы существующие конструкции механизмов пресса различных видов штанцевального и подобного оборудования. Эти механизмы выполняют операции, требующие преодоления значительной технологической нагрузки в конце движения исполнительного звена. Авторами отобран лучший образец, а также выявлены недостатки в данных механизмах для дальнейшего их исследования и усовершенствования.

ANALYSIS OF THE MECHANISMS OF PRESS IN DIE-CUTTING AUTOMAT

The article analyzes the existing structures of various types of mechanisms press die-cutting and similar equipment from other industries. These mechanisms perform operations that require overcoming significant technological load at the end of the motion actuator. The authors selected the best example, but also revealed deficiencies in these mechanisms for further research and improvement.

Стаття надійшла 13.11.2014