

**СИНТЕЗ КУЛАЧКОВО-ЗУБЧАСТОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ПОКРОКОВОГО  
ТРАНСПОРТУВАННЯ КАРТОННИХ ЗАГОТОВОК ЗА БОКОВІ ПОЛЯ  
ЧЕРЕЗ ТЕХНОЛОГІЧНІ СЕКЦІЇ ШТАНЦЮВАЛЬНОГО ОБЛАДНАННЯ**

І. І. Регей, Я. М. Угрин, С. В. Терницький, Б. Р. Іваськів, О. І. Млинко

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

*Розглянуто особливості функціонування складових штанцювального обладнання, пов'язаного з циклічним переміщенням натискної плити преса, технологічних інструментів у секціях виламування картонних обрізків і роз'єднання розгорток. Зазначено, що покрокове переміщення кареток із зафіксованими картонними заготовками забезпечує кулачково-зубчастий механізм. Розкрито суть запропонованого способу та схему пристрою для транспортування у штанцювальному обладнанні картонних заготовок за бокові поля, що уможливорює реалізацію відносно незначного переміщення масивної натискної плити преса. Наголошено, що умовою ефективного виконання операції штанцювання розгорток є забезпечення раціонального чергування фаз вистою та переміщення кареток через технологічні секції. Виокремлено чотири фази циклічного функціонування кулачково-зубчастого механізму: розгін зубчастого сектора, його переміщення з постійною кутковою швидкістю, гальмування та рух зубчастого сектора в протилежний бік. Наведено методику синтезу кулачково-зубчастого механізму. Виведено аналітичні залежності для обґрунтування геометричних і кінематичних параметрів його складових за умови врахування тривалості фаз. Отримано значення відносної куткової швидкості зубчастого колеса, що приводить транспортери кареток, для конкретного значення тривалості їх вистою.*

**Ключові слова:** *штанцювальне обладнання, покрокове переміщення, картонна заготовка, бокові поля, кулачково-зубчастий механізм, зубчастий сектор, розгін, гальмування, тривалість фази.*

**Постановка проблеми.** Виробниче функціонування штанцювального обладнання забезпечується циклічним переміщенням складових: натискної плити преса, технологічних інструментів у секціях виламування картонних обрізків і роз'єднання розгорток, кареток із зафіксованими картонними заготовками [1]. Саме наявний спосіб транспортування заготовок за переднє поле є причиною значного вертикального ходу масивної натискної плити преса [2].

Запропоновано новий спосіб та пристрій для транспортування картонних заготовок через прес ШП (рис. 1), секції видалення обрізків СВО та роз'єднання розгорток СРР у штанцювальному обладнанні з реалізацією відносно незначного переміщення масивної натискної плити преса. Спосіб передбачає фіксування

картонних заготовок *КЗ* за вільні бокові поля правими *ПК* та лівими *ЛК* каретками, що прикріплені до лівого *ЛТ* та правого *ПТ* транспортерів [3]. Виконання операцій штанцювальним обладнанням можливе за умови вистою кареток у технологічних секціях протягом фази *I* та їх руху протягом фази *II* (рис. 2).

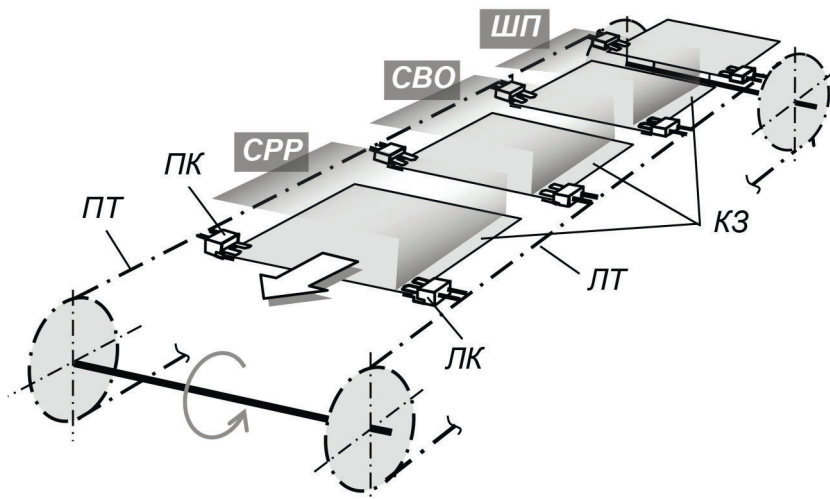


Рис. 1. Схема транспортування картонних заготовок за бокові поля через технологічні секції штанцювального обладнання

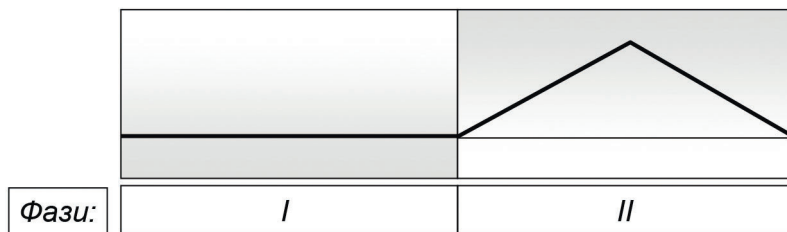


Рис. 2. Циклограма транспортерів з каретками для фіксування картонних заготовок за бокові поля

Штанцювальне обладнання для привода кареток з картонними заготовками укомплектоване цикловим кулачково–зубчастим механізмом, який забезпечує їх періодичне транспортування з тривалою зупинкою в технологічних секціях [4]. Для реалізації відносно незначного переміщення масивної натискної плити преса першочерговим є вирішення завдання з розроблення методики синтезу такого механізму для узгодження тривалості фаз. Задача синтезу ґрунтується на взаємному зв'язку його геометричних і кінематичних параметрів, що вимагає проведення аналітичних досліджень.

**Аналіз останніх досліджень та публікацій.** Механізми з тривалим вистоем веденої ланки знайшли поширення у післядрукарському обладнанні, зокрема в

триножових різальних машинах на основі використання неповнозубих коліс. За умови рівномірного обертання головного вала зубчастий сектор послідовно входить у зачеплення із зубчастими колесами механізмів переднього і бокових ножів, які одержують нерівномірне обертання із зупинками. Проте такий механізм є змінної структури, а наявність вищих кінематичних пар призводить до прискороного зношування деталей вмикання та вимикання, які складно виготовляти і відновлювати [5].

Відомий комбінований зубчато-важільний планетарний механізм з повзуном. У ньому сателіт, що шарнірно закріплений на водилі, обкочує внутрішній бік нерухомого зубчастого колеса. Вісь сателіта, що рухається по гіпоциклоїді, пов'язана через шатун з повзуном. Протягом повороту головного вала на кут  $120^\circ$ , коли довжина шатуна рівна радіусу циклоїди, повзун нерухомий [6]. Проте в такому зубчато-важільному планетарному механізмі максимальний вистій вихідної ланки обмежений і становить  $1/3$  циклу. Окрім того, такий механізм забезпечує вихідній ланці зворотно-поступальний рух.

У праці [7] розглядається питання кінематичного синтезу шарнірно-важільних механізмів із зупинкою вихідної ланки на основі механізму Чебишева із наближенням верхньої ділянки шатунної кривої до дуги кола. Констатовано, що фактичні значення тривалості зупинок здебільшого значно перевищують теоретичні значення. Як свідчить аналіз матеріалу статті, синтезовані шарнірно-важільні механізми уможливають тільки короткотривалу зупинку вихідної ланки.

Праця [8] присвячена інженерному синтезу кулачково-зубчастого механізму для приводу циліндрів з інструментами для ротаційного виламування картонних обрізків з відштанцьованих картонних заготовок. У праці зазначено, що використання ротаційного способу спрощує технічну побудову штанцювального обладнання шляхом заміни окремих приводів верхньої плити та нижньої рами з інструментами на наявний привод від комбінованого механізму. Встановлено, що синусоїдальний закон періодичного руху забезпечує плавний розгін та заповільнення циліндрів з інструментами. Проте для розширеного синтезу кулачково-зубчастого механізму, що враховує особливість процесу транспортування картонних заготовок за бокові поля та функціонування натискної плити преса, потрібні додаткові аналітичні дослідження.

**Мета статті** — розробити методику інженерного синтезу кулачково-зубчастого механізму з реалізацією тривалого вистою вихідної ланки для покрокового транспортування у штанцювальному обладнанні картонних заготовок за бокові поля.

**Виклад основного матеріалу дослідження.** Привод для покрокового переміщення кареток складається із зубчастого колеса 1 (рис. 3а), жорстко з'єднаного з валом привідних зірочок (на рисунку не показано); диска 2, вільно посадженого на осі обертання  $O_1$ . На осі  $O_3$  встановлені жорстко з'єднані зубчастий сектор 3 та двоплече коромисло 4 з роликами 5, 6, що контактують з нерухомими кулачками 7, 8 [4].

У процесі обертання диска 2 зубчастий сектор 3 контактує із зубчастим колесом 1 в точці  $A$ , яка знаходиться на прямій  $O_1O_3$ , а ролики 5, 6 — з робочими поверхнями нерухомих кулачків 7, 8, чим забезпечується хитання сектора за та проти годинникової стрілки.

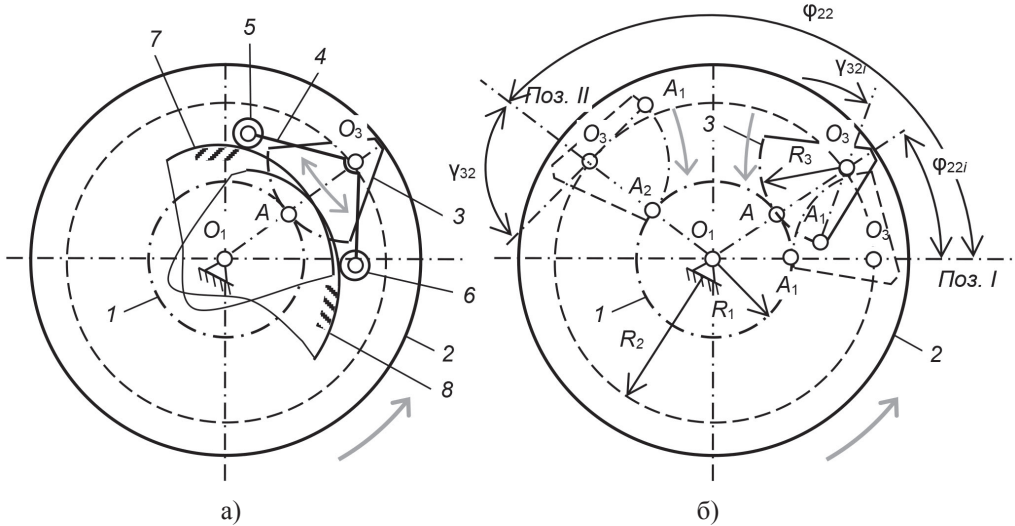


Рис. 3. Схеми комбінованого кулачково-зубчастого механізму, що забезпечує періодичний рух вихідної ланки з тривалою зупинкою: а) кінематична, б) до розрахунку тривалості фази її вистою

У початковій позиції I (рис. 3б) зубчастий сектор 3 контактує із зубчастим колесом 1 у точці  $A_1$ . Вирішення задачі забезпечення фази її вистою, за умови обертання диска 2 проти годинникової стрілки, полягає у реалізації обертового руху зубчастого сектора 3 в цьому ж напрямку навколо осі  $O_3$  з постійною кутовою швидкістю (фаза II на рис. 4). Поворот диска 2 на кут  $\varphi_{22i}$  відповідає дузі  $\cup AA_1$  контакту у парі зубчасті сектор 3 – колесо 1. В позиції II зубчастий сектор 3 реалізує поворот навколо осі  $O_3$  на кут  $\gamma_{32}$ , що відповідає його контакту із колесом 1 у точці  $A_2$ . Гальмування та зупинка зубчастого сектора 3 (фаза III), його рух з різною кутовою швидкістю за годинниковою стрілкою (фаза IV) та розгін (фаза I) протягом повороту диска 2 на кут  $2\pi - \varphi_{22}$  спричинює розгін, обертання та гальмування зубчастого колеса 1.

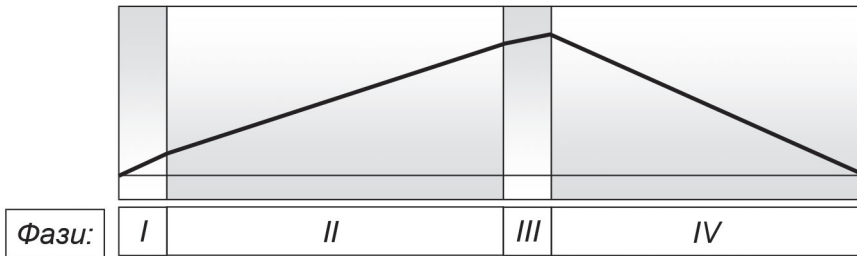


Рис. 4. Циклограма зубчастого сектора, що приводиться кулачковим механізмом

Виходячи з довжини дуги  $\cup A_1A_2$ , залежностей  $R_2 = R_1 + R_3$  та  $\varphi_{22} \cdot R_1 = \gamma_{32} \cdot R_3$ , отримуємо:

$$R_1 = R_3 \cdot \frac{\gamma_{32}}{\varphi_{22}}. \quad (1)$$

Виразимо відносну фазу вистою кулачково-зубчастого механізму як відношення кута  $\varphi_{22}$  диска 2 до його повного оберту, а відносний розмір зубчастого колеса 1 – співвідношенням його ділильного та радіуса осі  $O_3$  диска 2. За результатами розрахунків на рис. 5 зображено графік залежності  $R_1/R_2 = f(\varphi_{22}/2\pi)$ . Як видно з графіка, збільшення фази вистою кулачково-зубчастого механізму вимагає зменшення відносного радіуса зубчастого колеса. Так, для зміни  $\varphi_{22}/2\pi$  з 0,25 до 0,625 необхідно зменшити значення  $R_1/R_2$  з 0,4 до 0,21.

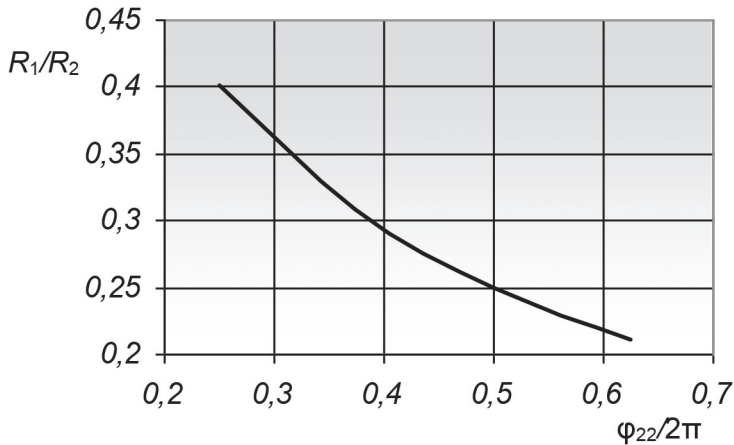


Рис. 5. Графік залежності відносного радіуса зубчастого колеса від відносної фази вистою кулачково-зубчастого механізму

### Етапи синтезу

1. *Рух зубчастого сектора проти годинникової стрілки. Обкочування шестерні.* Для синтезу комбінованого кулачково-зубчастого механізму, що забезпечує періодичний рух вихідної ланки з тривалою зупинкою, задаються кутом  $\varphi_{22}$  рівномірного повороту зубчастого сектора 3 (двоплечого коромисла 4), який визначає фазу II вистою зубчастого колеса 1 (кареток у технологічних секціях). Постійна відносна кутова швидкість зубчастого сектора:

$$\omega_{3i} = \frac{\gamma_{32}}{T_{2i}}, \quad (1)$$

де  $\gamma_{32}$  – кутовий розмах двоплечого коромисла протягом фази II;  $T_{2i}$  – відносний час, протягом якого зубчастий сектор 3 обкочує шестерню 1 з постійною кутовою швидкістю.

На рис. 6а зображено графік залежності  $\omega_{3i} = f(\varphi_{22}) = 2,355$ , отриманий за умови, що  $\gamma_{32} = 60^\circ$  і  $T_{2i} = 0,444$  ( $0^\circ \leq \varphi_{22} \leq 160^\circ$ ).

2. *Рух зубчастого сектора проти годинникової стрілки. Гальмування та зупинка.* Гальмування та зупинка зубчастого сектора (фаза III) призводить до розгону шестерні внаслідок обертання диска. Для гальмування сектора рекомендовано приймати синусоїдальний закон періодичного руху для мінімізації інерційних

навантажень [8]. Поточні значення відносної кутової швидкості двоплечого коромисла (зубчастого сектора) розраховують за залежністю:

$$\omega_{(3+1)i} = b_k \frac{\gamma_{3(3+1)}}{T_{(3+1)i}}, \quad (2)$$

де  $b_k$  – інваріант швидкості [6],  $\gamma_{3(3+1)} = 20^\circ$  – кутовий розмах двоплечого коромисла протягом фаз III і I;  $T_{(3+1)i}$  – сумарний відносний час, протягом якого обертовий рух зубчастого сектора 3 гальмується (фаза III) та розганяється (фаза I).

Початок плавного гальмування зубчастого сектора може бути забезпечений за умови відповідності значення його кутової швидкості наприкінці фази II (точка  $K_{22}$  на рис. 6а) та на початку фази III (точка  $K_{31}$  на рис. 6б). З виразу (2) знаходимо відносний час:

$$T_{(3+1)i} = B \frac{\gamma_{3(3+1)}}{\omega_{[3+1]i}}, \quad (3)$$

де  $B = 2,0$  – константа піку швидкості для вибраного закону періодичного руху [6].

За результатом розрахунку встановлено, що  $T_{(3+1)i} = 0,296$  ( $\varphi_{23} = \varphi_{21} = 53,33^\circ$ ). Зупинка зубчастого сектора визначена в положенні диска, що відповідає куту  $\varphi_2 = 213,33^\circ$ .

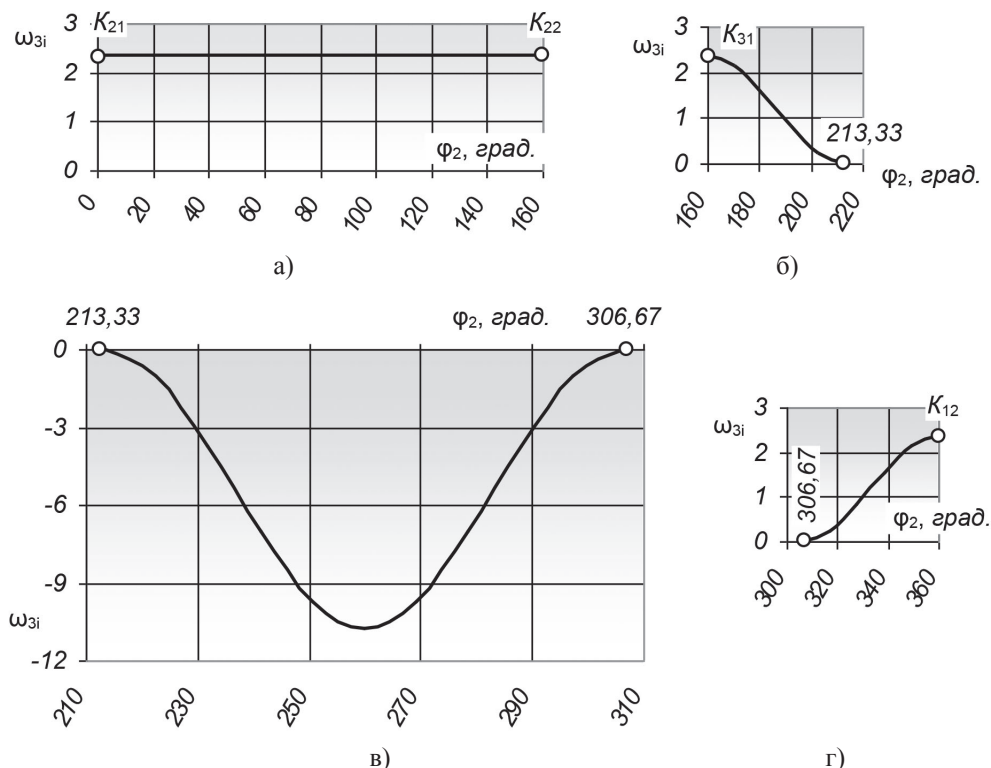


Рис. 6. Графіки залежностей відносної кутової швидкості зубчастого сектора від кута повороту диска протягом фаз: а) II, б) III, в) IV, г) I

3. *Рух зубчастого сектора за годинниковою стрілкою. Розгін, гальмування, зупинка.* Протягом цього етапу необхідно встановити відносну тривалість фази *IV*. Скориставшись залежністю, що враховує складові відносного часу тривалості фаз [8], отримуємо:

$$T_{4i} = 1 - (T_{2i} + T_{(3+1)i}). \quad (4)$$

Для вибраного ЗПР «синусоїда»  $T_{4i} = 0,259$  ( $213,33^\circ \leq \varphi_{24} \leq 306,67^\circ$ ). Максимальне від'ємне значення відносної кутової швидкості зубчастого сектора становить 13,12 (рис. 6в).

4. *Рух зубчастого сектора проти годинникової стрілки. Розгін.* Фаза *I* є початковою (розбігом) загального циклу функціонування кулачково-зубчастого механізму для покрокового переміщення картонних заготовок за бокові поля. Протягом цієї фази зубчастий сектор за прийнятим ЗПР розганяється до максимального значення відносної кутової швидкості, яке протягом другої фази набуває постійного. Поточні значення відносної кутової швидкості зубчастого сектора аналогічні фазі *III* (рис. 6г), яка є вибігом ( $T_1 = T_3$ ;  $306,67^\circ \leq \varphi_{21} \leq 360^\circ$ ).

5. *Рух зубчастого колеса протягом циклу.* Кінематична поведінка зубчастого колеса, яке приводить в рух транспортери з каретками, пов'язана з накладанням обертового руху диска, на якому встановлена вісь хитання зубчастого сектора. Оскільки кулачковий механізм забезпечує рух зубчастого сектора протягом фаз *I–III* проти годинникової стрілки, а протягом фази *IV* за стрілкою, то у першому випадку кутові швидкості сектора і диска віднімаються, а в другому – додаються. За результатами синтезу кулачково-зубчастого механізму отримано вистій зубчастого колеса протягом фази *II* (рис. 7).

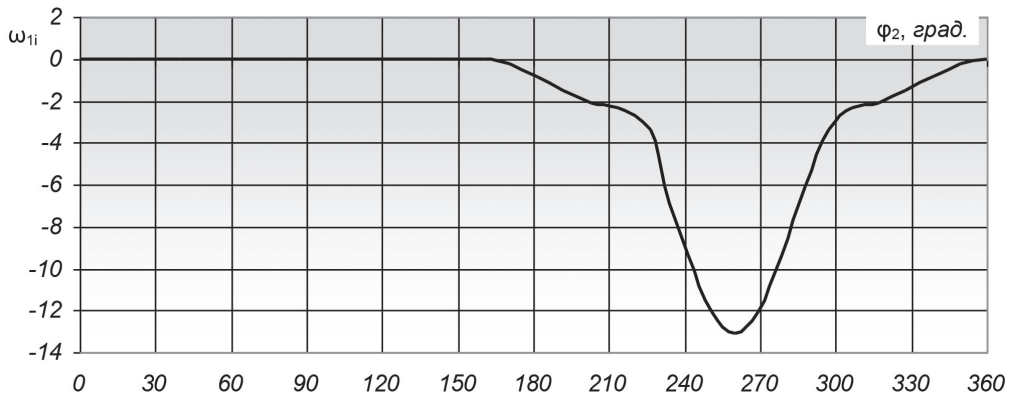


Рис. 7. Графік залежності відносної кутової швидкості зубчастого колеса привода транспортерів з каретками

Як видно з графіка, протягом кута  $0^\circ \leq \varphi_{22} \leq 160^\circ$  повороту диска зубчасте колесо нерухоме, що забезпечує вистій транспортерів з каретками. За результатами синтезу отримано максимальне значення його відносної кутової швидкості  $\omega_{31} = 13,12$  посередині фази *IV*.

**Висновки.** Функціонування штанцювального обладнання реалізується циклічним переміщенням натискної плити преса, технологічних інструментів у секціях виламування картонних обрізків і роз'єднування розгорток, кареток із зафіксованими картонними заготовками. Наявний спосіб транспортування заготовок за переднє поле є причиною значного вертикального ходу масивної натискної плити преса. Запропоновано новий спосіб та пристрій для транспортування картонних заготовок за вільні бокові поля каретками, що мінімізує хід натискної плити. Сформульована задача синтезу, який ґрунтується на дослідженні взаємозв'язку між геометричними і кінематичними параметрами складових кулачково-зубчастого механізму. Виокремлені чотири фази його циклічного функціонування: розгін зубчастого сектора, його переміщення з постійною кутовою швидкістю, гальмування та рух сектора в протилежний бік. Виведені та досліджені аналітичні залежності для обґрунтування геометричних і кінематичних параметрів складових кулачково-зубчастого механізму за умови врахування тривалості фаз. Для конкретного значення тривалості фази вистою отримані протягом усього циклу значення відносної кутової швидкості зубчастого колеса, що приводить транспортери кареток.

#### СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Шредер В. Л., Пилипенко С. Ф. Упаковка из картона. Киев : ИАЦ «Упаковка», 2004. 560 с.
2. Регей І. І., Книш О. Б., Бегень П. І., Іваськів Б. Р. Штанцювальний прес з обмеженим ходом натискної плити (обґрунтування конструкції). *Упаковка*. 2020. № 4–5. С. 43–45.
3. Пристрій дискретного переміщення картонних заготовок по технологічній секції штанцювального автомата: пат. 122189 України: В65G 47/84 (2006.01), В65G 17/46 (2006.01), В31В 50/04 (2017.01), В26F 1/02 (2006.01), В26F 1/40 (2006.01). Власники пат. Регей І. І., Книш О. Б. ; заявники: Регей І. І., Книш О. Б., Кравчук І. М., Іваськів Б. Р. ; № 2019 01334 ; заявл. 11.02.19 ; опубл. 25.09.2020 р. Бюл. № 18. 4 с.
4. Регей І. І. Споживче картонне пакування (матеріали, проектування, обладнання для виготовлення) : навч. посіб. Львів : УАД, 2011. 144 с.
5. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування : Ч. 2: Палітурне устаткування : підруч. Львів : УАД, 2007. 392 с.
6. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних і пакувальних машин : навч. посіб. Львів : УАД, 2005. 180 с.
7. Харжевський В. О. Визначення фактичних значень інваріантів кінематичних параметрів механізмів Чебишева із зупинкою вихідної ланки та моделювання їх роботи у системі Solidworks. *Herald of Khmelnytskyi national university*. 2017. № 247. С. 52–58.
8. Регей І. І., Кузнецов В. О., Олішкевич В. Ю., Кравчук І. М., Кавин Я. М. Синтез кулачково-зубчастого механізму для дискретного повороту циліндрів з інструментами для ротаційного виламування обрізків у штанцювальному обладнанні. *Поліграфія і видавнича справа*. 2018. № 2 (76). С. 11–19.



## REFERENCES

1. Shreder, V. L., & Pilipenko, S. F. (2004). Upakovka iz kartona. Kiev : IAC «Upakovka» (in Russian).
2. Rehei, I. I., Knysh, O. B., Behen, P. I., & Ivaskiv, B. R. (2020). Shtantsiuvalnyi pres z obmezhnym khodom natysknoi plyty (obgruntuvannia konstrukttsii): Upakovka, 4–5, 43–45 (in Ukrainian).
3. Prystrii dyskretnoho peremishchennia kartonnykh zahotovok po tekhnolohichykh sektsiia shtantsiuvalnogo avtomata: pat. 122189 Ukrainy: B65G 47/84 (2006.01), B65G 17/46 (2006.01), B31B 50/04 (2017.01), B26F 1/02 (2006.01), B26F 1/40 (2006.01). Vlasnyky pat. Rehei I. I., Knysh O. B. ; zaiavnyky: Rehei I. I., Knysh O. B., Kravchuk I. M., Ivaskiv B. R. ; № 2019 01334 ; zaiavl. 11.02.19 ; opubl. 25.09.2020 r. Biul. № 18. 4 s. (in Ukrainian).
4. Rehei, I. I. (2011). Spozhyvche kartonne pakovannia (materialy, proektuvannia, obladnannia dlia vyhotovlennia). Lviv : UAD (in Ukrainian).
5. Khvedchyn, Yu. Y. (2007). Broshuruvalno-paliturne ustatkuvannia : Ch. 2: Paliturne ustatkuvannia. Lviv : UAD (in Ukrainian).
6. Poliudov, O. M. (2005). Mekhanika polihrafichnykh i pakuvalnykh mashyn. Lviv : UAD (in Ukrainian).
7. Kharzhevskiy, V. O. (2017). Vyznachennia faktychnykh znachen invariantiv kinematychnykh parametriv mekhanizmiv Chebysheva iz zupynkoiu vykhidnoi lanky ta modeliuvannia yikh roboty u systemi Solidworks: Herald of Khmelnytskyi national university, 247, 52–58 (in Ukrainian).
8. Rehei, I. I., Kuznetsov, V. O., Olishkevych, V. Yu., Kravchuk, I. M., & Kavyn, Ya. M. (2018). Syntez kulachkovo-zubchastoho mekhanizmu dlia dyskretnoho povorotu tsylindriv z instrumentamy dlia rotatsiinoho vylamuvannia obrizkiv u shtantsiuvalnomu obladnanni: Polihrafiia i vydavnycha sprava, 2 (76), 11–19 (in Ukrainian).

doi: 10.32403/0554-4866-2021-2-82-11-20

**THE SYNTHESIS OF CAM-GEAR MECHANISM FOR DISCRETE  
TRANSPORTATION OF CARDBOARD BLANKS BY ITS SIDE BLEEDS  
THROUGH UNITS OF THE DIE-CUTTING EQUIPMENT**

I. I. Rehei, Ya. M. Uhryn, S. V. Ternytskyi, B. R. Ivaskiv, O. I. Mlynko

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

*The article shows the functioning specifics of the die-cutting equipment components which are connected to the cyclic displacement of the pressure plate of the press, technological tools in the striping station and the blank separation section. It has been marked that discrete displacement of carriers with fixed cardboard blanks is provided by a cam-gear mechanism. The article reveals the essence of the proposed method and the*

*scheme of the device for cardboard blanks transportation in the die-cutting equipment by its side bleeds that makes possible the implementation of relatively insignificant movement of the massive pressure plate of the press. Providing the rational alternation of standing and movement phases of carriers through the technological units is the condition for the effective execution of the cut-outs die-cutting operation. Four phases of the cyclic functioning of the cam-gear mechanism have been highlighted: acceleration of the gear sector; its movement with constant angular velocity, deceleration and movement of the gear sector in the opposite direction. The method of the cam-gear mechanism synthesis has been developed. The article provides the research of the duration of the standing phase of the cam-gear mechanism depending on the ratio of the pitch radiuses of the gear and the sector. It has been recommended at the beginning of the synthesis of the mechanism to set the angle of uniform rotation of the gear sector for providing the duration of the standing phase of grippers in technological units of the equipment. During the duration of the standing of grippers with cardboard blanks, technological operations are performed in all units. It is necessary to take into account the restrictions that are put on the functionality of the cam mechanism. For deceleration of the gear sector, sinusoid law of periodic movement is recommended to use with the aim to minimize inertial loads. It has been stated that smooth deceleration of the gear sector can be provided by the matching of the value of its angular velocity at the end of the previous phase and the beginning of the next one. The recommendations for the smooth acceleration of the gear sector and providing of the conditions of joining the angular velocity at the boundary of adjacent phases have been received. The analytical dependencies have been derived for the justification of the geometric and kinematic parameters of the mechanism components provided the consideration of phases duration. The value of the relative angular velocity of the gear that drives the conveyors of carriers has been received for the specific value of the duration of standing.*

**Keywords:** *die-cutting equipment, discrete displacement, cardboard blank, side bleeds, cam-gear mechanism, gear sector, acceleration, deceleration, phase duration.*

*Стаття надійшла до редакції 16.06.2021.*

*Received 16.06.2021.*