

вань системи наближається до частоти першого і другого головних коливань, спостерігається явище биття.

1. Шустикевич А.І. Дослідження поперечних коливань циліндрів у ротаційному друкарському апараті на експериментальному стенді // Поліграфія і видавнича справа. 1999. № 35, С. 29–35. 2. Шустикевич А.І. Оптимізація параметрів ротаційного друкарського апарата для роботи в режимі попереднього натягу: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.01 / Українська акад. друкарства. Львів, 2000. 19 с.

УДК 655.281

ПОПЕРЕЧНІ КОЛИВАННЯ ЦИЛІНДРІВ ДРУКАРСЬКОГО АПАРАТА РОТАЦІЙНОЇ ДРУКАРСЬКОЇ МАШИНИ ПЛОСКОГО ДРУКУ

А.І. Шустикевич

Наводиться методика розрахунку поперечних коливань циліндрів ротаційної друкарської машини плоского друку.

Приводится методика расчета поперечных колебаний цилиндров ротационной печатной машины плоской печати.

У ротаційних офсетних машинах плоского друку раптове утворення та зникнення технологічних навантажень внаслідок пружних деформацій ланок друкарського преса породжує пружні коливання циліндрів, які викликають відповідну зміну тиску при друкуванні і нерівномірну передачу фарбового зображення на папір. Збуджувані коливання циліндрів друкарського апарата нерідко призводять до утворення на відбитках поперечних смуг світлішого і темнішого відтінків („смугування”). Особливо несприятливими є резонансні і близькорезонансні частоти, для уникнення яких вдаються до зниження швидкості роботи друкарської машини. Тому оцінка пружних коливань циліндрів має практичний інтерес з точки зору пошуку шляхів їх зменшення в друкарському апараті.

На рис. 1 зображено динамічну модель системи друкарського преса, що складається з двох циліндрів масою m_1 і m_2 , пружні ланки яких приведені до опор з жорсткостями C_1 і C_2 . Циліндри між собою пов'язані в міжосьовій площині через декель, який являє собою пружно-в'язку ланку з жорсткістю C_3 і в'язкістю μ . Така модель має два ступені вільності й володіє частотами першого і другого порядку.

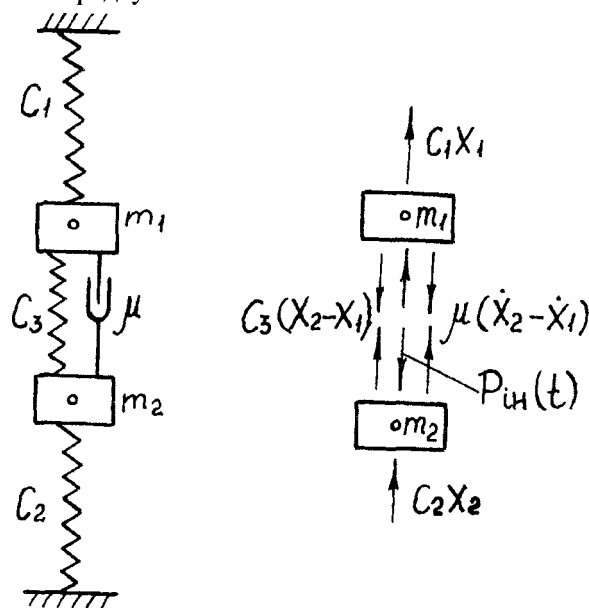


Рис. 1. Динамічна модель системи друкарського преса

Початкова амплітуда поперечних коливань циліндрів визначається імпульсом сили, що виникає в процесі накочування фрикційних поверхонь циліндрів. Залежності, що характеризують величину цього імпульсу, описані в праці [1].

Як видно з графіків прискорень пружних деформацій друкарського преса [2], сили інерції змінюються в часі близько до синусоїдального закону. З врахуванням цього диференціальні рівняння вимушених коливань системи з двома ступенями вільності під дією демпфуючих сил у проміжку часу від 0 до t (t – час зростання тиску від 0 до максимуму в процесі накочування циліндрів) матимуть вигляд

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{X}_1 - \mu \dot{X}_2 + \mu \dot{X}_1 + (C_1 + C_3)X_1 - C_3 X_2 &= -P_1 \sin(\omega \cdot t + \alpha); \\ m_2 \ddot{X}_2 + \mu \dot{X}_2 - \mu \dot{X}_1 + (C_2 + C_3)X_2 - C_3 X_1 &= P_2 \sin(\omega \cdot t + \alpha). \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

Загальний розв'язок цих рівнянь є сумою загальних розв'язків рівнянь без правих частин X_1', X_2' (вільні коливання) й окремих розв'язків рівнянь з правими частинами X_1'', X_2'' (вимушені коливання):

$$X_1 = X_1' + X_1''; \quad X_2 = X_2' + X_2''.$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння має такий вигляд:

$$\left. \begin{aligned} X_1' &= A_1' e^{-n_1 t} \sin(p_1^* t + \varepsilon_1) + A_1'' e^{-n_2 t} \sin(p_2^* t + \varepsilon_2); \\ X_2' &= A_2' e^{-n_1 t} \sin(p_1^* t + \varepsilon_1) + A_2'' e^{-n_2 t} \sin(p_2^* t + \varepsilon_2), \end{aligned} \right\}$$

де A_1', A_1'', A_2', A_2'' – амплітуди коливань; p_1^* і p_2^* – власні частоти системи; ε_1 і ε_2 – початкові фази.

Розв'язок неоднорідного лінійного рівняння системи, поданої моделлю на рис. 1, можна виразити як

$$\left. \begin{aligned} X_1'' &= -B_1' \sin(\omega \cdot t + \alpha - \theta_1) + B_1'' \sin(\omega \cdot t + \alpha - \theta_2); \\ X_2'' &= -B_2' \sin(\omega \cdot t + \alpha - \theta_2) + B_2'' \sin(\omega \cdot t + \alpha - \theta_3), \end{aligned} \right\}$$

де B_1', B_1'', B_2', B_2'' – амплітуда вимушених коливань системи; ω – частота вимушених коливань; $\theta_1, \theta_2, \theta_3$ – фазовий кут.

Амплітуда вимушених коливань і фазовий кут визначаються за формулами

$$B_1' = \frac{\sqrt{a^2 + b^2}}{\sqrt{g^2 + h^2}} P_1; \quad B_1'' = \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{\sqrt{g^2 + h^2}} P_2; \quad B_2' = \frac{\sqrt{c^2 + d^2}}{\sqrt{g^2 + h^2}} P_1; \quad B_2'' = \frac{\sqrt{e^2 + f^2}}{\sqrt{g^2 + h^2}} P_2,$$

де $a = C_2 + C_3 - m_2 \omega^2$; $b = \mu \omega$; $c = -C_3$; $d = -\mu \omega$; $e = C_1 + C_3 - m_1 \omega^2$; $f = \mu \omega$;

$$g = (C_1 + C_3 - m_1 \omega^2)(C_2 + C_3 - m_2 \omega^2) - C_3^2;$$

$$h = \mu \omega [(C_1 + C_3 - m_1 \omega^2) + (C_2 + C_3 - m_2 \omega^2) - 2C_3]$$

і

$$\theta_1 = \arctg\left(\frac{ah - bg}{ag + bh}\right); \quad \theta_2 = \arctg\left(\frac{ch - dg}{cg + dh}\right); \quad \theta_3 = \arctg\left(\frac{eh - fg}{eg + fh}\right).$$

Амплітуди вимушених коливань залежать від властивостей системи і діючих на неї сил. Якщо частота збуджуючої сили ω збігається з будь-якою з двох власних частот системи p_1^* або p_2^* , то виникає резонанс.

Після завершення накочування циліндрів і досягнення максимальної величини технологічного навантаження диференціальні рівняння поперечних коливань описуються системою

рівнянь (1) без правих частин. З виразу (1) випливає, що можна розкласти коливання системи з двома ступенями вільності при малій величині згасання на два характерні згасаючі коливання. Частота згасаючих коливань визначається за формулою

$$p^* = \sqrt{p^2 - n^2}$$

і мало відрізняється від частоти незгасаючих коливань, оскільки n^2 на один – два порядки менша, ніж p^2 .

Коливний процес при виникненні імпульсу сили зображено на рис. 2. Оскільки координата X періодично змінює свій знак при зміні знака синуса, рух механічної системи має згасаючий коливний характер. Наявність множника e^{-nt} вказує на те, що амплітуда коливань з часом зменшується і тому коливання, які виникли в процесі накочування циліндрів, будуть поступово згасати. Після завершення контакту циліндрів технологічне навантаження зникає, що приводить до виникнення нового імпульсу коливань.

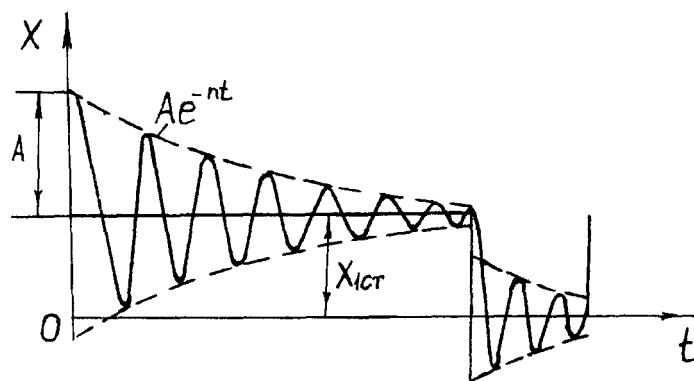


Рис. 2. Картина коливань при одиничному імпульсі

Перше коливання в обох координатах відбувається з частотою p_1 , друге – з частотою p_2 . У випадку, коли жорсткості цапф циліндрів і їх маси однакові, $C_1 = C_2$ і $m_1 = m_2$,

$$p_1 = \sqrt{\frac{C}{m}}; \quad p_2 = \sqrt{\frac{C + 2C_3}{m}}. \quad (2)$$

Як видно з формули (2), частота першого головного коливання залежить тільки від жорсткості і маси системи. На частоту другого головного коливання мають вплив деформаційні характеристики гумотканинної пластини (жорсткість C_3 декеля). Із збільшенням жорсткості декеля зростатиме частота коливань системи.

Якщо частоти головних коливань мало різняться між собою через накладання коливань, у системі може виникнути биття. Результати досліджень показують, що биття може з'явитися при малій жорсткості декеля C_3 порівняно з жорсткістю цапф циліндрів C : $2C_3 \ll C$. Застосування, з погляду на це, декелів з більш жорсткими деформаційними характеристиками віддаляє коливання циліндрів від близькорезонансної зони.

Отже, у процесі накочування циліндрів внаслідок раптового прикладання технологічного навантаження збуджуються коливання другої частоти (коливання у протифазі). Змінюючи деформацію декеля, вони і спричинять утворення поперечних смуг на відбитках. Коливання першої частоти не встигають збуджуватись і на якість друку не впливають, оскільки циліндри коливаються у фазі.

1. Чехман Я.І., Шустикевич А.І. Оцінка імпульсу сили та амплітуди коливань у друкарському апараті // Наукові записки. Львів, 2000. Вип. 2. С. 23–27. 2. Шустикевич А.І., Боженко М.В. Попередній натяг як засіб істотного зменшення поперечних коливань циліндрів друкарського апарата // Наукові записки. Львів, 2001. Вип. 3. С. 8–10.