

Для визначення коефіцієнтів G_i полінома потрібно розв'язати систему рівнянь:

$$\begin{aligned} 0,0625G_2 + 0,0156G_3 + 0,0039G_4 + 0,0010G_5 &= \frac{l_i - \sqrt{l_i^2 - 0,0625}}{l_i - \sqrt{l_i^2 - 1}}; \\ 0,25G_2 + 0,125G_3 + 0,0625G_4 + 0,0312G_5 &= \frac{l_i - \sqrt{l_i^2 - 0,25}}{l_i - \sqrt{l_i^2 - 1}}; \\ 0,5625G_2 + 0,4219G_3 + 0,3164G_4 + 0,2373G_5 &= \frac{l_i - \sqrt{l_i^2 - 0,5625}}{l_i - \sqrt{l_i^2 - 1}}; \\ G_2 + G_3 + G_4 + G_5 &= 1. \end{aligned} \quad (9)$$

За результатами розв'язку системи рівнянь (9) для значень $l_i = 1,0; 1,5; 2,0$ і $2,5$ отримано значення коефіцієнтів полінома (див. таблицю).

Розрахункові значення коефіцієнтів полінома

G_i	$l_i = 1,0$	$l_i = 1,5$	$l_i = 2,0$	$l_i = 2,5$
G_2	0,22275	0,86434	0,93014	0,95521
G_3	2,04441	0,05889	0,01435	0,01490
G_4	-4,40545	-0,03986	0,02994	0,01285
G_5	3,13833	0,11663	0,02557	0,01704

За результатами дослідження можна зробити висновок, що збільшення відносної довжини пружини в 2,5 раза по відношенню до $l_i = 1,0$ супроводжується зростанням коефіцієнта G_2 у 4,29 раза, зменшенням коефіцієнтів G_3 , G_4 і G_5 , відповідно, у 137,2; 342,8 і 184,2 раза, причому коефіцієнт G_4 зі збільшенням l_i змінює свій знак на протилежний.

Таким чином, запропонована методика синтезу зрівноважувального механізму може бути застосована для інженерних розрахунків та проектування пристрою для виготовлення розгортки пакування з рухомої картонної стрічки, що подається з рулону.

УДК 655.281

Я.І.Чехман, А.І.Шустикевич

АНАЛІТИЧНЕ ДОСЛІДЖЕННЯ ПОПЕРЕЧНИХ КОЛИВАНЬ ЦИЛІНДРІВ ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА РОТАЦІЙНОЇ МАШИНИ

Аналізуються причини виникнення поперечних коливань циліндрів друкарського апарата. Описується вплив на амплітуду коливань швидкості роботи машини, тиску при друкуванні, деформаційних характеристик декеля і жорсткості друкарського преса.

Анализируются причины возникновения поперечных колебаний цилиндров печатного аппарата. Описывается влияние на амплитуду колебаний скорости работы машины, давления при печатании, деформационных характеристик декеля и жесткости печатного преса.

Розглянемо процес виникнення поперечних коливань із-за наявності виїмок циліндрів друкарського апарата. На рис.1 зображено суміщені графіки напруженого стану системи друкарського преса і коливного процесу циліндрів. У верхній частині маємо графік зміни технологічного навантаження $P = f(\lambda_m)$ і графік деформації друкарського преса при даному навантаженні в статичних умовах $P = f(X_1)$. Точка K , утворена перетином цих двох залежностей, відповідає рівновазі напруженої системи. У нижній частині графічно зображено коливний процес циліндрів друкарського апарата, який виникає під час проходження їх виїмок через зону друкарського контакту і продовжується в період друкування. На графіках позначено інтервали допустимих деформацій декеля ($\lambda_{min} - \lambda_{max}$) і, відповідно, зусиль ($P_{min} - P_{max}$) (для офсетного друку співвідношення p_{max} до p_{min} можна допустити 1,4...1,5).

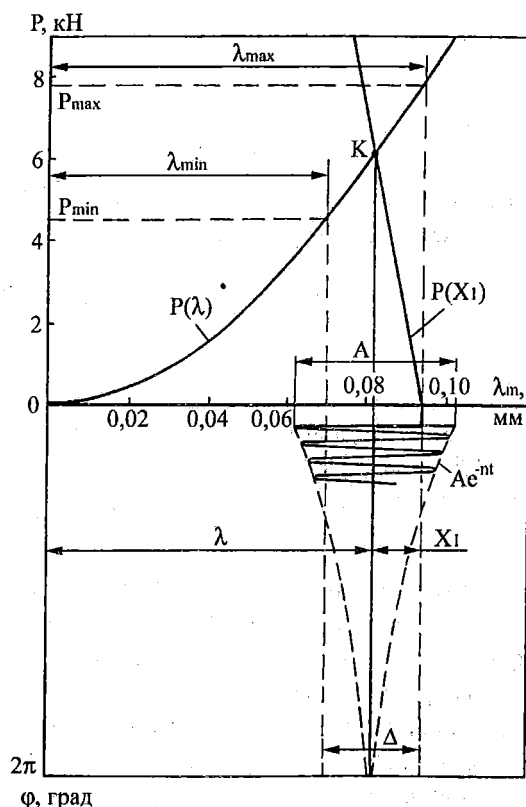


Рис.1. Графіки напруженого стану системи друкарського преса і коливного процесу циліндрів

Припустимо, що до кінця друкування відбитка коливання, що виникли в результаті накопчування циліндрів після проходження виїмок, повністю зникли. Тоді цапфи циліндрів перебуватимуть у деформованому стані (X_1) під дією технологічної сили (P). Далі, у міру завершення контакту між циліндрами, технологічне навантаження зникає і повністю зникають пружні деформації. Після проходження виїмки процес повторюється. Зростання технологічного навантаження відбувається за період, що відповідає ширині смужки контакту між циліндрами. Початкова амплітуда поперечних коливань циліндрів визначається імпульсом сили, який виникає в процесі накопчування циліндрів. Величина цього імпульсу залежатиме від інтенсивності зростання технологічного зусилля, пропорційно якому змінюватиметься пружна деформація ланок преса. Максимальну (початкову) амплітуду коливань циліндрів можна визначити за формулою

$$A = \frac{P_{in}}{C_1} = \frac{m_{np} \ddot{X}_1}{C_1} = \frac{m_{np}}{C_1^2} \cdot p_m \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t}\right)^n \cdot n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t}\right)^{n-1} \cdot \left(1 - \frac{2t_i}{t}\right), \quad (1)$$

де P_m – сили інерції із-за деформації цапф, які виникають у процесі накочування циліндрів; m_{np} – зведена маса циліндрів; $\ddot{X}_1 = \frac{1}{C_1} \cdot p_m \cdot l \cdot \omega \cdot R_1 \cdot \left(\frac{4}{t}\right)^n \cdot n \cdot \left(t_i - \frac{t_i^2}{t}\right)^{n-1} \cdot \left(1 - \frac{2t_i}{t}\right)$ – прискорення пружної деформації друкарського преса в період стрімкого зростання технологічного навантаження [1]; ω – кутова швидкість ведучого циліндра; $t = \frac{30b}{\pi \cdot R_1 \cdot n_v}$ – час зростання тиску від нуля до максимуму; n_v – частота обертання циліндрів.

Тут слід зауважити, що фази максимальних деформацій у статичних і динамічних умовах не збігаються. Якщо перша (X_1) набуває максимального значення при $t_i = t$, то друга (A) – при $t_i \approx (0,07 \dots 0,15)t$.

Після завершення накочування циліндрів і досягнення максимального значення технологічного навантаження поперечні коливання поступово згасають (зміна амплітуди описується залежністю Ae^{-nt} , де n – коефіцієнт згасання коливань; $t = \frac{60}{n_v}$ – час контакту циліндрів). З наступним обертотом процес повторюється.

Отримані результати аналітичних і експериментальних досліджень [2] показали, що динамічний коефіцієнт K_d (співвідношення деформацій у статичних і динамічних умовах) може змінюватися в широких межах. Тому оцінка пружних коливань циліндрів має практичний інтерес з точки зору пошуку шляхів їх зменшення.

Проаналізуємо вплив на амплітуду поперечних коливань циліндрів таких параметрів, як жорсткість системи преса (C_1), деформаційні характеристики декеля (n і E_y), швидкість обертання (n_v), тиск при друкуванні (p_m). Для спрощення розрахунків приймемо, що фаза, при якій амплітуда A досягає максимуму, $t_i = 0,1t$. Тоді формула (1) набуде вигляду

$$A = \frac{n_v^2 m_{np} \cdot l \cdot R_1^{1,5} \cdot 4^n \cdot n \cdot 0,09^{n-1} \cdot E_y^{\frac{1}{2n}} \cdot p_m^{\frac{2n-1}{2n}}}{228 C_1^2 \cdot \delta^2} \quad (2)$$

Виникнення поперечних коливань у процесі накочування циліндрів викличе відповідну зміну тисків при друкуванні:

$$p_m = \left(\frac{\lambda_m \pm A}{\delta} \right)^n E_y \quad (3)$$

Аналітичні дослідження стосуються рулонної машини офсетного друку 2ПОК-84 (формат 84×109,2 см). Розрахована для машини жорсткість C_1 друкарського преса становить $5,22 \cdot 10^8$ Н/м. Швидкість, визначена з максимальної частоти обертання, – 25000 об/год. Величина технологічного тиску p_m (максимального по ширині смужки контакту) – 1,5 МПа.

Графіки на рис.1 відображають напружений стан системи друкарського преса і коливання циліндрів даної машини для декеля з фізичними сталими $n = 1,38$ і $E_y = 123,4$ МПа. Виникнення сил інерції в процесі накочування циліндрів призведе до порушення рівноваги системи друкарського преса. Перепад тисків при друкуванні (при першому поштовху) змінюватиметься в межах $1,02 \text{ МПа} \leq p_m \leq 2,03 \text{ МПа}$. Відношення p_{max} до p_{min} становить 2,0, що в 1,3 раза більше допустимого інтервалу. У результаті виникнення пружних коливань з початковою амплітудою $A = 0,040$ мм ($\Delta = 0,024$ мм) можуть утворитися смуги на відбитку з різною насиченістю фарби в напрямку швидкості друкування (деформації цапф у статичних умовах $X_1 = 0,012$ мм). Далі амплітуда коливань зменшуватиметься за формулою $A_i = Ae^{-nt}$. Коефіцієнт згасання (демпфування), який характеризує демпфуючі властивості коливної системи, можна визначити із залежності

$$n = \frac{\delta \cdot p^*}{2\pi},$$

де δ – логарифмічний декремент коливань, що визначається на підставі експериментальних даних; $p^* = \sqrt{p^2 - n^2} = \sqrt{\frac{C + 2C_3}{m_{np}} - n^2}$ – частота згасаючих коливань (оскільки $n^2 \ll p^2$, то частота згасаючих коливань мало відрізняється від частоти незгасаючих, тобто $p^* \cong p$).

Використання декеля з більш м'якими характеристиками ($n = 1,22$ і $E_y = 34,1$ МПа) обумовить зменшення початкової амплітуди коливань $A = 0,030$ мм і збереження допустимих тисків при збільшенні інтервалу деформацій декеля $\Delta = 0,050$ мм (деформація цапф циліндрів у статичних умовах $X_I = 0,017$ мм). Перепад тисків (при першому поштовху) зменшується до $1,33$ МПа $\leq p_m \leq 1,68$ МПа. Відношення p_{max} до p_{min} складає $1,27$, що є в допустимих межах. Перепад тисків у порівнянні з попереднім прикладом зменшується в $1,6$ раза. Отже, застосування такого декеля дозволяє зменшити величину імпульсу сили й амплітуду поперечних коливань циліндрів.

Розглянемо вплив жорсткості цапф циліндрів на амплітуду коливань. При жорсткості друкарського преса вдвоє меншій за існуючу ($C_I = 2,61 \cdot 10^8$ Н/м) для декеля з $n = 1,38$ і $E_y = 123,4$ МПа перепад тисків при друкуванні (на першому етапі) змінюватиметься в межах $0 \leq p_m \leq 3,88$ МПа. Максимальна амплітуда поперечних коливань становитиме $0,162$ мм, що в 4 рази більше за амплітуду коливань при жорсткості $C_I = 5,22 \cdot 10^8$ Н/м. У першу мить контакт між циліндрами зникає. Коливання циліндрів увійдуть у допустимий інтервал після проходження більшої половини робочої ділянки кола циліндра. Наведені цифрові результати свідчать, що зменшення жорсткості друкарського апарата призводить до істотного збільшення амплітуди поперечних коливань, а отже, і до перепаду тисків при друкуванні.

На рис.2, а графічно зображено залежності амплітуди коливань циліндрів від швидкості роботи даної машини при використанні двох типів декелів (крива 1 для декеля з характеристиками $n = 1,38$ і $E_y = 123,4$ МПа; крива 2 – з характеристиками $n = 1,22$ і $E_y = 34,1$ МПа) і при різних жорсткостях системи преса (крива 1 – $C_I = 5,22 \cdot 10^8$ Н/м (фактична); крива 3 – $C_I = 2,61 \cdot 10^8$ Н/м (вдвоє меншій за існуючу)). Як бачимо, зростання швидкості роботи машини спричиняє суттєве збільшення амплітуди поперечних коливань. Так, наприклад, зростання швидкості удвічі викличе збільшення амплітуди вчетверо. Позначивши на графіках допустимі інтервали деформацій для декелів 1 і 2 (відповідно Δ_1 і Δ_2), можна визначити допустиму (максимальну) швидкість роботи друкарської машини 2ПОК–84, при якій поперечні коливання циліндрів не призведуть до виходу тисків за допустимі інтервали. При використанні декеля 1 недоцільно експлуатувати машину на паспортній швидкості ($n_v = 416$ об/хв). Коливання циліндрів будуть знаходитися в допустимому інтервалі $\lambda_{min} - \lambda_{max}$ при зменшенні швидкості роботи до 330 об/хв. Натомість, використання декеля 2 (з більш м'якими характеристиками) дозволяє збільшити частоту обертання циліндрів до 530 об/хв. Тобто, при використанні декеля 2 можна в $1,6$ раза збільшити швидкість роботи машини в порівнянні з декелем 1. У випадку, коли жорсткість друкарського преса $C_I = 2,61 \cdot 10^8$ Н/м ($n = 1,38$ і $E_y = 123,4$ МПа), швидкість друкарської машини не повинна перевищувати 165 об/хв.

На величину амплітуди поперечних коливань циліндрів впливає також і тиск при друкуванні (рис.2, б). Наприклад, при тиску $1,5$ МПа амплітуда коливань для декеля 1 становить $0,040$ мм, для декеля 2 – $0,030$ мм. При зменшенні величини тиску удвічі амплітуда для обох декелів, відповідно, зменшиться: для декеля 1 $A = 0,026$ мм, для декеля 2 $A = 0,020$ мм.

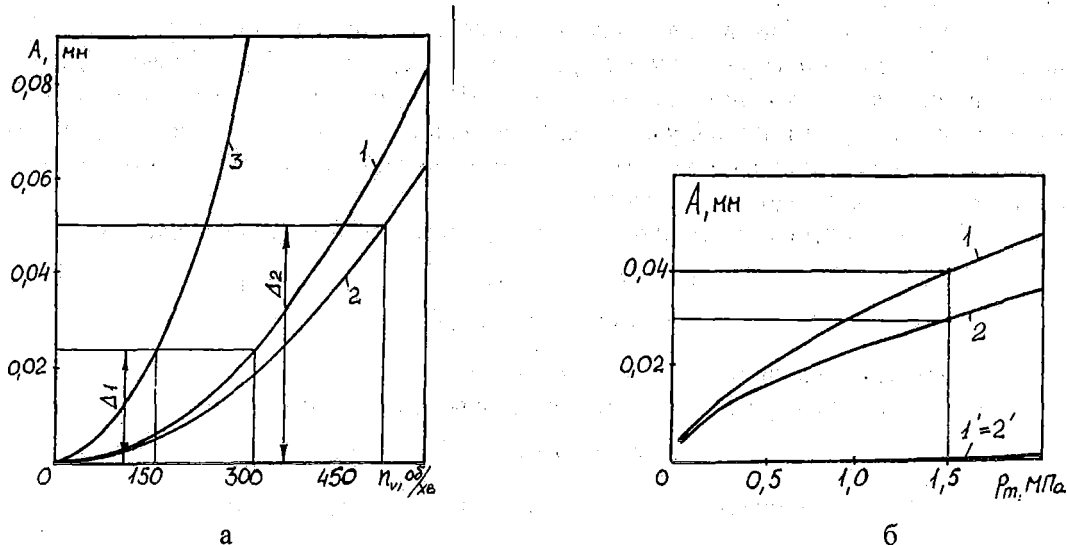


Рис.2. Залежність амплітуди коливань циліндрів:
а – від швидкості роботи машини; б – від тиску при друкуванні

Підсумовуючи вищевикладене, треба зазначити, що причиною виникнення поперечних коливань циліндрів друкарського апарата є збурення деформацій системи внаслідок проходження виїмок. Амплітуда коливань пов'язана з такими параметрами, як швидкість роботи машини, тиск при друкуванні, деформаційні характеристики декеля і жорсткість друкарського преса. Зменшенню амплітуди коливань циліндрів сприяють: використання декелів з більш м'якими характеристиками; зниження тисків, наприклад, шляхом застосування для певних груп паперу (картону) офсетних полотнищ з найсприятливішими деформаційними властивостями; збільшення жорсткості друкарського апарата.

1. Чехман Я.І., Шустикевич А.І. Оцінка імпульсу сили і амплітуди коливань у друкарському апараті // Наукові записки / УАД. 2000. Вип.2. С.23–27. 2. Шустикевич А.І. Оптимізація параметрів ротаційного друкарського апарата для роботи в режимі попереднього натягу: Автореф. дис. канд. тех. наук: 05.05.01 / Українська академія друкарства. Львів, 2000.

УДК 686.12.056

О.М. Полудов, А.І. Іванко

АНАЛІЗ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ ПРОЦЕСУ ОБРІЗУВАННЯ КНИЖКОВИХ БЛОКІВ ДИСКОВИМ НОЖЕМ З ПЛАНЕТАРНИМ ПРИВОДОМ

Наведено результати аналізу геометричних параметрів пристрою для обрізування корінця книжкового блока.

Приведены результаты анализа геометрических параметров приспособления для обрезки корешка книжного блока.

В автоматизованих потокових лініях для обробки книжкових блоків “вузьким місцем” є їх обрізування з трьох боків під час зупинки. Ряд робіт [3,4] присвячено проблемі розроблення безвистійних способів обрізування книжкових блоків і корінцевих фальців.

У цій статті розглядаються взаємозв'язки геометричних і деяких кінематичних параметрів при новому способі обрізування книжкових блоків або корінцевих фальців дисковими ножами з планетарним приводом [1,2]. Скомплектований книжковий блок (рис. 1) переміщається в зону зрізування корінцевих фальців з постійною лінійною швидкістю V_6 . Дисковий ніж обер-