

УДК 621.01: 681.3

# Параметричні дослідження привода натискної плити у штанцювальній машині

В.О. Кузнєцов, к.т.н., А.Б. Коломієць, к.т.н., В.С. Дмитрашук, Українська академія друкарства, м. Львів

Для виготовлення розгорток картонного пакування широко використовують штанцювальне обладнання, укомплектоване автономними операційними модулями (рис. 1): пневматичним самонакладом С, пресом П, секцією виламування обрізків СВО та приймальним пристроєм ПП [1]. Складніші за конструкцією штанцювальні машини-автомати після СВО укомплектовані секцією роз'єднання розгорток.

Узгоджене функціонування окремих модулів забезпечується транспортувальним засобом ТЗ, призначеним для покрокового переміщення картонних заготовок КЗ через технологічні секції від С до ПП. Виготовлені картонні розгортки КР, з'єднані між собою вузькими перемичками, укладаються в стос. Прес П штанцювальної машини забезпечує виконання важливих технологічних операцій: висікання розгорток по контуру, бігування (перфорування) ліній згину, конгревне тиснення матеріалу. Він складається із плоскої нерухокої плити 1, штанцювальної форми 2, прикріпленої до неї, натискної плити 3.

Як привод натискної плити 3 (рис. 2) використовують важільні розклинювальні механізми, що складаються з важелів 4–7 і шатунів 8, 9 та ексцентрикового механізму 10. Початково натискна плита 3 розташована у нижньому положенні. Після подачі кареткою (на рисунку не позначено) КЗ в робочу зону преса механізм 10 за допомогою шатунів 8, 9 приводить у дію важелі 4–7 розклинювальних механізмів, які забезпечують натискній плиті 3 вертикальне переміщення (робочий хід) для виконання операції штанцювання розгорток.



Процес штанцювання КЗ завершується в момент, коли важелі 4–7 займають вертикальне положення. Протягом холостого ходу натискна плита 3 рухається вертикально вниз унаслідок зустрічного руху шатунів 8, 9.

Завдяки ефекту розклинювання за умови незначних переміщень ланок і відносно невеликих зусиль на вхідних ланках механізму зусилля притиску плити досягають значних величин (у декілька десятків разів більших від вихідних),

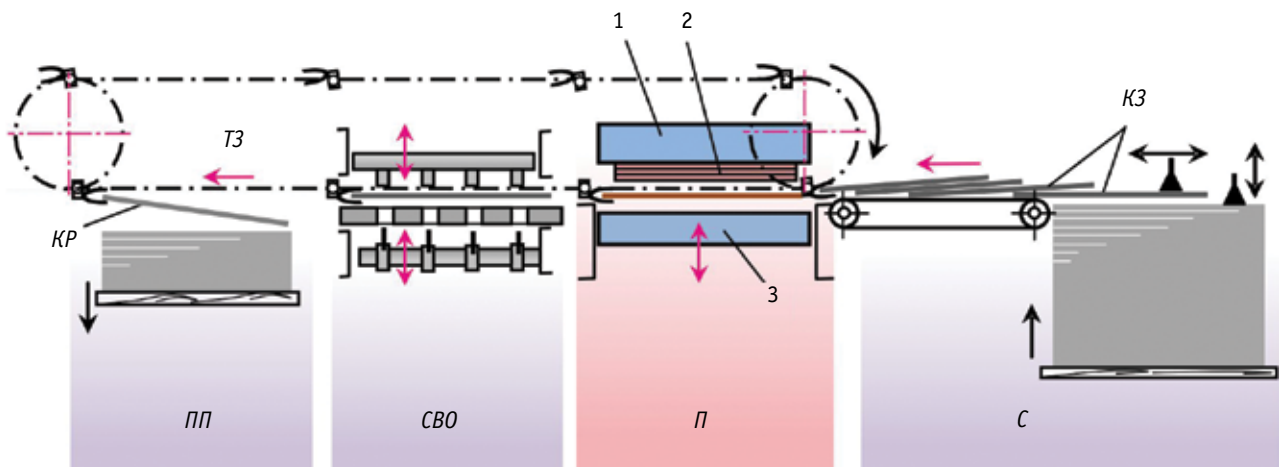


Рис. 1. Принципова схема аркушевої штанцювальної машини

необхідних для успішного виконання технологічних операцій штанцювання КЗ.

Незважаючи на використання вказаного ефекту, зусилля від технологічних навантажень залишаються значними.

При цьому вони приводять до швидкого зношування деталей шарнірних з'єднань, вимагають використання потужного приводу, стримують зростання швидкісних характеристик обладнання. Необхідність підвищення продуктивності штанцювальних машин-автоматів вимагає проведення аналізу кінематичних і динамічних параметрів вказаного механізму для його наступної модернізації.

На основі визначення вихідних або елементарних циклових механізмів [2] механізм приводу плити складається із двох симетрично розташованих шестиланкових механізмів (рис. 3). Кожен з них, у свою чергу, складається із двох елементарних — шарнірного чотириланковика  $O_1ABO_2$  (правий контур  $O_1A_1B_1O_3$ ) і кривошипно-повзунного  $O_2BD$  (правий контур  $O_3B_1D_1$ ). Повна симетрія лівого та правого контурів, встановлюється у положенні, яке відповідає верхнім крайнім положенням повзунів  $D$  і  $D_1$ , котрі є опорами штанцювальної плити. Завдяки рівним довжинам ланок кривошипно-повзунного контуру натиска плита встановлюється паралельно верхній.

Кінематичні характеристики руху повзунів  $D$  і  $D_1$  визначаються на основі відомої методики [3]. У вихідному шарнірному чотириланковика рух коромисла  $O_2B$ , залежно від кута повороту кривошипа ШВМ  $O_1A$ , визначається відомими параметричними залежностями [4]. У цих залежностях  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  — відносні довжини ланок:

- базової відстані:

$$\lambda_1 = \frac{O_1O_2}{O_1A}$$

- шатуна:

$$\lambda_2 = \frac{AB}{O_1A}$$

- коромисла шарнірного чотириланковика:

$$\lambda_3 = \frac{O_2B}{O_1A}$$

Кутове положення коромисла  $O_2B$  визначається кутом  $\delta = f(\varphi_{kr})$ , параметрично, згідно з [4]:

$$\delta = \gamma + \mu,$$

де кути:

- положення шатуна  $AB$ :

$$\gamma = Y_1 + Y_2 - \pi;$$

- передачі (між ланками  $AB$  і  $O_2B$ ):

$$\mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \Delta^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3};$$

- між ланками  $O_1A$  і  $AB$ :

$$Y_2 = \arccos \frac{\lambda_2^2 - \lambda_3^2 + \Delta^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \Delta};$$

- положення діагоналі  $O_1B$ :

$$Y_1 = \arccos \frac{\cos \varphi - \lambda_1}{\Delta}.$$

Безрозмірні значення кінематичних характеристик коромисла  $\lambda_3$  визначаються згідно з [5]:

- для кутової швидкості:

$$\omega_{3i} = \frac{\sin(\gamma - \varphi)}{\lambda_3 \sin(\gamma - \delta)}; \quad (1)$$

- кутового прискорення:

$$\varepsilon_{3i} = \frac{\lambda_3 \cos(\gamma - \delta) \omega_{3i}^2 - \cos(\gamma - \varphi) - \lambda_2 \omega_{2i}^2}{\lambda_3 \sin(\gamma - \delta)}. \quad (2)$$

У кривошипно-повзунному контурі відносні довжини ланок визначаються відносно кривошипа  $O_2B$ . Відносна

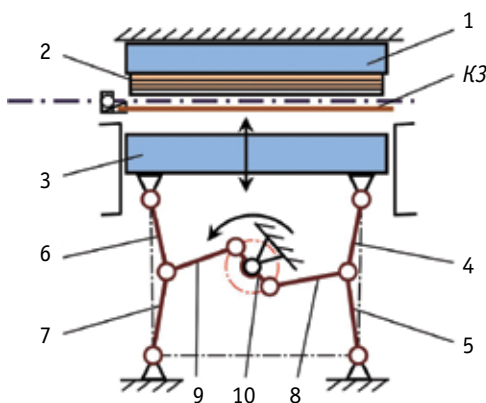


Рис. 2. Схема преса для штанцювання КЗ

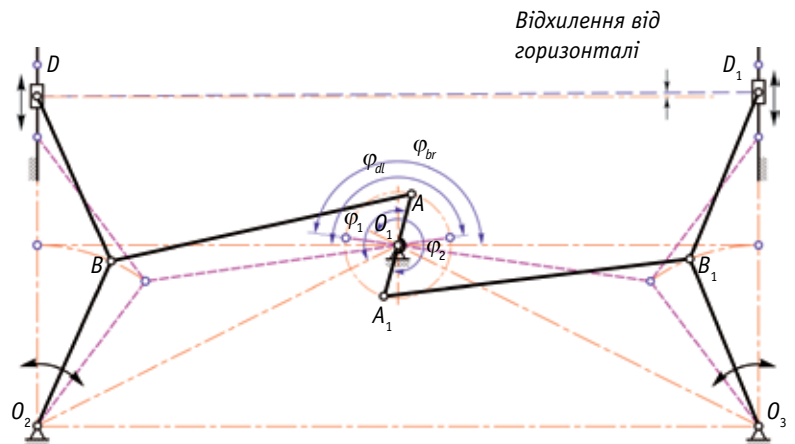
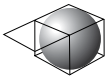


Рис. 3. Схема до розрахунку комбінованого механізму приводу натискної плити



довжина шатуна  $\lambda_{1k} = \frac{BD}{O_2B}$ , відносна довжина ексцентриситету  $\lambda_{2k} = 0$ .

Кінематичні характеристики руху повзуна:

- відносна швидкість:

$$V_{Bi} = \sin \varphi - \cos \varphi \cdot \operatorname{tg} \nu; \quad (3)$$

- відносне прискорення:

$$W_{Bi} = \cos \varphi + \sin \varphi \cdot \operatorname{tg} \nu - \frac{\cos^2 \varphi}{\lambda_1 \cdot \cos^3 \nu}, \quad (4)$$

де  $\nu = \arcsin\left(\frac{\sin \varphi - \lambda_{2k}}{\lambda_{1k}}\right)$  — кутове положення шатуна відносно осі переміщення повзуна.

Сумарні кінематичні характеристики руху повзуна визначаються відповідними алгебраїчними добутками:

$$V_{Bi\Sigma} = V_{Bi} \cdot \omega_{3i}, \quad (5)$$

$$W_{Bi\Sigma} = W_{Bi} \cdot \omega_{3i}^2 + V_{Bi} \cdot \varepsilon_{3i}. \quad (6)$$

Кутові положення  $\varphi_1$  і  $\varphi_2$  (рис. 3) кривошипів відповідно лівого і правого шарнірних контурів відрізняються, оскільки відраховуються від різних баз —  $O_1O_2$  (лівого контуру) і  $O_1O_3$  (правого контуру). Унаслідок цього кінематичні характеристики руху повзунів  $D$  і  $D_1$  також відрізняються. Правий повзун відстає від лівого на більшій частині кінематичного циклу і вирівнюється тільки під час наближення до верхнього крайнього положення. Нерівномірність руху повзунів спричиняє непаралельне переміщення (кутове відхилення від горизонталі) натискної плити штанцювального преса. Такий складний рух натискної плити за наявності значних технологічних навантажень може стати причиною негативних явищ: заклинювання повзунів у напрямних або їхнього швидкого зношування.

Ще одним негативним чинником є нерівномірне навантаження на ліву і праву опори натискної плити під час її руху. Це явище пояснюється характером кутового роз-

ташування шатунів  $BD$  і  $B_1D_1$  протягом підйому повзунів  $D$  і  $D_1$  у положення максимального навантаження (процес висікання і бігування заготовки). На лівому повзуні діє сила  $P_w + P_d$ , а на правому повзуні — сила  $P_w - P_d$ .

Кінематичні характеристики визначалися моделюванням наведених залежностей у системі AutoCAD. Модулі програмного забезпечення створені мовою AutoLISP. У результаті моделювання отримані залежності (рис. 4) кінематичних характеристик руху повзунів  $D$  і  $D_1$  від кута повороту кривошипів головного валу пресу штанцювальної машини.

На рис. 4а зображені переміщення  $S_p$  лівого і правого повзунів натискної плити протягом циклу. Правий повзун на зворотному ході «відстає» від лівого (максимально до 10 мм), а на підйомі (робочий хід) наздоганяє його. У робочу зону повзуни підходять майже одночасно, вирівнюючи площину натискної плити до паралельності з верхньою плитою преса.

Співвідношення між робочим і неробочими ходами механізму нераціональне: витрачаються однакові частини циклу на робочий хід, у процесі якого виконується основна технологічна операція, і на зворотний хід натискної плити штанцювального преса. Це негативно впливає на розподіл навантажень на двигун приводу преса протягом кінематичного циклу. Зміна співвідношення ходів дозволить перерозподілити навантаження за циклом і зменшити загальну споживану потужність двигуна преса.

### Висновки

Проаналізована структурна побудова преса штанцювальної машини, досліджені параметричні особливості роботи його приводу. Виявлений вплив кінематичних характеристик руху виконавчих ланок на особливості розподілу навантажень комбінованого механізму приводу натискної плити штанцювальної машини. Уникнути можливих поломок механізму та підвищити продуктивність

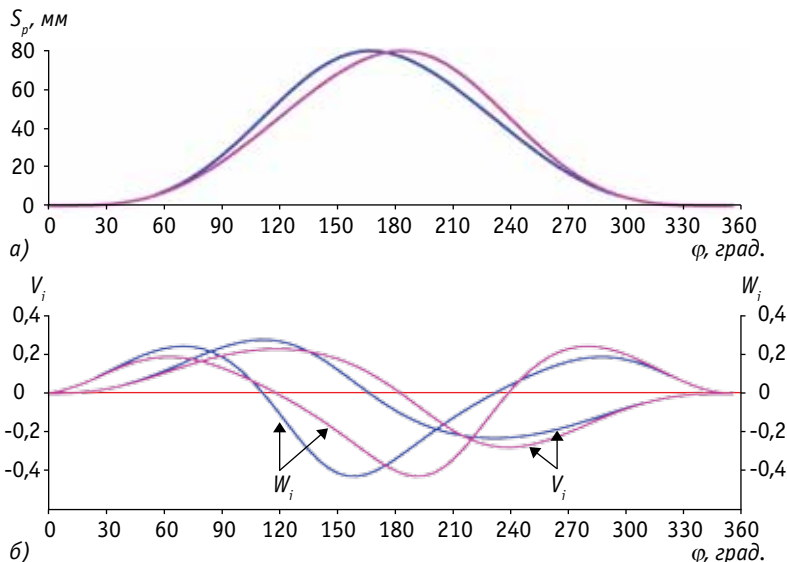


Рис. 4. Залежність переміщення (а) й відносних швидкості  $V_i$  та прискорення  $W_i$  (б) лівого (—) і правого (—) повзунів від кута повороту ексцентрика



штанцювального обладнання можна зміною руху повзунів натискної плити. Корекція співвідношення між робочим і неробочими ходами механізму також дає можливість перерозподілити навантаження в механізмі.

### Література

1. *Регей І.І.* Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення): Навч. посіб. — Львів: УАД, 2011. — 144 с.
2. *Регей І.І.* Енергоощадна технологія і засоби виготовлення розгортки картонного пакування: Навч. посіб. — Львів: УАД, 2009. — 176 с.
3. *Тир К.В.* Механіка поліграфічних автоматів. — М.: Книга, 1965. — 495 с.
4. *Полюдов О.М.* Механіка поліграфічних і пакувальних машин: Навч. посіб. / О.М. Полюдов — Львів: УАД, 2005. — 178 с.
5. *Полюдов О.М., Кузнецов В.О., Коломісць А.Б.* Розрахунки циклових механізмів поліграфічних і пакувальних машин на персональних комп'ютерах (теорія, програми, інструкції): Навч. посіб. [для студ. вищ. навч. закл.]. — Львів: УАД, 2004. — 94 с. *У*

### *Параметрические исследования привода рабочей плиты в станцевальной машине*

*В.А. Кузнецов, к.т.н., А.Б. Коломиец, к.т.н., В.С. Дмитрашук*

В статье приведены результаты анализа структуры, параметрических особенностей работы, кинематических характеристик движения исполнительных звеньев и особенностей распределения нагрузок в комбинированном механизме привода рабочей плиты станцевальной машины. Авторами выявлены недостатки, сдерживающие повышение производительности такого оборудования.

*Ключевые слова:* станцевальная машина; картонная упаковка; картон.

### *Parametric researches of the press plate drive in die-cutting automat*

*V.O. Kuznetsov, Ph.D., A.B. Kolomiets, Ph.D., V.S. Dmitraschuk*

Results of structure analysis, self-reactance features of work, descriptions of executive links' motion kinematics and features of loading distribution in the press plate drive combined mechanism of die-cutting automat are brought in the article. Defects are educed, which eliminates increase of such equipment productivity.

*Key words:* die-cutting automat; cardboard packaging; cardboard.



# АВТОДЕН

УПАКОВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

## УСПЕШНАЯ РАБОТА В 168 ГОРОДАХ УКРАИНЫ



Производитель  
упаковочных  
материалов  
и товаров для дома  
под торговой  
маркой  
«Freepack»



49051, Украина,  
г. Днепропетровск,  
ул. Каштановая, 1

[avtoden@pack.dp.ua](mailto:avtoden@pack.dp.ua)  
[www.pack.dp.ua](http://www.pack.dp.ua)

тел.: +38 (056) 789-24-09  
факс: +38 (0562) 31-17-19  
моб.: +38 (067) 636-04-56