

УДК 686.12.056

УДОСКОНАЛЕНИЙ МЕХАНІЗМ ПОДАВАЧА САМОНАКЛАДУ МАШИНИ «HEIDELBERG GTO 52»

Я. Б. Стеців, Б. С. Стеців

Українська академія друкарства
вул. Підголоско, 19, Львів, 79020, Україна

У статті приведено аналіз існуючого механізму приводу подавача машин типажного ряду «Heidelberg GTO 52», що широко експлуатуються на малих і середніх поліграфічних підприємствах України. Внаслідок проведеного аналізу виявлено ряд недоліків, які є характерними для механізму та запропоновано удосконалений привод, який забезпечує чітку подачу аркушів та вистоювання головки подавача біля форгрейфера, підвищуючи точність їх передачі в його захоплювачі.

Ключові слова: самонаклад, подавач, швидкість, прискорення,

Постановка проблеми. У офсетних аркушевих машинах типажного ряду «Heidelberg GTO 52» [1] використовується самонаклад (рис.1), в якому штанга з присосами 2 поштучно відокремлює аркуші за передню крайку від стосу 1 і передає їх в захоплювачі рухомої голівки 4, що транспортує їх по дугоподібному накладному столу до форгрейфера 6, який після рівняння передніми упорами 5 передає їх в захоплювачі друкарського циліндра 7.

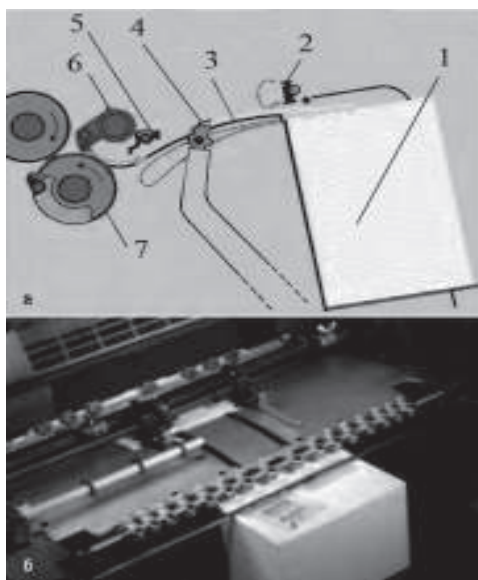


Рис. 1. Спрощена принципова схема подачі аркушів подавачем машин «Heidelberg GTO 52»

Привод голівки здійснюється чотириланковим механізмом (рис.2), до недоліків якого слід віднести майже повну рівнозначність періодів прямого та зворотного ходів, що не забезпечує чіткого рівняння аркуша при підвищенні продуктивності.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Удосконаленню подібних механізмів присвячено ряд публікацій під керівництвом Полюдова О. М. [2] і [4], зокрема Пасіки В. Р. [2], Маці Р. С. [3], Коломійця А. Б.[4], і Регея І. І. [4], Кузнєцова В. О. і та інших.

Мета статті. Провести кінематичний аналіз існуючого механізму, виявити наявні недоліки і здійснити його модернізацію введенням корегувальних елементів для отримання бажаного закону переміщення голівки подавача з найменшими прискореннями та порівняти отримані кінематичні характеристики.

Виклад основного матеріалу дослідження. Аналіз кінематики механізму транспортування аркушів машини «Heidelberg GTO 52». Ланки механізму подавача мають наступні розміри: радіус кривошипа $r = 40$ мм.; довжина базовіддалі $b = 309$ мм.; довжина шатуна $l_2 = 195$ мм.; довжина коромисла $l_3 = R = 255$ мм.

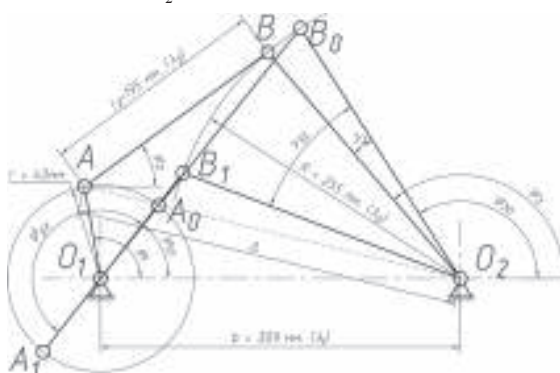


Рис. 2. Розрахункова схема приводу подавача аркушів машини «Heidelberg GTO 52»

За довжинами ланок, визначаємо кути повороту кривошипа для робочого та зворотного ходів:

$$\varphi_{px} = \varphi_{11} - \varphi_{10} = 232,01 - 51,2 = 180,81^\circ; \varphi_{xx} = 2 \cdot \pi - \varphi_{px} = 360 - 180,81 = 179,19^\circ,$$

а також кутовий розмах коромисла: $\gamma_{3\Sigma} = \varphi_{31} - \varphi_{30} = 158,94 - 122,3 = 36,64^\circ$.

Згідно методу одиничних механізмів визначаємо геометричні параметри:

$$\Delta = \sqrt{(\lambda_1 - \cos \varphi_1)^2 + \sin^2 \varphi_1}; \beta = \arctg \frac{-\sin \varphi_1}{\lambda_1 - \cos \varphi_1}; \phi_1 = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \Delta^2 - \lambda_3^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \Delta}; \mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \lambda_3^2 - \Delta^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \lambda_3}$$

$$\varphi_2 = \beta + \phi_1; \varphi_3 = \beta + \phi_1 + \mu; \gamma_3 = \varphi_3 - \varphi_2.$$

Визначаємо інваріанти кутових швидкостей ланок:

$$\omega_{2i} = \sin(\varphi_3 - \varphi_1) / \lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3); \omega_{3i} = \sin(\varphi_2 - \varphi_1) / \lambda_3 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3) \quad (1)$$

та інваріанти їх кутових прискорень:

$$\varepsilon_{2i} = d\omega_{2i}/d\varphi_1 ; ; \varepsilon_{3i} = d\omega_{3i}/d\varphi_1 ; \quad (2)$$

Визначаємо максимальну лінійну швидкість переміщення аркуша по столу:

$$V_{\max} = R_3 \cdot \omega_{3\max} \cdot \omega_1 = 0,5 \cdot 0,327 \cdot 13,96 = 2,28 \text{ м/с.} \quad (3)$$

де $\omega_1 = \pi \cdot P/30 \cdot 60 = \pi \cdot 8000/30 \cdot 60 = 13,96 \text{ рад/с}$; P - продуктивність машини.

Прискорення аркуша при підході до передніх упорів:

$$a_{\text{кин}} = R_3 \cdot \varepsilon_{3\text{кин}} \cdot \omega_1^2 = 0,5 \cdot (-0,196) \cdot 13,96^2 = -19,1 \text{ м/с}^2. \quad (4)$$

Тривалість циклу подачі аркуша самонакладом:

$$T_1 = 3600/P = 3600/8000 = 0,45 \text{ с.} \quad (5)$$

На основі наведених вище залежностей у середовищі «MathCAD» складаємо програму та отримуємо графіки розрахованих величин (рис. 3).

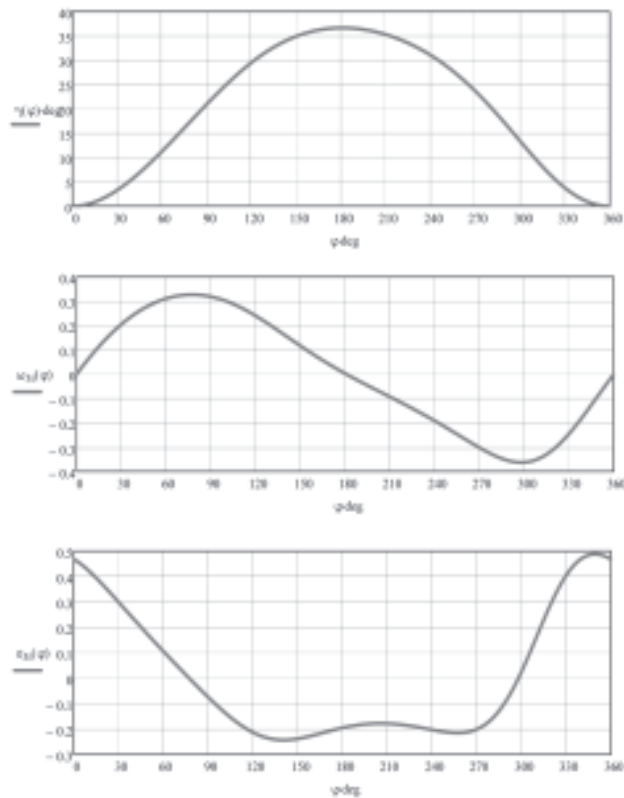


Рис. 3. Графіки кінематичних характеристик існуючого механізму приводу подавача

Аналіз кінематики удосконаленого механізму транспортування аркушів машини «Heidelberg GTO 52». Для аналізу механізму будемо в масштабі його кінематичну схему (рис. 4). Враховуючи те, що у крайніх положеннях механізму:

$$\begin{cases} l_{0_1 B_0} = r + l_2 \\ l_{0_1 B_1} = l_2 - r \end{cases} \quad (6)$$

визначаємо: $l_{0_1 B_0} = 275$ мм., $l_{0_1 B_1} = 140$ мм.; $R_0 = 255$ мм.; $R_1 = 202$ мм.; $S = 53$ мм.

Із системи рівнянь (6) визначаємо:

$$r = 0,5(l_{0_1 B_0} - l_{0_1 B_1}) = 0,5 \cdot (275 - 140) = 67,5 \text{ мм.} \quad l_2 = l_{0_1 B_0} - r = 275 - 67,5 = 207,5 \text{ мм.} \quad (7)$$

Відповідно отримуємо відносні довжини ланок модернізованого механізму:

$$\lambda_1 = \frac{b}{r} = 4,578; \quad \lambda_2 = \frac{l_2}{r} = 3,074; \quad \lambda_{30} = \frac{R_0}{r} = 3,778; \quad \lambda_{31} = \frac{R_1}{r} = 2,993; \quad s = \lambda_{30} - \lambda_{31} = 0,785. \quad (8)$$

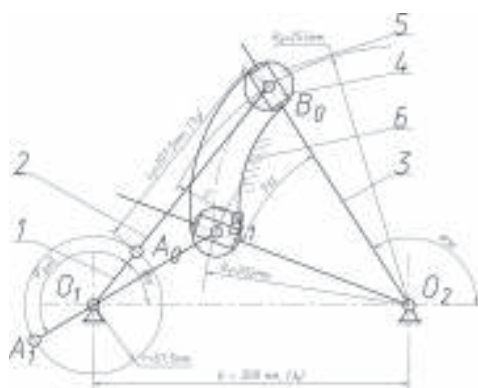


Рис. 4. Кінематична схема механізму приводу подавача аркушів із змінною довжиною коромисла:

- 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромисло з кулісним пазом; 4 – кулісний камінь (повзун);
5 – ролик; 6 – корегувальний профіль

Механізм (рис. 4) працює наступним чином: при обертанні кривошипа 1 шатун 2 приводить коромисло 3, довжина якого змінюється завдяки взаємодії закріпленого в проушині шатуна 2 ролика 5 із нерухомим профілем 6. Вісь ролика 5 одночасно приводить камінь 4, який рухається в пазу куліси розміщеної в коромислі 3.

Задаємо рух каменю 4 згідно косинусоїдального закону періодичного руху [2] для випадку, коли ланки рухаються без вистоювань у крайніх положеннях.

Для виведення кінематичних залежностей та визначення біжучих положень ланок механізму розглянемо розрахункову схему, приведену на рис. 5,а, з якої:

$$\lambda_{3i} = \lambda_{30} - s \cdot a_k; \quad (9)$$

де λ_{3i} – відносна довжина коромисла; λ_{30} – відносна довжина коромисла в початковому положенні; $s = S/r$ – відносне положення кулісного каменя 4; a_k – позиційний інваріант переміщень, $a_k = 1 - \cos(\pi \cdot k)/2$, а $k = \varphi_1 - \varphi_{10} / \varphi_{px}$ і $\varphi_1 = \varphi_{10} + \varphi_{px} \cdot k$

Визначаємо необхідні відносні величини:

$$\Delta = \sqrt{(\lambda_1 - (\varphi_{10} + \varphi_{px} \cdot k))^2 + \sin^2(\varphi_{10} + \varphi_{px} \cdot k)}; \quad \beta = \arctg - \sin(\varphi_{10} + \varphi_{px} \cdot k) / (\lambda_1 - \cos(\varphi_{10} + \varphi_{px} \cdot k)).$$

З трикутника ΔABO_2 визначаємо кути δ і μ :

$$\delta = \arccos \frac{\lambda_2^2 + \Delta^2 - (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \Delta}; \quad \mu = \arccos \frac{\lambda_2^2 + (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2 - \Delta^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_{30} - s \cdot a_k)}.$$

Поточні кутові положення шатуна та коромисла:

$$\varphi_2 = \beta + \delta = \beta + \arccos \frac{\lambda_2^2 + \Delta^2 - (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \Delta}; \quad (10)$$

$$\varphi_3 = \beta + \delta + \mu = \beta + \arccos \frac{\lambda_2^2 + \Delta^2 - (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot \Delta} + \arccos \frac{\lambda_2^2 + (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2 - \Delta^2}{2 \cdot \lambda_2 \cdot (\lambda_{30} - s \cdot a_k)}. \quad (11)$$

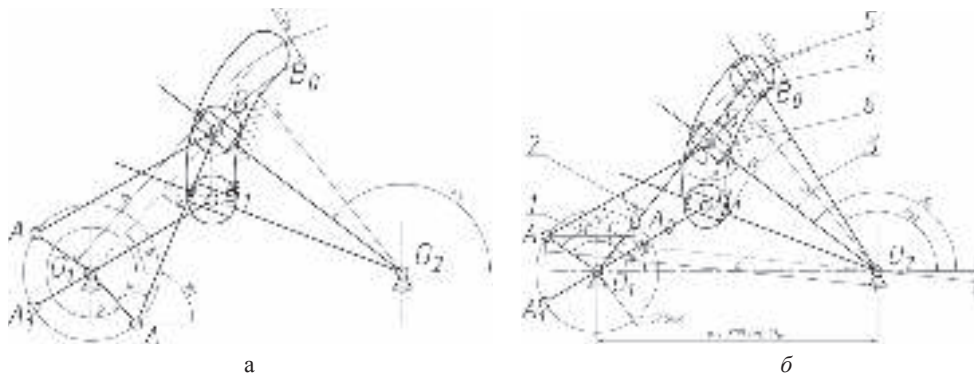


Рис. 5. Розрахункові схеми механізму для визначення біжучих положень ланок для випадку прямого а та зворотного ходів б

Для визначення кінематичних характеристик при робочому ході запишемо рівняння проекції замкнутого векторного контуру $O_1 A B O_2$ на осі координат:

$$\begin{cases} r \cdot \cos \varphi_1 + l_2 \cdot \cos \varphi_2 = b + (R_0 + S \cdot a_k) \cdot \cos \varphi_3 \\ r \cdot \sin \varphi_1 + l_2 \cdot \sin \varphi_2 = (R_0 + S \cdot a_k) \cdot \sin \varphi_3 \end{cases} \quad (12)$$

Перейшовши до відносних довжин і здійснивши певні перетворення, отримуємо:

$$\begin{cases} \lambda_2 \cdot \cos \varphi_2 - (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \cos \varphi_3 = \lambda_1 - \cos \varphi_1 \\ \lambda_2 \cdot \sin \varphi_2 - (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \sin \varphi_3 = -\sin \varphi_1 \end{cases} \quad (13)$$

Для визначення кутових швидкостей ланок диференціюємо систему рівнянь (12), зважаючи, що $k(\varphi) = \varphi_1 - \varphi_{10} / \varphi_{px}$ та $\omega_{2i} = d\varphi_2 / d\varphi_1$; $\omega_{3i} = d\varphi_3 / d\varphi_1$ і $d(s \cdot a_k) / d\varphi_1 = s \cdot b_k / \varphi_{px}$, за узагальненою координатою φ_1 та отримуємо:

$$\omega_{2i} = \Delta_{\omega_{2i}} / \Delta; \quad \omega_{3i} = \Delta_{\omega_{3i}} / \Delta. \quad (14)$$

де $\Delta = \lambda_2 \cdot (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot (\sin \varphi_2 \cdot \cos \varphi_3 - \cos \varphi_2 \cdot \sin \varphi_3) = \lambda_2 \cdot (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)$;

$$\begin{aligned} \Delta_{\omega_{2i}} &= (s \cdot b_k / \varphi_{px} \cdot \cos \varphi_3 - \sin \varphi_1) \cdot (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \cos \varphi_3 + (s \cdot b_k / \varphi_{px} \cdot \sin \varphi_3 + \cos \varphi_1) \times \\ &\times (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \sin \varphi_3 = (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot (s \cdot b_k / \varphi_{px} + \cos(\varphi_3 - \varphi_1)) \end{aligned}$$

і відповідно отримаємо вирази для інваріантів кутових швидкостей ланок:

$$\omega_{2i} = \frac{s \cdot b_k / \varphi_{px} + \sin(\varphi_3 - \varphi_1)}{\lambda_2 \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}, \quad \omega_{3i} = \frac{s \cdot b_k / \varphi_{px} \cdot \cos(\varphi_3 - \varphi_2) + \sin(\varphi_2 - \varphi_1)}{(\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \sin(\varphi_2 - \varphi_3)}. \quad (15)$$

Відносна лінійна швидкість кулісного каменя 4 буде рівною:

$$V_4^R = s \cdot b_k / \varphi_{px} \cdot \omega_1 \cdot r = V_{4i}^R \cdot \omega_1 \cdot r. \quad (17)$$

Для визначення інваріантів пришвидшень ланок механізму на ділянці робочого ходу проведемо диференціювання рівнянь (14):

$$\varepsilon_{2i} = d\omega_{2i} / d\varphi_1; \quad \varepsilon_{3i} = d\omega_{3i} / d\varphi_1; \quad (18)$$

Відносне лінійне прискорення каменя 4:

$$a_4^R = c_k \cdot s / \varphi_{px}^2 \cdot \omega_1^2 \cdot r = a_{4i}^R \cdot \omega_1^2 \cdot r. \quad (19)$$

де c_k - позиційний інваріант прискорень.

Аналогічно визначаємо положення ланок на ділянці зворотного ходу, звернувшись до розрахункової схеми на рис. 5,б, згідно якої:

$$\Delta_1 = \sqrt{(\lambda_1 + (\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cos \varphi_3)^2 + (\lambda_{30} - s \cdot a_k)^2 \cdot \sin^2 \varphi_3}; \quad \beta_1 = \arctg \frac{(\lambda_{30} - s \cdot a_k) \cdot \sin \varphi_3}{\lambda_1 + (\lambda_{30} + s \cdot a_k) \cdot \cos \varphi_3};$$

$$\delta_1 = \arccos \frac{\Delta_1^2 + \lambda_2^2 - 1}{2 \cdot \Delta_1 \cdot \lambda_2}; \quad \mu_1 = \arccos \frac{1 + \lambda_2^2 - \Delta_1^2}{2 \cdot \lambda_2}; \quad \varphi'_1 = \pi + \beta_1 + \delta_1 + \mu_1; \quad \varphi'_2 = \beta_1 + \delta_1; \quad k_1 = \frac{\varphi_1 - (\varphi_{px} + \varphi_{10})}{\varphi_{xx}}.$$

Для визначення кінематичних характеристик коромисла 3 на ділянці зворотного ходу використовуємо такі ж самі залежності, як і для робочого ходу. При цьому лінійна швидкість центра ролика та каменя буде рівною:

$$V_4^R = \frac{s \cdot b_k}{\varphi_{xx}} \cdot \omega_1 \cdot r. \quad (21)$$

Якщо порівняти графіки інваріантів кутових швидкостей коромисла в існуючому механізмі (рис. 3) та запропонованому (рис. 6), то кутові швидкості коромисла під час прямого ходу в порівнянні з існуючим механізмом зменшилися в 1,13 рази, а кутові швидкості під час зворотного ходу збільшилися тільки в 1,23 рази. Одночасно інваріанти кутових прискорень коромисла в існуючому механізмі (рис. 3) в порівнянні з запропонованим (рис. 6) під час прямого ходу зменшилися в 1,4 рази, що забезпечуватиме якісне вирівнювання аркуша по передніх і боковому упорах перед захопленням його форгрейфером і подальшою подачею в друкарську секцію. При цьому прискорення під час зворотного ходу збільшилися тільки в 1,14 рази, що не впливатиме на працездатність самонакладу при збільшенні його продуктивності.

Висновки. Застосування програмовано-змінної довжини коромисла в чотири-ланковому шарнірному механізмі дозволить зменшити інваріанти кутових прискорень коромисла в 1,4 рази під час прямого ходу, що забезпечуватиме якісне вирівнювання аркуша по передніх і боковому упорах перед подачею

його форгрейфером у друкарську секцію в порівнянні з існуючим механізмом. При цьому прискорення під час зворотного ходу збільшилося тільки в 1,14 рази, що не впливатиме на працездатність самонакладу при збільшенні продуктивності до 14 %. До переваг механізму слід віднести незначні діючі зусилля, які викликані переміщенням каменя, адже там діють тільки сили тертя при ході каменя по кулісі та сили тиску при переміщенні ролика по криволінійному профілю, які залежать від коефіцієнтів тертя ковзання та кочення. У пропонуваному механізмі конструктивні розміри ланок узгоджено таким чином, що механізм «вписується» в конструкцію серійної машини.

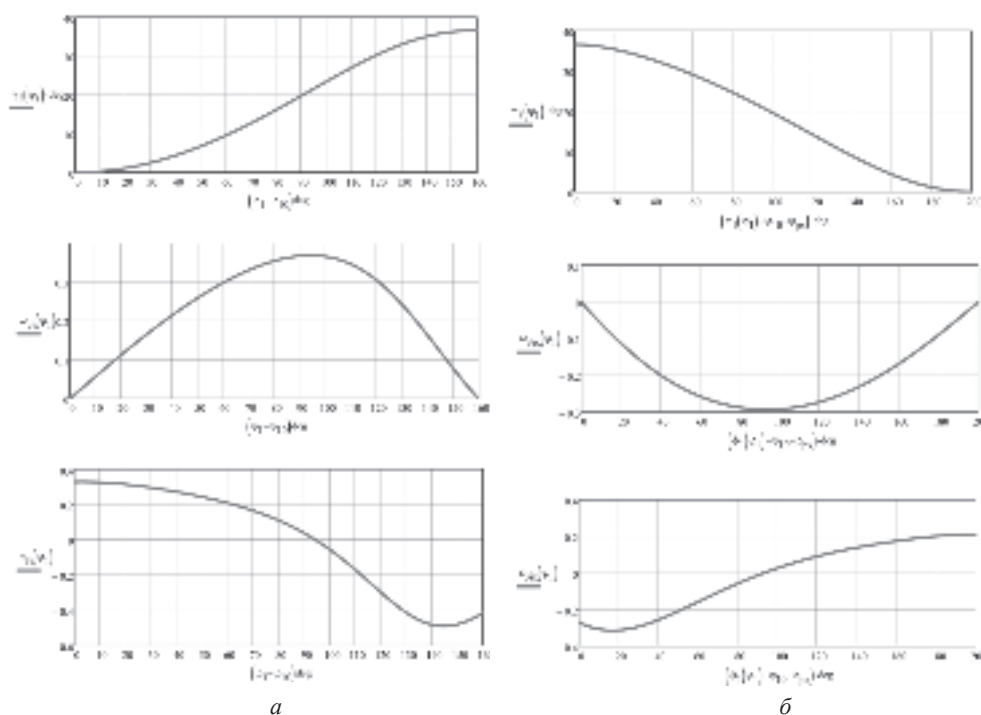


Рис. 6. Графіки зміни інваріантів кінематичних характеристик коромисла на ділянці робочого (а) та зворотного (холостого) (б) ходів

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Чехман Я. І., Сенкус В. Т., Дідич В. П., Босак В. О. Друкарське устаткування. / Я. І. Чехман, В. Т. Сенкус, В. П. Дідич, В. О. Босак. – Львів: УАД, 2005. – 420 с.
2. Кузнецов В. О. Особливості застосування шарнірних чотириланкових із корекцією руху вихідної ланки у самонакладах аркушевих напівфабрикатів пакувальних машин / В. О. Кузнецов, Я. Б. Стеців // І Міжнар. наук.-практ. конф. «Пакувальна індустрія: сучасні тенденції розвитку та підготовки кадрів»: Матеріали конференції. – Львів: УАД, 2012. – С. 74-77.
3. Маца Р. Удосконалення поліграфічних машин шляхом застосування комбінованих циклових важільних механізмів з програмованою зміною довжини шатуна:

автореф. дис. на здобуття наук. ступ. канд. техн. наук : спец. 05.05.01 – «Машини і процеси поліграфічного виробництва» – Львів, 2012. – 24 с.

4. Патент №71732A Україна. Кривошипно-повзунний механізм. Полюдов О.М., Пасіка В.Р. – заявл. 10.11.2003; опубл. 15.12.2004; бюл. №12, - р.
5. Патент №103240 Україна. Пристрій для виведення плоских напівфабрикатів. / Полюдов О. М., Регей І. І., Коломієць А. Б., Стеців Я. Б. – №а201113964; заявл. 13.05.2013, опубл. 25.09.2013, бюл. №18. – 4 с.

REFERENCES

1. Chelman Ya. I., Senkus' V. T., Didych V. P., Bosak V. O. (2005). Drukars'ke ustaknuvan-nya: / Ya. I. Chelman, V. T. Senkus', V. P. Didych, V. O. Bosak. Lviv: UAD,– 420 p. (in Ukrainian)
2. Kuznecov W.O. (2012). Osoblivosti zastosuvannya sharnirnykh cotyrylankovykiw iz corekcieyu ruchu vychidnoj lanky u samonakladach arkushewykh napiwfabrykatiw pakuwalnykh mashyn / W. O. Kuznecov, Ya. B. Steciv // I Miznar. nauk.-prakt. konferencija «Pakuval'na industrija: susasni tendencii rozwytku ta pidhotowky kadriw»: Materialy konferencii. - Lwiw: UAD– P. 74-77. (in Ukrainian)
3. Matsa R. (2012). Udoskonalennya polihraficnykh mashyn shlyachom zastosuvannya kombinowanych cyclowych wazilnykh mechanismiw z prohramowanoyu with the programmable change of length of piston-rod: автореф. дис. on the receipt of sciences. mortars. канд. техн. sciences : special. 05.05.01 – «Machines and processes of polydiene production» are Lvov– 24 с. (in Ukrainian)
4. Patent №71732A Ukraina. Krivoshipno-povzunniy mechanism. Polyudov O. M., Pasika V. R. – zayawl. 10.11.2003; opubl. 15.12.2004; byul. №12, 2004. (in Ukrainian)
5. Patent №103240 Ukraina. Prystrii dla wywedennya ploskykh napiwfabrykatiw. / Polyudov O. M., Regey I. I., Kolomic' A. B., Steciv Ya. B. – №a201113964; zayawl. 13.05.2013; opubl. 25.09.2013; byul. №18. – 4 p. (in Ukrainian)

AN IMPROVED MECHANISM OF FEEDING UNIT OF “HEIDELBERG GTO 52” PRESS

Ya.B. Stetsiv, B.S. Stetsiv

Ukrainian Academy of Printing
19, Pid Holoskom St., Lviv, 79020, Ukraine
stetsiv.jaroslav@gmail.com

The article presents the analysis of the existing feeding mechanism of the press of «Heidelberg GTO 52» series which are widely used at small and medium sized printing enterprises of Ukraine. As a result of the analysis we have revealed a number of deficiencies that are characteristic of the mechanism and suggested an improved drive, which provides a precise supply of sheets and proofing the feeder head at vorgreifer, increasing the accuracy of their transmission into grippers.

Keywords: *feeder, feeding unit, speed, acceleration.*

Стаття надійшла до редакції 12.09.2016.

Received 12.09.2016