

міцність, зберігаючи одночасно пластичність. Отримано композиційну структуру, армовану карбідами хрому, що знаходяться в матриці твердого розчину хрому в  $\alpha$ -залізі (тверда фаза, яка має підвищену зносостійкість), та додатково „огорнені” нікелем карбідні зерна (м'яка фаза, що добре релаксує накопичені внутрішні напруження, котрі виникають, наприклад, внаслідок зна-  
козмінних навантажень).

Для зниження до мінімуму процесу знеуглецьовування, що виникає під час хіміко-термічної обробки, слід використовувати високоуглецеві сталі, наприклад, У10. Це приводить до підвищення насиченості карбідною складовою композиційної зони 1 і, відповідно, до зростання її інтегральної мікротвердості до 15 ГПа.

Згідно з поданими результатами, різні за морфологією зміцнюючі шари можна отримати без зміни рецептури ХП, а змінюючи лише режими дифузійного хромування та вміст вуглецю в сталі.

Удосконалення технологічного процесу нанесення комбінованих дифузійних покриттів в умовах виробництва дозволить, залежно від характеру роботи, зміцнювати поверхні деталей пар тертя для підвищення їх зносостійкості та ресурсу.

1. Манько О.В. Розробка комбінованої зміцнюючої обробки для підвищення зносостійкості середньовуглецевих сталей: Дис.канд.техн.наук. Хмельницький, 1997. 173с. 2. Манько О.В., Стецько А.Є., Стецьків О.П., Гнатюк П.Є. Особливості формування дифузійного шару на високоуглецевій сталі У10 після КЗО // Науковий вісник: Зб. наук.-техн. пр. Випуск 11.4. УДЛУ, Львів, 2001, С.158–166. 3. Минкевич А.Н. Химико-термическая обработка металлов и сплавов. 2-е перераб. изд. М., 1965.

УДК 686.12.056

## ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПРИСТРОЮ ДЛЯ ОБРОБКИ КОРИНЦЯ КНИЖКОВОГО БЛОКА ДИСКРЕТНО-ДОТИЧНИМ СПОСОБОМ

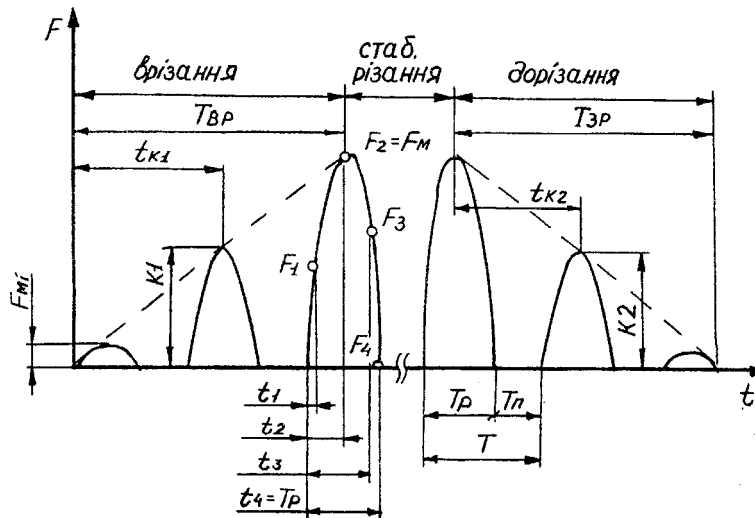
*О.М. Полюдов, О.Б. Книш*

*Наведено методика розрахунку динаміки пристрою для підготовки корінця книжкового блока до нанесення клею при клейовому скріпленні. Математично описано зміну зусилля подачі книжкового блока при виконанні технологічної операції, визначено момент збурення механічної системи для конкретних технологічних параметрів. Складено динамічну та математичну моделі механізму ножа. На підставі розв'язання математичної моделі розроблено рекомендації з проектування пристрою для обробки корінця дискретно-дотичним способом.*

*Приведена методика расчета динамики устройства для подготовки корешка книжного блока к нанесению клея при клейовом скреплении. Математически описано изменение усилия подачи книжного блока при выполнении технологической операции, определен момент возбуждения механической системы для конкретных технологических параметров. Составлены динамическая и математическая модели механизма ножа. На основании решения математической модели разработаны рекомендации по проектированию устройства для обработки корешка дискретно-касательным способом.*

На кафедрі поліграфічних машин Української академії друкарства запропоновано здійснювати підготовку корінця книжкового блока до нанесення клею при клейовому скріпленні дискретно-дотичним методом [2]. Для привода ножа використано механізм двокривошипного чотириланника з однаковою довжиною кривошипів. При дослідженнях ставилося завдання мінімізації кутової деформації його валів з метою уникнення резонансного та віддалення від близькорезонансного режимів.

В результаті проведення попередніх експериментальних досліджень визначено залежність зусилля подачі від часу (рис. 1) у момент виникнення технологічного навантаження при обробці корінця дискретно-дотичним способом. Як видно з отриманої залежності, зусилля змінюється періодично, що пояснюється особливістю способу, дискретним вриванням ножа у корінець блока.



**Рис. 1. Залежність зусилля подачі книжкового блока від часу при виконанні технологічної операції**

Розділимо умовно отриману залежність на три ділянки: врізання, „стабільного” різання, дорізання. На ділянці врізання спостерігається зростання максимальних значень зусилля подачі  $F_{Mi}$ , що пояснюється збільшенням довжини різання при кожному наступному врізанні ножа у корінець блока. При досягненні довжиною різання максимальної величини відповідні значення зусилля подачі  $F_M$  на ділянці „стабільного різання” є постійними. Характер зміни пікових значень зусилля подачі на ділянці дорізання аналогічний характеру на ділянці врізання, але у зворотному напрямку, тобто в міру зменшення довжини різання зменшуються максимальні значення зусилля подачі.

На ділянці „стабільного” різання зміну зусилля подачі за один цикл руху ножа опишемо поліномом 4-го ступеня:

$$F_T = A_1t + A_2t^2 + A_3t^3 + A_4t^4, \tag{1}$$

де  $A_1, A_2, A_3, A_4$  – коефіцієнти полінома;  $t$  – час, при якому зусилля подачі дорівнює  $F_T$ .

Для визначення коефіцієнтів  $A_1, A_2, A_3, A_4$  складемо систему рівнянь:

$$\begin{cases} F_{T1} = A_1t_1 + A_2t_1^2 + A_3t_1^3 + A_4t_1^4 \\ F_{T2} = A_1t_2 + A_2t_2^2 + A_3t_2^3 + A_4t_2^4 \\ F_{T3} = A_1t_3 + A_2t_3^2 + A_3t_3^3 + A_4t_3^4 \\ F_{T4} = A_1t_4 + A_2t_4^2 + A_3t_4^3 + A_4t_4^4, \end{cases} \tag{2}$$

де  $F_{T1}, F_{T2}, F_{T3}, F_{T4}$  – зусилля подачі у момент часу, відповідно,  $t_1, t_2, t_3, t_4$ , причому  $t_2 = 2t_1; t_3 = 3t_1; t_4 = 4t_1 = T_p$ , де  $T_p$  – період різання.

Розв’язок системи рівнянь (2) запишемо як

$$A = T^{-1} \cdot F,$$

де  $A$  – вектор розв’язку системи;  $T$  – матриця коефіцієнтів системи;  $F$  – вектор вільних членів.

Розв’язування системи рівнянь (2) проведено на ПЕОМ із застосуванням математичного редактора „Маткад-2000”. В результаті отримано значення коефіцієнтів  $A_i$  полінома (1) при обробці книжкових блоків з паперу різних видів при неоднакових технологічних параметрах.

На ділянці врізання зміну зусилля подачі описуємо за допомогою коректуючої функції  $K1$ , задавши їй такі умови:

$$\text{при } t_{K1} = 0, K1 = 0; \text{ при } t_{K1} = T_{BP}, K1 = 1,$$

де  $t_{K1}$  – змінний час на ділянці врізання;  $T_{BP}$  – час врізання, протягом якого зусилля подачі  $F_{M1}$  зростає від нуля до  $F_M$  (див. рис. 1).

Час врізання

$$T_{BP} = \frac{B}{V_B \cdot \operatorname{tg} \beta}, \quad (3)$$

де  $B$  – ширина блока;  $V_B$  – швидкість переміщення блока;  $\beta$  – кут між напрямком переміщення блока та крайкою леза ножа. Відповідно, час

$$t_{K1} = \sum_{i=1}^z T_p + \sum_{i=1}^{z-1} T_n + t, \quad (4)$$

де  $z$  – кількість врізань ножа у блок на ділянці врізання;  $T_n$  – період паузи.

З врахуванням заданих коректуючої функції умов отримаємо

$$K1 = \frac{t_{K1}}{T_{BP}} = \left( \sum_{i=1}^z T_p + \sum_{i=1}^{z-1} T_n + t \right) \cdot \frac{V_B \cdot \operatorname{tg} \beta}{B}. \quad (5)$$

Коректуючою функцією  $K2$  на ділянці дорізання нехтуємо, оскільки, як показали дослідження, її вплив на кутову деформацію валів мінімальний.

Отже, з врахуванням коректуючої функції  $K1$  зміну зусилля подачі описуємо залежністю

$$F_T = \left( A_1 t + A_2 t^2 + A_3 t^3 + A_4 t^4 \right) \left( \sum_{i=1}^z T_p + \sum_{i=1}^{z-1} T_n + t \right) \cdot \frac{V_B \cdot \operatorname{tg} \beta}{B}. \quad (6)$$

Встановлено, при виконанні технологічної операції обробки корінця книжкового блока складова зусилля подачі, напрямлена вздовж леза ножа, спричиняє виникнення сили збурення, що визначається з векторного рівняння (див. рис. 2):

$$\vec{F}_{3B} = \vec{F}' + \vec{F}_{TP}, \quad (7)$$

де  $F' = F_T \cos \beta$  – складова зусилля подачі;  $F_{TP}$  – сила тертя між ножом і блоком.

З рис. 2 визначаємо, що сила тертя

$$F_{TP} = F_T f \sin \beta \cos(90 - (\gamma + \alpha_3)), \quad (8)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя між блоком і лезом ножа;  $\gamma$  – кут між площиною траєкторії ножа та корінцем блока;  $\alpha_3$  – кут загострення ножа.

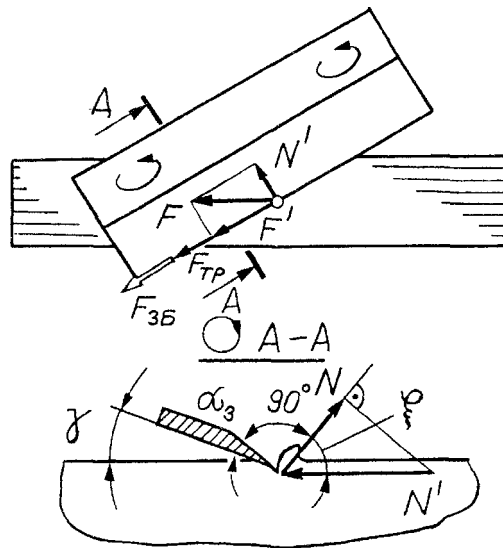
Після підстановок отримаємо

$$F_{3B} = F_T [\cos \beta + f \sin \beta \sin(\gamma + \alpha_3)].$$

Відповідно, момент збурення відносно осі обертання кривошипа

$$M_{3B} = 0,5 R F_T [\cos \beta + f \sin \beta \sin(\gamma + \alpha_3)], \quad (9)$$

де  $R$  – плече дії сили збурення (довжина кривошипа).



**Рис. 2. Розрахункова схема для визначення моменту збурення механічної системи**

Для дослідження нерівномірності руху ножа складено динамічну модель (рис. 3) пристрою його привода з такими елементами:

$D$  – відображає характеристику електродвигуна (приймається абсолютно жорсткою);

$J_1$  – момент інерції маховиків;

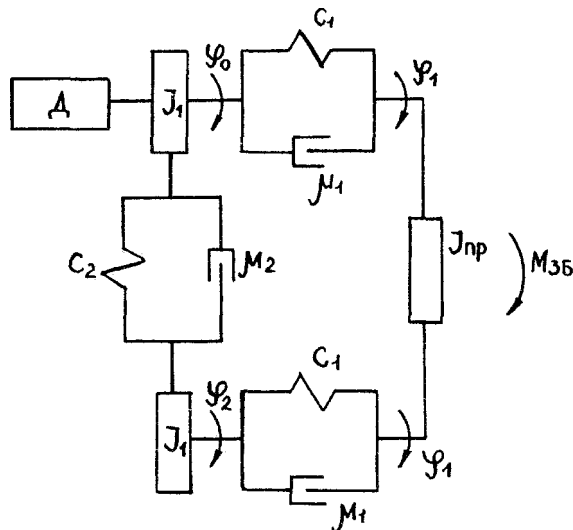
$c_1, \mu_1$  – відповідно, коефіцієнти жорсткості та розсіювання двох абсолютно однакових валів;

$c_2, \mu_2$  – відповідно, коефіцієнти жорсткості та розсіювання клинопасової передачі;

$J_{пр}$  – момент інерції мас, зведений до вихідної ланки (ножа);

$M_{зб}$  – момент збурення системи;

$\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$  – кутові переміщення ланок механізму.



**Рис. 3. Динамічна модель пристрою для обробки корінця дискретно-дотичним способом**

Відповідну динамічну модель описуємо системою диференціальних рівнянь 2-го порядку з постійними коефіцієнтами [1]:

$$\begin{cases} J_{\text{ПР}}\Delta\ddot{\varphi} + b_1\Delta\dot{\varphi} + c_1\Delta\varphi = M_{\text{ЗБ}} \\ J_1\Delta\ddot{\varphi}_1 + b_2\Delta\dot{\varphi}_1 + c_2\Delta\varphi_1 - b_1\Delta\dot{\varphi}_2 - c_1\Delta\varphi_2 = 0, \end{cases} \quad (10)$$

де  $\Delta\varphi = \varphi_1 - \varphi_0$  – кутова деформація ведучого вала;  $\Delta\varphi_1 = \varphi_2 - \varphi_0$  – кутове зміщення маховиків один відносно одного;  $\Delta\varphi_2 = \varphi_1 - \varphi_2$  – кутова деформація веденого вала;  $b_1, b_2$  – коефіцієнти еквівалентного лінійного опору.

Враховуючи те, що привод одного з кривошипів здійснюється від другого через шатун, припускаємо, що кутові переміщення валів їх привода в будь-який момент часу рівні, тобто  $\varphi_0 = \varphi_2^*$ . З огляду на це, елементами динамічної моделі  $c_2$  та  $\mu_2$  нехтуємо.

Тоді математичну модель пристрою описуємо неоднорідним диференціальним рівнянням 2-го порядку:

$$\begin{aligned} J_{\text{ПР}}\Delta\ddot{\varphi} + b_{\text{ПР}}\Delta\dot{\varphi} + C_{\text{ПР}}\Delta\varphi &= M_{\text{ЗБ}} \quad \text{або} \\ \Delta\ddot{\varphi} + 2n\Delta\dot{\varphi} + p^2\Delta\varphi &= \frac{M_{\text{ЗБ}}}{J_{\text{ПР}}}, \end{aligned} \quad (11)$$

де  $n = \frac{b_{\text{ПР}}}{2J_{\text{ПР}}} = \frac{p \cdot \mu_{\text{ПР}}}{4\pi}$  – коефіцієнт демпфування системи [3];  $p = \sqrt{\frac{C_{\text{ПР}}}{J_{\text{ПР}}}}$  – власна частота вільних коливань вихідної ланки;  $C_{\text{ПР}}$  – зведений коефіцієнт жорсткості валів;  $\mu_{\text{ПР}} = 0,5$  – коефіцієнт розсіювання [3].

Зведений коефіцієнт жорсткості валів при їх паралельному з'єднанні

$$C_{\text{ПР}} = \frac{G\pi d^4}{16l},$$

де  $G$  – модуль зсуву;  $d$  – діаметр вала;  $l$  – довжина вала.

Зведений момент інерції мас знаходимо шляхом інтегрування рівняння кінетичної енергії:

$$\begin{aligned} \frac{J_{\text{ПР}}\omega^2}{2} &= \int_{\varphi_1}^{\pi} M_{\text{ЗБ}} d\varphi \quad \text{або} \\ J_{\text{ПР}} &= \frac{Rt_K}{\omega^2 T_{\text{БР}}} \times [\cos\beta + f \sin\beta \sin(\alpha_3 + \gamma)] \times \\ &\times \left[ \frac{A_1}{2\omega} (\pi^2 - \varphi_1^2) + \frac{A_2}{3\omega^2} (\pi^3 - \varphi_1^3) + \frac{A_3}{4\omega^3} (\pi^4 - \varphi_1^4) + \frac{A_4}{5\omega^4} (\pi^5 - \varphi_1^5) \right], \end{aligned} \quad (12)$$

де  $\omega$  – кутова швидкість вала.

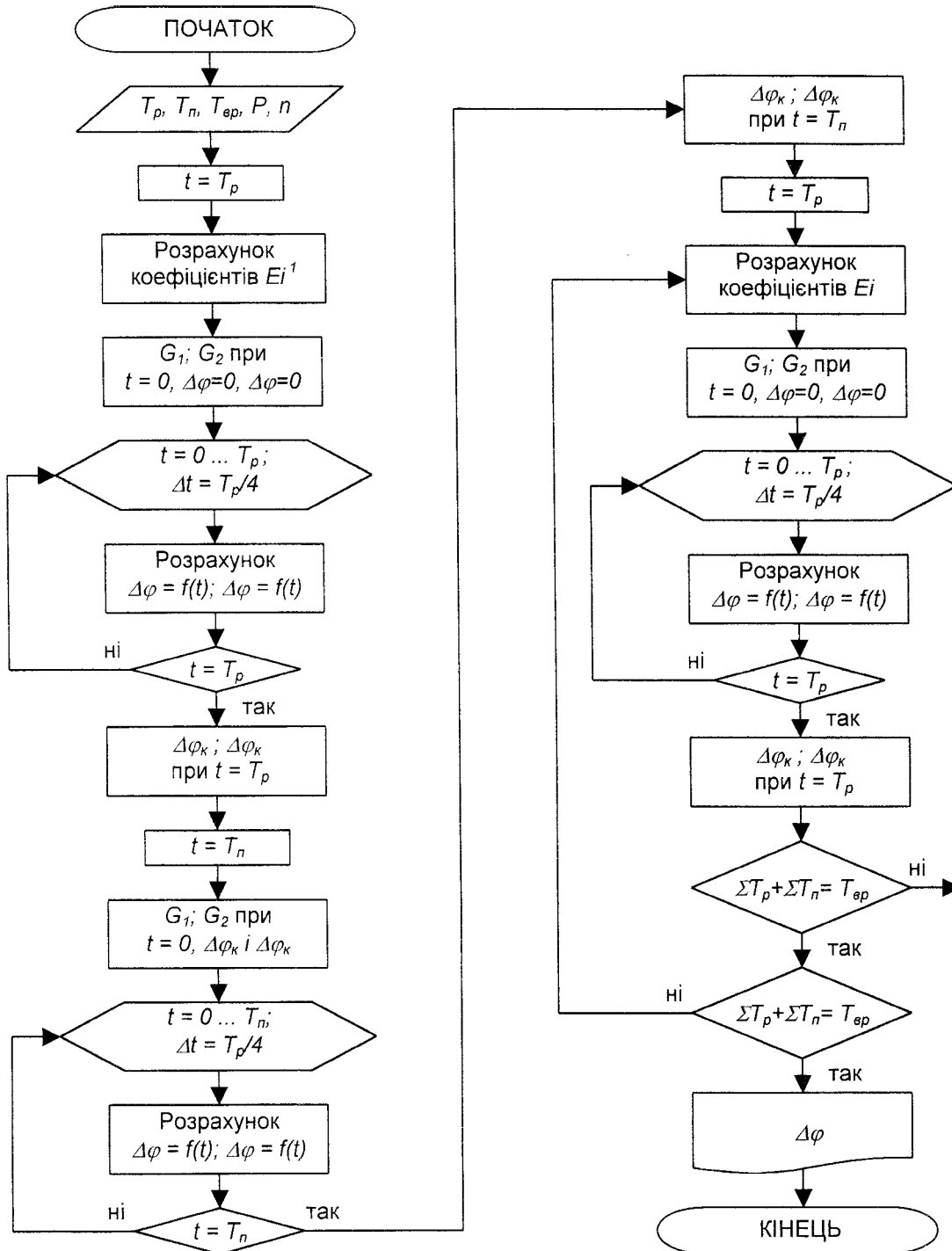
Отже, загальний розв'язок рівняння (11) матиме вигляд

$$\Delta\varphi = e^{-nt} (G_1 \sin p_1 t + G_2 \cos p_1 t) + R_k, \quad (13)$$

де  $p_1 = \sqrt{p^2 - n^2}$  – власна частота вільних коливань вихідної ланки з врахуванням сил опору;  $G_1, G_2$  – сталі інтегрування;  $R_k$  – частковий розв'язок диференціального рівняння.

\* Найвність пасової передачі між валами механізму чотириланника обумовлена лише потребою запобігання явищу „антипаралелограма”.

Розв'язування диференціального рівняння (13) проведено на ПЕОМ за допомогою математичного редактора „Маткад 2000”; відповідний алгоритм розв'язування у вигляді блок-схеми наведено на рис. 4.



**Рис. 4. Блок-схема алгоритму розрахунку кутової деформації валів пристрою для обробки корінця дискретно-дотичним способом**

У результаті досліджень динаміки пристрою для обробки корінця дискретно-дотичним способом розроблено рекомендації щодо його проектування, а саме:  
 співвідношення між періодами паузи та різання повинно бути більшим 2,5;  
 частота власних коливань ножа повинна становити 800 ÷ 1200 Гц;

зведений коефіцієнт жорсткості валів пристрою повинен бути більшим  $2 \cdot 10^4$  (Н·м)/рад.

Разом з тим слід зауважити, що після визначення частоти власних коливань ножа потрібно перевірити умову уникнення резонансного та близькорезонансного режимів:  $p \neq iN_B$ , де  $i$  – ціле число,  $N_B$  – частота врізань ножа у блок за одну секунду.

1. Вульфсон И.И. Динамические расчеты цикловых механизмов. Л., 1976. 2. Пат. 27567 Україна, МКВ В 26 D 1/00. Спосіб підготовки корінця книжкового блока до нанесення клею і пристрій для його реалізації / Полюдов О.М., Коломієць А.Б., Книш О.Б. №96020542; Заявл. 15.02.1996; Опубл. 15.09.2000. Бюл. №4. 2с. 3. Полюдов О.М. Проектування поліграфічних машин. Динамічні розрахунки циклових механізмів. Львів, 1993.

УДК 686.12.056 (62-26)

## ВПЛИВ ШВИДКОСТІ ТРАНСПОРТУВАННЯ І ТОВЩИНИ КНИЖКОВИХ БЛОКІВ, ДОВЖИНИ РІЗАННЯ НА ЗУСИЛЛЯ ТРАНСПОРТУВАННЯ ТА МОМЕНТ НА ПРИВОДНОМУ ВАЛУ ПАСОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ

*П.В. Топольницький*

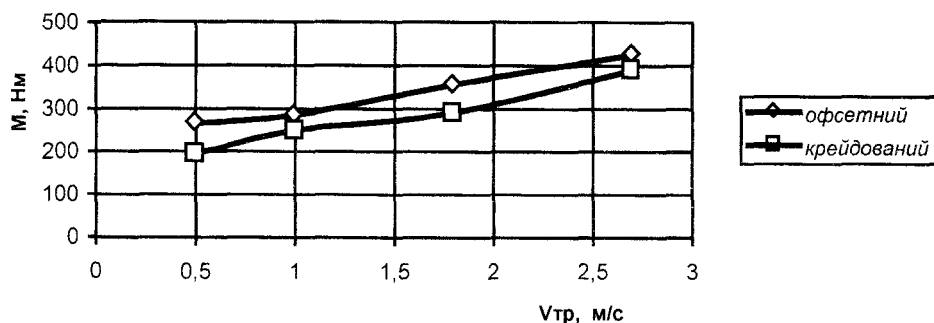
*Досліджено вплив швидкості транспортування блоків, відмінних форматом і товщиною, з паперу різних видів на зусилля їх транспортування та момент на приводному валу пасових транспортерів. Отримані результати можуть бути використані при проектуванні нового устаткування для безвистійного обрізування книжкових блоків.*

*Исследуется влияние скорости транспортирования блоков, разных формата и толщины из бумаги различных видов, на усилия их транспортирования и момент на приводном валу ременных транспортеров. Полученные результаты могут быть использованы при проектировании нового оборудования для безвистойного обрезания книжных блоков.*

Внаслідок неухильного зростання механічних швидкостей роботи сучасного брошурувально-палітурного устаткування (швидкість роботи автоматизованих потокових ліній для виготовлення книжково-журнальної продукції досягає 18000 цикл/год) виникла потреба в проведенні лабораторних досліджень впливу швидкості транспортування книжкових блоків, неоднакових за форматом і товщиною, з паперу різних видів, на зусилля їх транспортування та момент на приводному валу транспортерів у машині для безвистійного обрізування.

Дослідження проводилися під час обрізування одночасно головки і хвостика блоків завтовшки 5, 10, 18 і 36 мм з крейдованого й офсетного паперу. Довжина різання головки або хвостика блоків з крейдованого паперу №8 становила 220, 320 і 450 мм, з офсетного паперу №3 [2] – 210, 290, 320 і 410 мм. Швидкість транспортування блоків дорівнювала 0,5; 1,0; 1,8 і 2,7 м/с, крок переміщення їх у секції обрізування – 500 мм. Зважаючи на довжину різального інструмента (1200 мм), одночасно можна було обрізувати не більше трьох блоків.

На рис. 1 наведена залежність моменту  $M$  на приводному валу пасових транспортерів від швидкості транспортування блоків з крейдованого (320×450×36 мм) та офсетного (320×410×36 мм) паперу. Довжина різання – 320 мм.



**Рис. 1. Залежність моменту  $M$  на приводному валу від швидкості транспортування блоків**