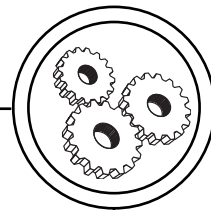


МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



УДК 686.1.055

ВИКОНАВЧІ МЕХАНІЗМИ САМОНАКЛАДІВ З НИЖНІМ ВИВОДОМ НАПІВФАБРИКАТУ, ПРОБЛЕМИ І ШЛЯХИ ЇХ УСУНЕННЯ

© Р. С. Маца, УАД, Львів, Україна

В статье проведен обзор и результаты параметрического исследования исходных механизмов самонакладов с нижним выводом полуфабриката. Предложены новые механизмы, ранее не используемые.

In the article kinematic examination of feeder mechanisms were made. New type scheme for this machines was offer.

Постановка проблеми

Сучасні поліграфічні комплекси працюють з великими швидкостями, водночас до якості продукції ставляться жорсткі вимоги. У складних системах нестабільна чи неефективна робота складової частини буде впливати на усю систему. Тому важливо ще на етапі компонування використовувати ефективні та надійні конструктивні рішення.

Важільні механізми прекрасно себе зарекомендували і широко використовуються у машинобудуванні. Зокрема дані механізми використовують у брошурувально-палітурному устаткуванні (БПУ). Це механізми аркушевивідних пристроїв (АВП) щипцевого та ротаційного типу, механізми для розкривання зошита посередині [1], механізми самонакладів з нижнім виводом напівфабрикату [2—4], та багато інших. Спільним для розглянутих механізмів є те, що під час робочого ходу (РХ) напівфабрикат розганяється зі стану спокою до максимальної швидкості і передається до наступного транспортуючого ор-

гану, найчастіше це передавальні валики чи транспортери. Відповідно, технологічно важливою є ділянка діаграм РХ від нуля до максимальної швидкості.

Як відомо [5] максимальну швидкість обчислюють за залежністю:

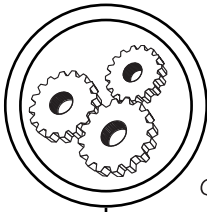
$$V_m = BS/T, \quad (1)$$

де V_m — максимальна швидкість (лінійна або кутова); B — константа піка швидкості (КПШ); S — хід (розмах) виконавчого органу; T — період кінематичного циклу.

При всіх інших рівних умовах максимальна швидкість, до якої механізм зможе розігнати напівфабрикат буде залежати від КПШ. Користуючись властивістю одиничних кінематичних діаграм [5], за якою:

$$B = 1/e_{13}, \quad (2)$$

де e_{13} — базова віддаль одиничної діаграми прискорень (рис. 1), приймаємо порівняльний критерій за яким будемо оцінювати здатність механізму розігнати напівфабрикат до високої швидкості.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

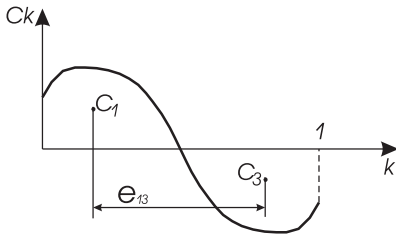


Рис. 1. Характерна діаграма прискорень C_1 , C_3 — центри ваги фігур обмежених кривою та віссю абсцис

Для досліджень достатньо буде порівнювати КПШ чи базу віддаль одиничної діаграми прискорень з відповідними характеристиками загальновідомих законів періодичного руху (ЗПР) «К» ($B = 1,57$) та « C_0 » ($B = 2$) за ознакою «більше-менше», оскільки, як відомо [6] усі ЗПР за своїми КПШ поділяються на три групи, граничними представниками яких є дані ЗПР. Для того, щоб КПШ була більшою ніж 2 необхідно, щоб базова віддаль одиничної діаграми прискорень була меншою за 0,5, відповідно точки C_1 та C_3 повинні бути зміщені до середини. Один з представників даної групи є ЗПР показаний на рис. 6.

Виклад основного матеріалу досліджень

Було розглянуто, та проведено параметричні дослідження механізмів, що найчастіше застосовуються для розглянутої технологічної операції (рис. 2—5). Дослідження проводились наступним чином. Фіксуючи усі параметри механізму, один параметр змінювався у межах та з кроком вказаними у таблиці. Розглядалися схеми механізмів, у яких вхідна ланка є кривошипом.

На кожному рисунку показані кінематична схема механізму та діаграми прискорення вихідної ланки для кількох характерних геометричних параметрів, що найкраще відображають кінематичні характеристики механізму.

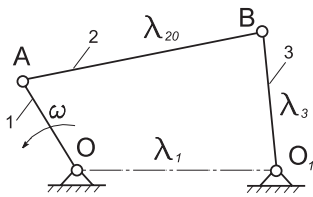
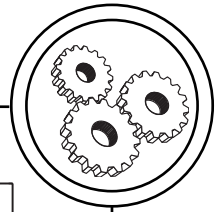
Кінематичні діаграми механізмів показаних на рис. 2 та 3 одержані за допомогою методу розглянутому у [7], для механізмів показаних на рис. 4 та 5 — за допомогою програмного комплексу SolidWORKS+COSMOS [8].

На рис. 1 та 6 графіки представлені у модульній системі [m

Таблиця 1

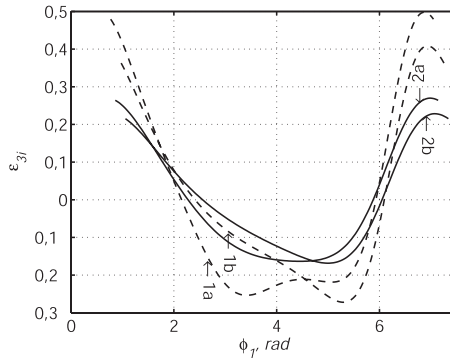
№ п.п.	механізм	ланка							крок	одиниця вимірювання
		$h_1(\lambda_1)$	$h_2(\lambda_2)$	$h_3(\lambda_3)$	h_{31}	h_{32}	h_4	h_5		
1	Рис. 2	3...6	3...7	3...7	—	—	—	—	1	відносна одиниця
2	Рис. 3	-0,4...0,4 (крок 0,1)	3...7	—	—	—	—	—	1	-//-
3	Рис. 4	0,2...0,5	0,3...0,6	—	0,2...0,6	0,1...0,2	0,1...0,5	0,2...0,6	0,1	м
4	Рис. 5	0	0,3...0,5	0,82	—	—	0,2...0,7	0,6...1,2	0,1	-//-

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



- 1a: $\lambda_1 = 4; \lambda_{20} = 3; \lambda_3 = 3;$
- 1b: $\lambda_1 = 4; \lambda_{20} = 5; \lambda_3 = 5;$
- 2a: $\lambda_1 = 6; \lambda_{20} = 5; \lambda_3 = 5;$
- 2b: $\lambda_1 = 6; \lambda_{20} = 8; \lambda_3 = 8$

а

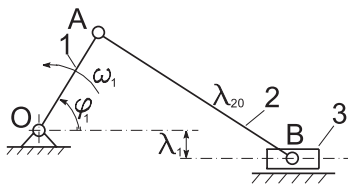


б

Рис. 2. Одиничний шарнірний чотириланковий механізм:
а — 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — коромисло; б — діаграми
характерних інваріантів прискорень коромисла 3

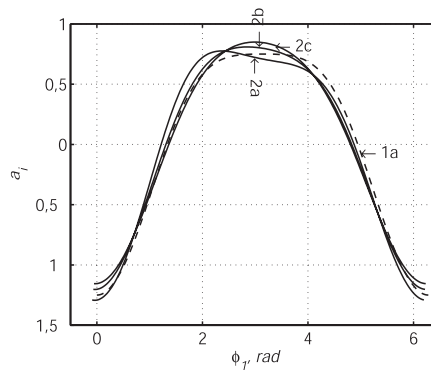
$S T$] ($[I \gamma_{\Sigma} T$] — для обертального руху); на рис. 2 та 3 — у модульній системі $[m r \omega]$ ($[I r \omega]$ — для обертального руху); на рис. 4 та 5 — у абсолютних величинах. Незважаючи на це їхні якісні показники КПШ та базову віддаль однієї діаграми прискорень можна порівнювати між

собою, оскільки вигляд кривої у різних модульних системах однаковий, зміниться лише масштаб. Варто зауважити, що графіки на рис. 2—5 показані для повного кінематичного циклу, тобто показані холостий та робочий хід, а порівнюються лише ділянки РХ.



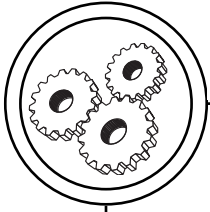
- 1a: $\lambda_1 = 0; \lambda_{20} = 4;$
- 2a: $\lambda_1 = -0,4; \lambda_{20} = 3,5;$
- 2b: $\lambda_1 = -0,4; \lambda_{20} = 5;$
- 2c: $\lambda_1 = -0,4; \lambda_{20} = 6,5$

а

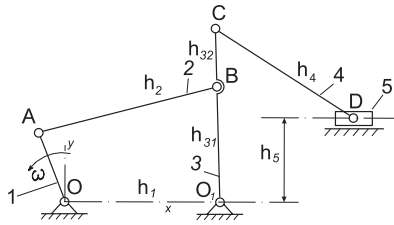


б

Рис. 3. Одиничний кривошипно-повзунний механізм:
а — 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — повзун; б — діаграми
характерних інваріантів прискорень повзуна 3

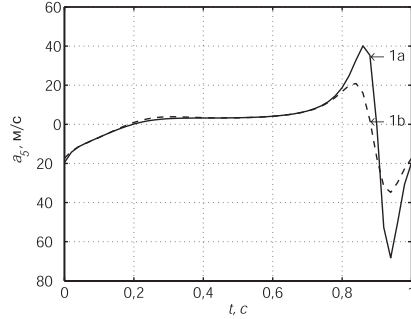


МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



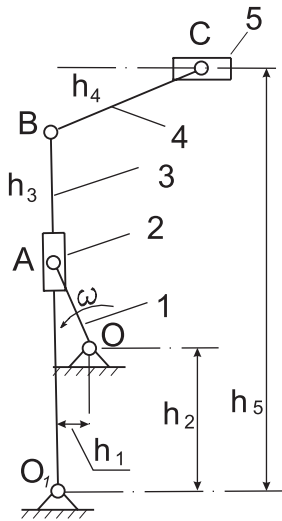
1a: $h_1 = 0,16$ м; $h_2 = 0,2$ м; $h_{31} = 0,18$ м; $h_{32} = 0,2$ м; $h_4 = 0,3$ м; $h_5 = 0,385$ м;
 1b: $h_1 = 0,22$ м; $h_2 = 0,3$ м; $h_{31} = 0,23$ м; $h_{32} = 0,18$ м; $h_4 = 0,2$ м; $h_5 = 0,335$ м;
 $\omega = -2\pi$ с⁻¹; довжина кривошипа 0,1 м

а

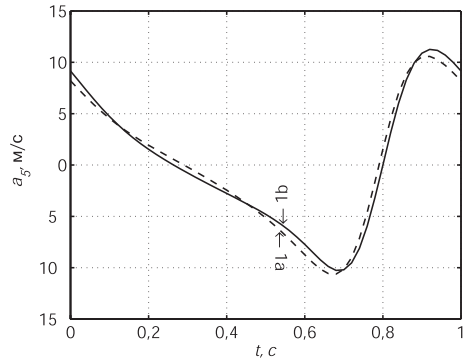


б

Рис. 4. Комбінований механізм: а — 1 — кривошип; 2 — шатун; 3 — коромисло; 4 — шатун; 5 — повзун; б — діаграми характерних прискорень повзуна 5



а

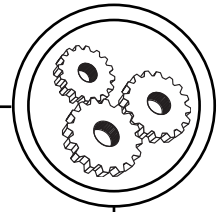


б

1a: $h_1 = 0$ м; $h_2 = 0,4$ м; $h_3 = 0,82$ м; $h_4 = 0,5$ м; $h_5 = 0,82$ м;
 1b: $h_1 = 0$ м; $h_2 = 0,4$ м; $h_3 = 0,82$ м; $h_4 = 0,5$ м; $h_5 = 1,02$ м;
 $\omega = -2\pi$ с⁻¹; довжина кривошипа 0,1 м

Рис. 5. Комбінований механізм: а — 1 — кривошип; 2 — кулісний камінь; 3 — куліса; 3 — повзун; 4 — шатун; 5 — повзун; б — діаграми характерних прискорень повзуна 5

МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ



Опрацьовуючи результати параметричних досліджень було виявлено, що ЗПР вихідної ланки механізмів показаних на рис. 2 та 3 є «косинусоїдного» типу, тобто прискорення на початку і в кінці робочого ходу є близьким до максимального, отже і КПШ за своєю величиною є близькою до КПШ ЗПР «К».

Прискорення вихідної ланки механізмів (рис. 4 та 5) на початку a_{px0} і в кінці a_{px1} РХ в залежності від геометричних параметрів механізму у переважній більшості лежить у межах $0,5a_m < a_{px0}(a_{px1}) < a_m$ (a_m — максимальне прискорення). Відповідно КПШ є більшою від КПШ ЗПР «К», але меншою від КПШ ЗПР «С₀».

Для механізмів (рис. 4 та 5) спостерігається підвищення максимальної швидкості, оскільки за залежністю (1) зі зменшенням часу РХ максимальна швидкість підвищується. Підвищується і максимальне прискорення a_m :

$$a_m = CS/T^2, \quad (3)$$

де C — константа піку прискорення.

Для даних механізмів підвищення прискорення (сил інерції) є обмежуючим фактором, оскільки переважно ланки механізмів, а особливо ланка 3, є масивними.

Результати проведених досліджень

Таким чином вибираючи лише з розглянутих механізмів суттєвого підвищення максимальної швидкості не досягнути. Існують ЗПР з набагато ви-

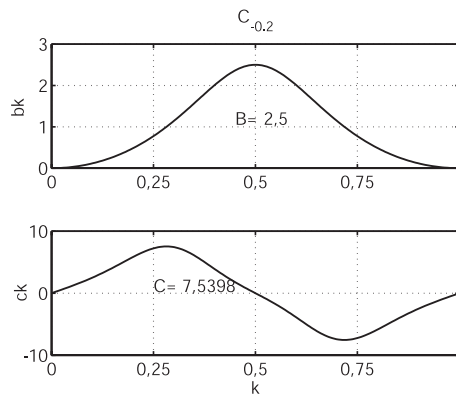


Рис. 6. Закон періодичного руху $C_{-0,2}$

щими КПШ, наприклад, ЗПР «Похила синусоїда» C_q [6] (рис. 6), який можна забезпечити лише спрофільованим кулачком.

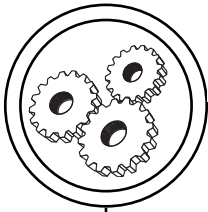
Для самонакладів з нижнім виводом напівфабрикату у ролі виконавчих механізмів пропонується використати комбіновані механізми розглянуті у [9, 10] (рис. 7). Синтезуючи певним чином профіль кулачка 5 у деяких межах можна змінювати якісні характеристики ЗПР вихідної ланки, змінювати періоди робочого і холостого ходу, змінювати хід (розмах) вихідної ланки.

У вказаних роботах розглянута методика синтезу таких механізмів та наведені приклади розрахунку.

Висновки

Проведено огляд виконавчих механізмів самонакладів з нижнім виводом напівфабрикату.

Проведено параметричні дослідження, та проаналізовано кінематичні діаграми вихідної ланки розглянутих механізмів.



МАШИНИ І АВТОМАТИЗОВАНІ КОМПЛЕКСИ

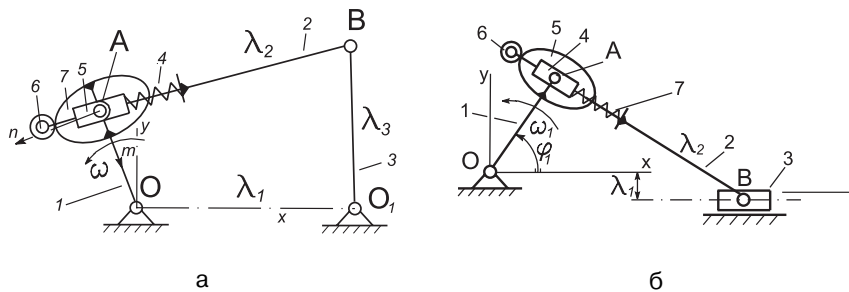


Рис. 7. Комбіновані механізми зі змінною довжиною шатуна:
 а — 1 — кривошип; 2 — куліса (шатун змінної довжини); 3 — коромисло;
 4 — пружина; 5 — кулачок; 6 — ролик; 7 — кулісний камінь;
 б — 1 — кривошип; 2 — куліса (шатун змінної довжини); 3 — повзун;
 4 — кулісний камінь; 5 — кулачок; 6 — ролик; 7 — пружина

Для виконання розглянутої технологічної операції запропоновано виконавчі механізми зі змінною довжиною шатуна.

1. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування. — Ч. 1. Брошурувальне устаткування: Підручник. — Львів: ТеРус, 1999. — 336 с. 2. Белозерский Л. К., Смирнов Г. П., Свиридов Н. М. Брошюровочно-переплетные машины. — Ч. 2. Машины для обработки книжных и брошюрных блоков, для сборки и отделки книг: — М.: Книга, 1971. — 284 с. 3. Пергамент Д. А. Брошюровочно-переплетное оборудование: Учебник. — М.: Издательство МПИ, 1990. — 452 с. 4. Хведчин Ю. Й. Брошурувально-палітурне устаткування. — Ч. 2. Палітурне устаткування: Підручник. — Львів: УАД, 2007. — 392 с. 5. Полюдов О. М. Механіка поліграфічних автоматів. — Київ: НМК ВО, 1991. — 168 с. 6. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов. — М.: Книга, 1965. — 496 с. 7. Маца Р. С. Застосування кусково-поліноміальної інтерполяції до задач кінематичного аналізу механізмів // Комп'ютерні технології друкарства. Збірник наукових праць. — 2008. — № 20. — С. 114—118. 8. Алямовский А. А. и др. SolidWorks. Компьютерное моделирование в инженерной практике. — СПб.: БХВ-Петербург, 2005. — 800 с. 9. Маца Р. С. Синтез кривошипно-повзунних механізмів зі змінною довжиною шатуна // Наукові записки УАД. — 2008. — Вип. 1(13). — С. 71—75. 10. Маца Р. С. Синтез шарнірних чотириланкових механізмів зі змінною довжиною шатуна // Науковий вісник УкрДЛТУ: Зб. наук.-техн. праць. — Львів: УкрДЛТУ. — 2008. — Вип. 18.5. — С. 257—261.

Рецензент — Ю. Й. Хведчин, к.т.н.,
 професор, УАД

Надійшла до редакції 25.03.09