

УДК 681.625+621.835+621.8.028.3

© Д. С. Гриценко, к.т.н., ст. викладач, НТУУ «КПІ», Київ,
Україна

**АНАЛІТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ТРАНСПОРТУВАЛЬНОЇ СИСТЕМИ
ТАМПОДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ ТДМ-300**

У статті проведено аналітичні дослідження кінематичних параметрів транспортувальної системи виробів у зону друкування на основі тамподрукарської машини ТДМ-300 із кулачковим механізмом приводу. Проведені дослідження дали можливість за відомими параметрами транспортувальної системи дослідити вплив швидкості повороту головного валу та закону періодичного руху кулачкового приводу на зміну максимальних значень швидкості і прискорення конвеєрного транспортувального пристрою.

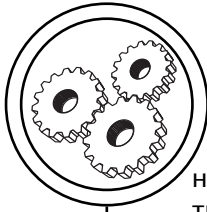
Ключові слова: тамподрукарська машина; друкування; конвеєр; кулачковий механізм; закон періодичного руху; швидкість; прискорення.

Постановка проблеми

Процес друкування у тамподрукарських машинах безпосередньо пов'язаний з механізмом подачі виробів у зону друкування. Механізм подачі повинен забезпечувати необхідну точність встановлення виробу відносно друкарського апарату, плавність періодичного руху, задане співвідношення відповідно до технологічного процесу періодів вистою та робочого ходу, а також їх точну фіксацію на поверхні транспортеру. Необхідно зазначити, що транспортер тамподрукарської машини використовується як опорна поверхня при друкуванні і переміщенні виробів різних габаритів, що ставить додаткові вимоги до наявності коливань та вібрацій у період вистою.

Аналіз попередніх досліджень

Аналіз літературних джерел показав, що питання створення кулачкових механізмів для періодичного приводу виконавчих ланок розглядалися в [1, 2]. Для періодичного приводу виконавчих ланок машин спеціальних видів друку створені пристрої [3–5]. Технологічний процес друкування на тамподрукарських машинах вимагає проведення процесу друкування у періоди вистою, що забезпечується механізмами періодичного повороту [6]. Дослідження показують, що проектування транспортувальних систем машин спеціальних видів друку має проводитись із врахуванням реальних фізичних параметрів ланок, виду задруковува-



них виробів, структурних властивостей і взаємодії механізму приводу із транспортувальною системою [7, 8]. Аналіз робіт показав, що дослідження кінематичних залежностей транспортувального пристрою із використанням кулачкового механізму приводу та врахуванням технологічного процесу друкування на тамподрукарських машинах досліджено не було. Таким чином, актуальним є аналітичне дослідження кінематичних параметрів приводу конвеєрного транспортувального пристрою періодичного руху тамподрукарської машини на основі машини ТДМ-300.

Мета роботи

Метою роботи є проведення аналітичних досліджень кінематичних параметрів транспортувального пристрою періодичного руху із кулачковим механізмом приводу для подавання виробів у зону друкування тамподрукарської машини.

Результати проведених досліджень

Ланцюг конвеєра тамподрукарської машини переміщується на крок, що дорівнює довжині однієї ланки, які в період вистою є опорною поверхнею при друкуванні. Отже, вимоги високої точності позиціонування є визначальними.

Розглянемо схему транспортеру конвеєрного типу (рис. 1). Вона складається із приводної 1 та натяжної 2 зірок, ланцюга 3, вантажонесучих пластин 4, які закріплені на ланцюгу, напрямних 5 та пристрою натягу 6.

Для забезпечення періодичного транспортування виробів у зону друкування доцільно використати як привод кулачковий механізм періодичного повороту [6]. Це забезпечить оптимальні кінематичні та динамічні характеристики машини, дозволить використати будь-який закон періодичного руху та забезпечить задане співвідношення періодів руху та вистою.

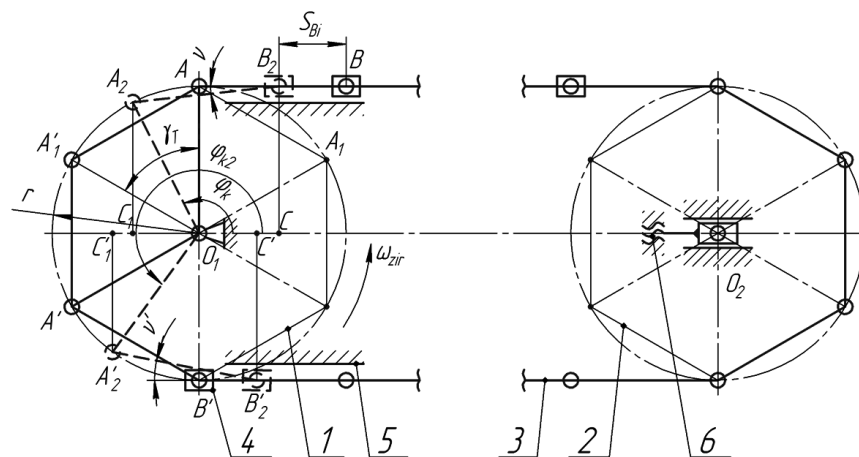
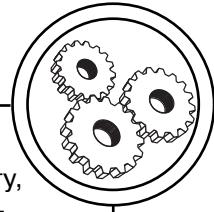


Рис. 1. Структурно-розрахункова схема будови крокового транспортера тамподрукарської машини



Для дослідження кулачкових механізмів періодичного повороту встановимо необхідні критерії. Визначаємо кут повороту веденої ланки кулачкового механізму γ_{Σ} :

$$\gamma_{\Sigma} = \frac{360}{z},$$

де z — кількість зупинок коромислового диску за один повний оберт.

Кутова швидкість головного валу кулачкового механізму приводу визначається:

$$\omega_{gv} = \frac{\pi \cdot n}{30}, \text{ с}^{-1}$$

де n — частота обертання головного валу, об/хв.

При розрахунках враховано структуру побудови транспортувального пристрою. Зі схеми (рис. 1) видно, що робота такого механізму пов'язана із взаємодією зірок та набігаючої і збігаючої гілок ланцюга.

Для дослідження руху ланцюга використаємо інваріантну форму і модульну систему $[m \cdot \omega \cdot r]$. Приймається, що радіус зірки рівний 1 і всі геометричні розміри приводяться

до цієї системи: $\lambda 1 = \frac{AB}{O_1A}$ — від-

носна довжина шатуна, де O_1A — радіус зірки ланцюгового транспортеру і відповідно довжина кривошипу, AB — довжина ланки ланцюга і відповідно шатуна кривошипно-повзунного механізму; $\lambda 2 = \frac{E}{O_1A}$ — віднос-

на величина ексцентриситету, де E — величина ексцентриситету;

$$S_{i_{\max}} = \sqrt{(\lambda 1 + 1)^2 - \lambda 2^2} -$$

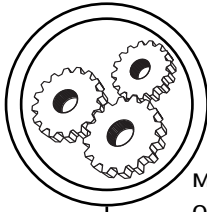
відносне максимальне віддалення центру пластини B від центру обертання зірки O_1 .

Набігаюча гілка ланцюга в початковий момент циклу має ведучий кривошип O_1A і тяговий шатун AB , в кінці циклу структура механізму змінюється тому, що цівка потрапляє у впадину зірки і кривошипом в цьому випадку стає наступна вітка зірки O_1A_1 . Збігаюча гілка ланцюга підпорядковується іншій закономірності: у початковий момент ведучим кривошипом є O_1A' , штовхаючим шатуном ланка ланцюга $A'B'$, а через пів циклу ведучим кривошипом стає гілка зірки O_1A_1' і шатуном ланка $A'A_1'$, тому що цівка A' втрачає кінематичний зв'язок із впадиною зірки.

Кут повороту головної зірки, при якому відбувається робота дезаксіального кривошипно-повзунного механізму, тобто кут між впадинами зірки, визначається:

$$\gamma_T = 2 \cdot \arcsin\left(\frac{\lambda 1}{2}\right).$$

Початкові значення кутів для набігаючої і збігаючої гілок визначаються з урахуванням геометричних параметрів транспортеру. У даному випадку кут повороту головної зірки відповідає сумарному куту повороту веденої ланки кулачкового механізму, оскільки зірку і коро-



мисловий диск встановлено на одному валу.

Проведення дослідження руху набігаючої на зірку гілки ланцюга

Проміжна структурна побудова для набігаючої на зірку гілки ланцюга представлена на рис. 2.

З рівняння проекції замкнутого векторного контуру $O_1A_2B_2C$ на горизонтальну вісь визначаємо позиційний інваріант переміщення точки B пластини. Відстань між O_1 і максимальним віддаленням B визначається, як сума проекцій:

$O_1C_1(\varphi_k) = \cos(\varphi_k)$ — проекція O_1A_2 на горизонтальну вісь;

$$v(\varphi_k) = \arcsin\left(\frac{\lambda_2 - \sin(\varphi_k)}{\lambda_1}\right) -$$

кут, який визначає положення шатуна відносно осі руху пластин т. B ;

$C_1C(\varphi_k) = \lambda_1 \cos(v(\varphi_k))$ — проекція A_2B_2 на горизонтальну вісь.

Тоді позиційний інваріант переміщення ланцюга набігаючої гілки визначається:

$$S_{Bin}(\varphi_k) = S_{i_max} - O_1C_1(\varphi_k) - C_1C(\varphi_k).$$

Позиційний інваріант швидкості ланцюга набігаючої гілки визначається:

$$V_{Bin}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Bin}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) - \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}$$

Позиційний інваріант прискорення ланцюга набігаючої гілки визначається:

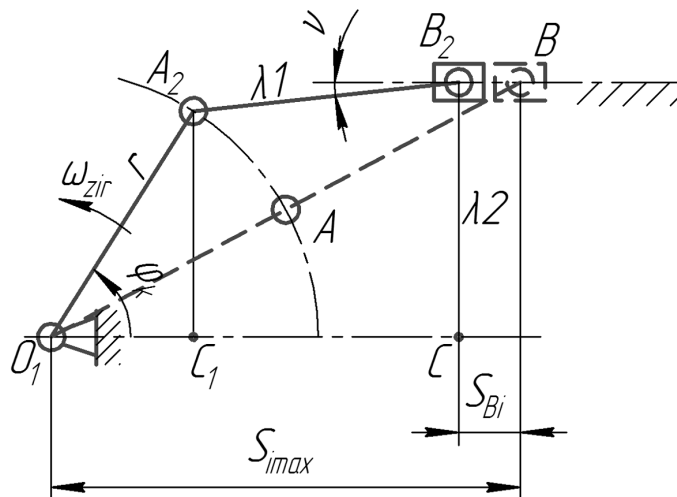
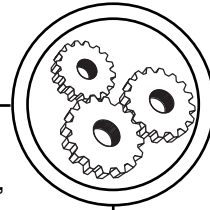


Рис. 2. Схема для розрахунку кінематичних залежностей у набігаючій гілці ланцюга



$$\begin{aligned}
 W_{\text{Bin}}(\varphi_k) &= \frac{d}{d\varphi_k} V_{\text{Bin}}(\varphi_k) = \\
 &= \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}} + \\
 &+ \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} + \\
 &+ \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda_2 - \sin(\varphi_k))}{\lambda_1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda_2 - \sin(\varphi_k))^2}{\lambda_1^2}}}.
 \end{aligned}$$

Отже, дійсні значення параметрів руху набігаючої гілки визначаються:

$S_{\text{Bin}}(\varphi_k) = S_{\text{Bin}}(\varphi_k) \cdot O_1A$ — переміщення ланцюга, м;

$V_{\text{Bn}}(\varphi_k) = V_{\text{Bn}}(\varphi_k) \cdot \omega_{\text{zir}_k} \cdot O_1A$ — швидкість ланцюга, м/с;

$$W_{\text{Bn}}(\varphi_k) = \left(\begin{matrix} W_{\text{Bin}}(\varphi_k) \cdot \omega_{\text{zir}_k}^2 + \\ + V_{\text{Bin}}(\varphi_k) \cdot \varepsilon_{\text{zir}_k} \end{matrix} \right) \cdot O_1A$$

— прискорення ланцюга, м/с²,
де ω_{zir_k} — кутова швидкість веденого валу кулачкового механізму приводу на якому встановлено головну зірку ланцюгового транспортеру; $\varphi_k = \alpha_k \gamma_{\Sigma}$ — кут повороту веденого валу кулачкового механізму приводу, який залежить від параметрів механізму та закону періодичного руху.

Проведення дослідження руху збігаючої із зірки гілки ланцюга

Розрахункова схема проміжної структурної побудови збігаючої із зірки гілки ланцюга представлено на рис. 3.

Позиційні інваріанти руху збігаючої гілки визначаються із проекції контуру $O_1A'_2B'_2C'$ на горизонтальну вісь:

$O_1C'_1(\varphi_k) = \cos(\varphi_k)$ — проекція $O_1A'_2$ на горизонтальну вісь;

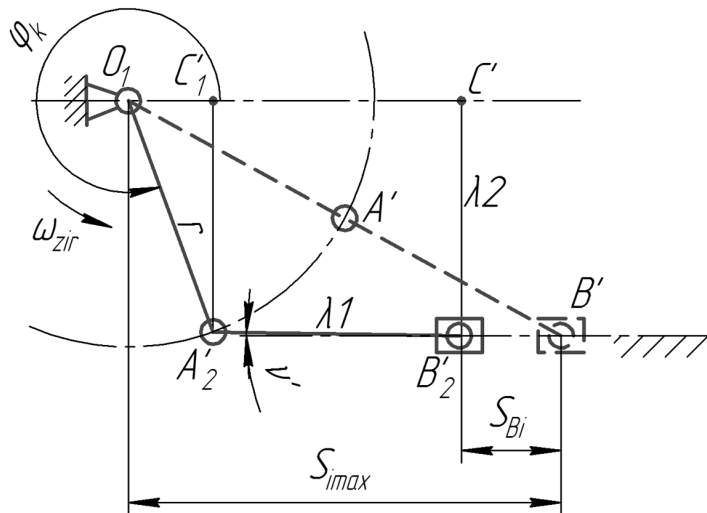
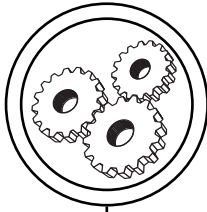


Рис. 3. Схема для розрахунку кінематичних залежностей у збігаючій гілці ланцюга



$$v'(\varphi_k) = \arcsin\left(\frac{\lambda 2 + \sin(\varphi_k)}{\lambda 1}\right)$$

кут, який визначає положення шатуна відносно осі руху пластин т. В';

$$C_1' C'(\varphi_k) = \lambda 1 \cdot \cos(v'(\varphi_k)) \text{ —}$$

проекція $A_2' B_2'$ на горизонтальну вісь.

Тоді позиційний інваріант переміщення ланцюга збігаючої гілки визначається:

$$S_{Biz}(\varphi_k) = S_{i_{max}} - O_1 C_1'(\varphi_k) - C_1' C'(\varphi_k).$$

Позиційний інваріант швидкості ланцюга збігаючої гілки визначається:

$$V_{Biz}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} S_{Biz}(\varphi_k) = \sin(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k) \cdot (\lambda 2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda 1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda 2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda 1^2}}}$$

Позиційний інваріант прискорення ланцюга збігаючої гілки визначається:

$$W_{Biz}(\varphi_k) = \frac{d}{d\varphi_k} V_{Biz}(\varphi_k) = \cos(\varphi_k) + \frac{\cos(\varphi_k)^2}{\lambda 1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda 2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda 1^2}}} + \frac{\cos(\varphi_k)^2 \cdot (\lambda 2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda 1^3 \cdot \left(1 - \frac{(\lambda 2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda 1^2}\right)^{\frac{3}{2}}} - \frac{\sin(\varphi_k) \cdot (\lambda 2 + \sin(\varphi_k))}{\lambda 1 \cdot \sqrt{1 - \frac{(\lambda 2 + \sin(\varphi_k))^2}{\lambda 1^2}}}$$

Отже, дійсні значення параметрів руху збігаючої гілки визначаються:

$S_{Bz}(\varphi_k) = S_{Biz}(\varphi_k) \cdot O_1 A$ — переміщення ланцюга, м;

$V_{Bz}(\varphi_k) = V_{Biz}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k} \cdot O_1 A$ — швидкість ланцюга, м/с;

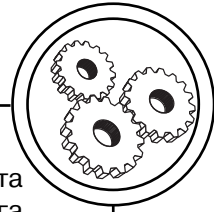
$$W_{Bz}(\varphi_k) = \left(\begin{matrix} W_{Biz}(\varphi_k) \cdot \omega_{zir_k}^2 \\ + V_{Biz}(\varphi_k) \cdot \varepsilon_{zir_k} \end{matrix} \right) \cdot O_1 A$$

— прискорення ланцюга, м/с².

За отриманими залежностями будуємо графіки отриманих кінематичних залежностей переміщення, швидкості та прискорення ланцюга транспортеру. Для розрахунків за основу взято геометричні розміри тампудрукарської машини ТДМ-300.

Графіки будуються на куті повороту головної зірки γT для інваріантної форми та дійсних значень із врахуванням дійсних параметрів кулачкового механізму приводу. Прийнято, що радіус зірки ланцюгового транспортеру і, відповідно, довжина кривошипу $O_1 A = 0,15$ м; довжина ланки ланцюга і, відповідно, шатуна $AB = 0,15$ м; величина ексцентриситету $E = O_1 A$. Кулачковий механізм приводу має: розмах веденої ланки $\gamma_{\Sigma} = 60$ град; фазовий кут повороту головного валу $\varphi = 150$ град; частоту обертання головного валу $n = 30$ об/хв.; закон періодичного руху — синусоїдальний. Кути, на яких відбувається поворот зірки ланцюгового транспортеру: для

набігаючої гілки від $\frac{\pi}{2}$ до $\frac{\pi}{2} + \gamma T$;



для збігаючої гілки від $\frac{3\pi}{2} - \gamma_T$ до $\frac{3\pi}{2}$.

Графіки зміни дійсних значень переміщення, швидкості та

прискорення для набігаючої та збігаючої із зірки гілок ланцюга із врахуванням параметрів кулачкового механізму приводу та геометрії набігаючої і збігаючої гілок представлено відповідно на рис. 4–6.

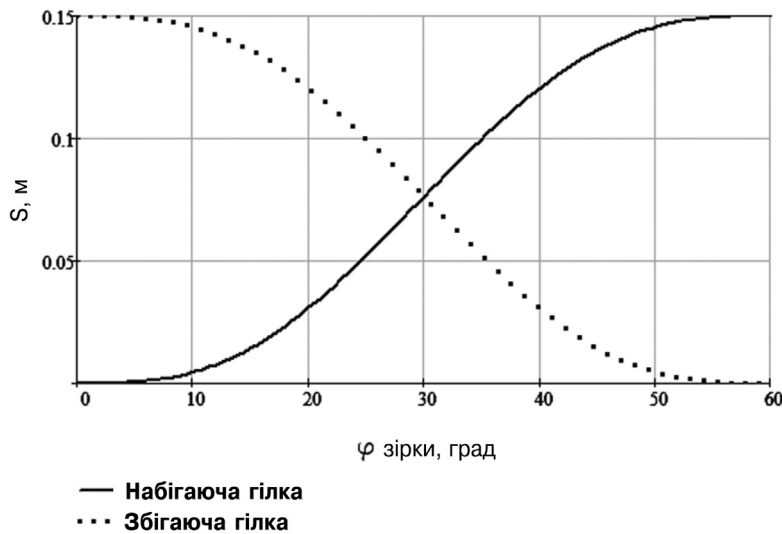


Рис. 4. Графіки дійсних значень переміщення ланцюга з кулачковим механізмом приводу

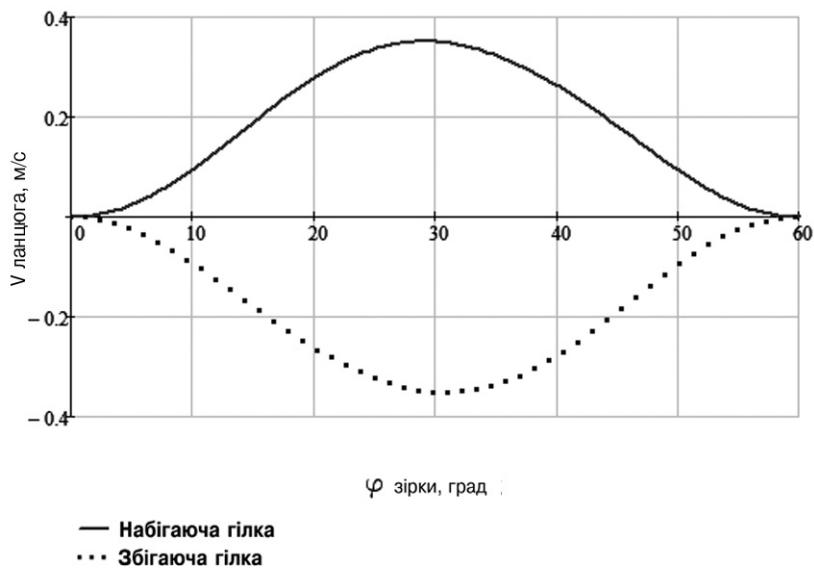


Рис. 5. Графіки дійсних значень швидкості з кулачковим механізмом приводу

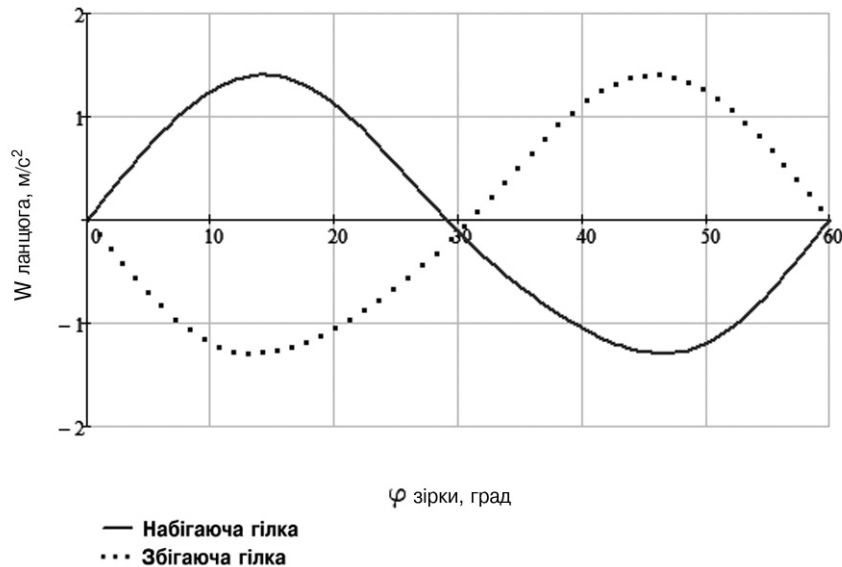
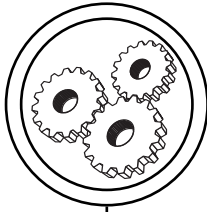


Рис. 6. Графіки дійсних значень прискорення ланцюга із кулачковим механізмом приводу

Проведені аналітичні дослідження показали, що кінематичні параметри для набігаючої та збігаючої гілок ланцюгового транспортеру протягом кінематичного циклу змінюються у зворотній послідовності.

Були проведені дослідження зміни значень піків швидкості та прискорення для набігаючої та збігаючої із зірки гілок ланцюга залежно від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму приводу для різних законів періодичного руху. За основу були взяті попередні параметри транспортеру і кулачкового механізму, а значення швидкості змінювалась в межах від 8 до 40 об/хв. Дослідження проводились для таких законів періодичного руху: C_0 , Ш, К, 0000, 2.10, 2.9, 2.12. Отримані залежності представлено на рис. 7, 8.

Отримані залежності дають чітке уявлення, яким чином

змінюються кінематичні параметри ланцюгового транспортеру при різних значеннях швидкості та законах періодичного руху кулачкового механізму приводу. Із наведених графіків видно, що значення піків швидкості мають майже прямолінійну залежність, а значення піків прискорення мають експоненціальну форму, що дає можливість практично вибрати закон періодичного руху.

Проведена оцінка різниці значень піків швидкості руху ланцюга для різних швидкостей повороту головного валу показала, що використовуючи різні закони періодичного руху, можливо зменшити максимальні значення швидкості руху ланцюга на 25,1 %, що дає можливість зменшити споживану потужність транспортувальним пристроєм. При цьому мінімальні значення піків має закон періодичного руху 2.12, а мак-

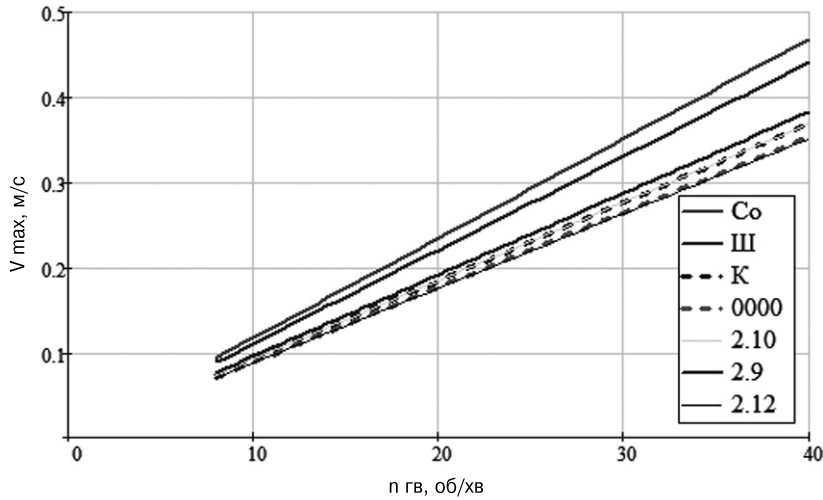
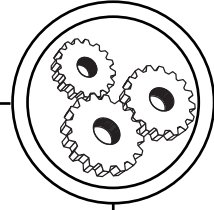


Рис. 7. Графіки зміни піків швидкості ланцюга залежно від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму приводу для вибраних законів періодичного руху

симальні — синусоїдальний. Оцінка різниці значень піків прискорення показала, що в межах вибору різних законів періодичного руху можливо зменшити максимальні значення прискорення руху ланцюга на 23,5 %, що дає можливість зменшити інерційні навантаження в системі, які впливають на коливання веденої ланки в момент зупинки і, відповідно, на точність

рення руху ланцюга на 23,5 %, що дає можливість зменшити інерційні навантаження в системі, які впливають на коливання веденої ланки в момент зупинки і, відповідно, на точність

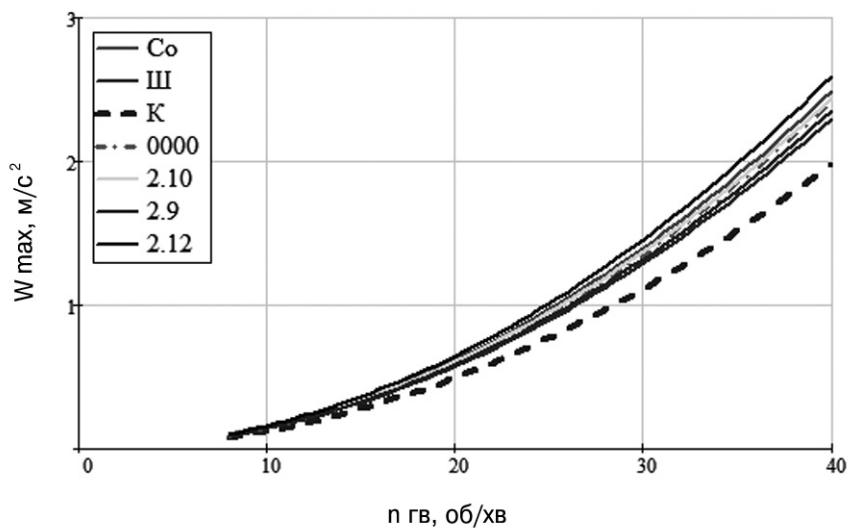
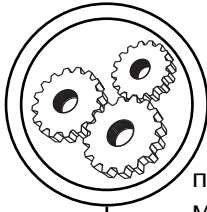


Рис. 8. Графіки зміни піків прискорення ланцюга залежно від зміни швидкості обертання головного валу кулачкового механізму приводу для вибраних законів періодичного руху



позиціонування. При цьому мінімальні значення піків із безударних законів має закон періодичного руху Шуна, а максимальні — 2.12.

Висновки

Розглянуто аналітичні залежності визначення кінематичних параметрів приводу транспортувальної системи виробів у зону друкування тамподрукарської машини ТДМ-300 з використанням кулачкового механізму періодичного повороту.

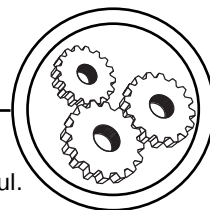
Отримані результати дозволяють зробити висновок, що використання різних законів періодичного руху дає можливість зменшити споживану потужність транспортувального пристрою за рахунок можливої зміни значень піків швидкості (для вибраних та досліджуваних законів періодичного руху до 25,1 %) та інерційні навантаження в системі через зміну значень піків прискорення (для вибраних та досліджуваних законів періодичного руху до 23,5 %).

Список використаної літератури

1. Фишин М. Е. Механизмы периодического поворота в полиграфических машинах / М. Е. Фишин. — М. : Книга, 1973. — 200 с.
2. Шостачук Ю. О. Розрахунок кулачкового механізму періодичного повороту / Ю. О. Шостачук, Д. С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». — К., 2012. — № 1(35). — С. 97–106.
3. Пат. 42592 України, МПК (2009) F 16 H 25/00. Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки / А. І. Петрук, Д. С. Гриценко, К. Ю. Кривенко, В. В. Шибунін. — № u200901609; заявл. 24.02.2009; опубл. 10.07.2009, Бюл. № 13. — 3 с.
4. Пат. 99753України, МПК F 16 H 25/00 (2015.01). Кулачковий механізм періодичного повороту / Ю. О. Шостачук, Д. С. Гриценко, Д. І. Рубан. — № u201413250; заявл. 10.12.2014; опубл. 25.06.2015. Бюл. № 12. — 3 с.
5. Пат. 32250 України, МПК (2006) F 16 H 25/00. Пристрій для періодичного обертального руху веденої ланки / А. І. Петрук, Д. С. Гриценко, О. Я. Моргун. — № u200714825; заявл. 26.12.2007; опубл. 12.05.2008, Бюл. № 9. — 3 с.
6. Петрук А. І. Визначення раціональної структури механізмів періодичного повороту поліграфічних машин / А. І. Петрук, Д. С. Гриценко // Збірник наукових праць «Технологія і техніка друкарства». — 2007. — № 3–4. — С. 86–94.
7. Тир К. В. Механика полиграфических автоматов / К. В. Тир. — М. : Книга, 1965. — 496 с.
8. Полюдов О. М. Зрівноважувальні кулачкові механізми : теорія, дослідження, розрахунки / О. М. Полюдов, А. І. Петрук. — К. : ВАТ «УкрНДІСВД», 2005. — 192 с.

References

1. Fishin M. E. Mehanizmy periodicheskogo povorota v poligraficheskikh mashinah / M. E. Fishin. — M. : Kniga, 1973. — 200 s.
2. Shostachuk Iu. O. Rozrakhunok kulachkovoho mekhanizmu periodychnoho povorotu / Iu. O. Shostachuk, D. S. Hrytsenko // Zbirnyk naukovykh prats «Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva». — K., 2012. — № 1(35). — S. 97–106.
3. Pat. 42592 Ukrainy, MPK (2009) F 16 H 25/00. Prystrii dlia periodychnoho obertalnoho rukhu vedenoj lanky / A. I. Petruk, D. S. Hrytsenko, K. Iu. Kryvenko,



V. V. Shebunin. — № u200901609; zaiavl. 24.02.2009; opubl. 10.07.2009, Biul. № 13. — 3 s.

4. Pat. 99753Ukrainy, MPK F 16 H 25/00 (2015.01). Kulachkovyi mekhanizm periodychnoho povorotu / lu. O. Shostachuk, D. S. Hrytsenko, D. I. Ruban. — № u201413250; zaiavl. 10.12.2014; opubl. 25.06.2015. Biul. № 12. — 3 s.

5. Pat. 32250 Ukrainy, MPK (2006) F 16 H 25/00. Prystrii dlia periodychnoho obertalnoho rukhu vedenoi lanky / A. I. Petruk, D. S. Hrytsenko, O. Ia. Morhun. — № u200714825; zaiavl. 26.12.2007; opubl. 12.05.2008, Biul. № 9. — 3 s.

6. Petruk A. I. Vyznachennia ratsionalnoi struktury mekhanizmiv periodychnoho povorotu polihrafichnykh mashyn / A. I. Petruk, D. S. Hrytsenko // Zbirnyk naukovykh prats «Tekhnolohiia i tekhnika drukarstva». — 2007. — № 3–4. — S. 86–94.

7. Tir K. V. Mehanika poligraficheskikh avtomatov / K. V. Tir. — M. : Kniga, 1965. — 496 s.

8. Poliudov O. M. Zrivnovazhuvalni kulachkovi mekhanizmy : teoriia, doslidzhennia, rozrakhunky / O. M. Poliudov, A. I. Petruk. — K. : VAT «UkrNDISVD», 2005. — 192 s.

В статье приведены аналитические исследования кинематических параметров транспортировочной системы изделий в зону печати на основе тампопечатной машины ТДМ-300 с кулачковым механизмом привода. Проведенные исследования позволили по известным параметрам транспортировочной системы исследовать влияние скорости поворота главного вала и закона периодического движения кулачкового привода на изменение максимальных значений скорости и ускорения конвейерного транспортера.

Ключевые слова: тампопечатная машина; печать; конвейер; кулачковый механизм; закон периодического движения; скорость; ускорение.

The article presents analysis of kinematic parameters of the transport system to the printing area based on pad printing machine TDM-300 with the cam drive mechanism. The research allowed to investigate with the known parameters of the transport system the influence of the speed rotation of the main shaft and the law of the periodic motion of the cam drive on the change of the maximum values of velocity and acceleration of the conveyor belt.

Keywords: pad printing machine; printing; conveyor; cam mechanism; the law of periodic motion; velocity; acceleration.

Рецензент — О. О. Палюх, к.т.н.,
доцент, НТУУ «КПІ»

Надійшла до редакції 02.12.15