

КОЛИВАННЯ В ДРУКАРСЬКОМУ АПАРАТІ АРКУШЕВОЇ ОФСЕТНОЇ МАШИНИ

Кінематичний зв'язок між циліндрами друкарського апарата офсетної машини забезпечується косозубими циліндричними колесами, прикріпленими на торцях або консольно. Розглянемо перший випадок.

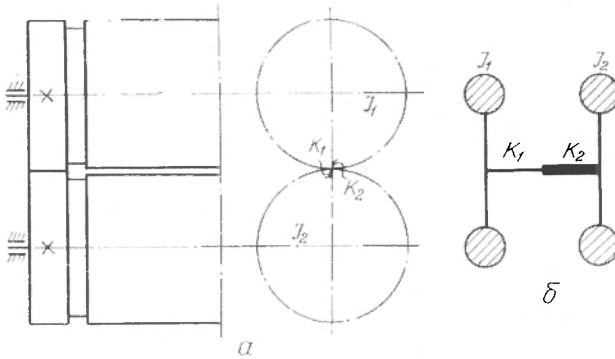


Рис. 1. Перехід від реальної схеми до динамічної моделі:
а — кінематична схема апарата; б — його динамічна модель.

При дослідженні коливань системи «циліндр—циліндр» два зубчастих колеса з приєднаними масами (рис. 1,а) можна замінити двомасовою крутильною системою (рис. 1,б) з моментами

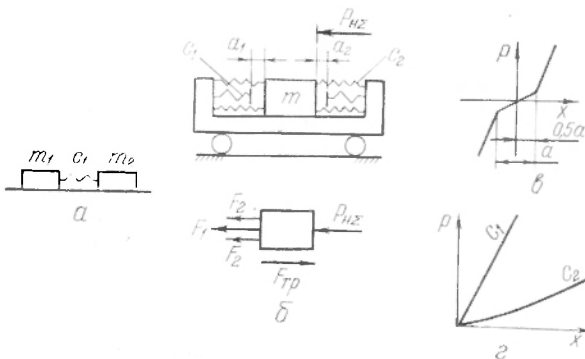


Рис. 2. Вибір динамічної моделі реального друкарського апарата:

а — спрощена динамічна модель; б — динамічна модель реального апарата; в — нелінійна залежність $P = f(x)$; г — співвідношення жорсткостей c_1 і c_2 .

інерції I_1 і I_2 , а пружний зв'язок між ними відповідає жорсткостям k_1 і k_2 зубчастої пари, і далі схемою, показаною на рис. 2,а [3]. Тут P_n — зведена до одиниці ширини зачеплення зубчастих коліс сила, що відповідає каловому зусиллю; m_1 і m_2 — питомі

ефективні маси зубчастих коліс, зведені до їх основних кіл; c_1 — зведена жорсткість зубчастого зачеплення.

Зауважимо, що такій динамічній моделі системи «циліндр—циліндр» (рис. 2, а) властиві істотні недоліки, які досить спотворюють суть коливних явищ між циліндрами, а саме: не враховано наявності фрикційної передачі та бокових зазорів у зачепленні. Тому найбільш повноцінною з врахуванням технологічного процесу та наявності неминучих бокових зазорів динамічного моделювання такої системи є схема, зображена на рис. 2, б, де $P_{нз} = P_n + P_f$; P_f відповідає коловому зусиллю, що передається фрикційною передачею; F_1 і F_2 — пружні сили, що діють на масу від кінематичного і фрикційного зв'язків; $F_{тр}$ — сила тертя в підшипниках циліндрів; $a_1 + a_2 = a$ — величина бокового зазора в зубчастому зачепленні; c_1 — жорсткість кінематичного зв'язку; c_2 — жорсткість фрикційного зв'язку, що має в загальному випадку жорстку симетричну характеристику. Залежність зміщення x від зусилля P показана на рис. 2, в. Зміщення на ділянці a відбуваються за рахунок деформації пружини c_2 , на решті ділянках — спільної деформації пружин c_1 і c_2 .

Для усталеного руху системи при $x > a$ рівняння руху маси запишеться у вигляді нелінійного неоднорідного диференціального рівняння

$$m \cdot \ddot{x} + c_1 \cdot (x - a) + c_2 \cdot x - F_{тр} = P(t), \quad (1)$$

розв'язок якого ускладнений нелінійністю жорсткості c_2 . Беручи до уваги, що $c_2 \ll c_1$ (рис. 2, г), при конкретних умовах дослідження можна прийняти $c_1 + c_2 = c_{нз}$ (паралельне з'єднання жорсткостей).

Численні експериментальні дослідження динаміки циліндричних прямозубих і косозубих коліс [1, 3, 5] свідчать, що коливання їх мас має гармонійний характер, тобто

$$P(t) = P_{нз} \cdot \cos(pt + \varphi), \quad (2)$$

де p — кутова частота дії збуджуючої сили; φ — фазовий кут, що визначає зміщення між максимумами сили та зміщення.

Розглянемо стаціонарний безупинний рух системи з сухим тертям і гармонійною збуджуючою силою. Прийемо, що в моменти часу $t=0, \frac{2\pi}{p}, \frac{4\pi}{p}, \dots$ переміщення маси максимальне, тобто $x=A$ і $\dot{x}=0$. Відповідно при $t=\frac{\pi}{p}, \frac{3\pi}{p}, \frac{5\pi}{p}, \dots$ $x=-A$ і $\dot{x}=0$ (A — амплітуда коливань). При розгляді руху протягом одного півперіоду $0 \leq t \leq \frac{\pi}{p}$ швидкість весь час від'ємна [2], й при відсутності зазора в зачепленні рівняння руху (1) набуде вигляду

$$m \cdot \ddot{x} + c_{нз} \cdot x - F_{тр} = P_{нз} \cdot \cos(pt + \varphi). \quad (3)$$

Розв'язок цього рівняння

$$x = \frac{1}{c_{\text{нр}}} \cdot \left\{ F_{\text{тр}} \cdot \left(1 - \cos \omega_{\text{нр}} t - \text{tg} \frac{\pi \omega_{\text{нр}}}{2p} \cdot \sin \omega_{\text{нр}} t \right) + \frac{P_{\text{н}\Sigma}}{1 - \frac{\omega_{\text{нр}}^2}{p^2}} \cos \left(p t + \right. \right. \\ \left. \left. + \text{arc cos} \sqrt{1 - \left[\frac{F_{\text{тр}} \cdot \text{tg} \frac{\omega_{\text{нр}}}{2p} \cdot \left(1 - \frac{p^2}{\omega_{\text{нр}}^2} \right) \cdot \frac{\omega_{\text{нр}}}{p}}{P_{\text{н}\Sigma}} \right]^2} \right) \right\}. \quad (4)$$

Проведені експериментальні дослідження характеру зміни крутних моментів на шийках циліндрів друкарського апарата малоформатної офсетної машини 3 ОМ показали, що при наявності між циліндрами фрикційного контакту коливання мас їх на ділянці друкування мають, як згадувалось вище, гармонійний характер. Очевидно, що частота гармонійної збуджуючої сили, рівноцінна частоті стаціонарних коливань, визначитися

$$p = \frac{2\pi}{T_{\text{ст}}} = \frac{\pi \cdot n \cdot z}{30} \text{ с}^{-1}, \quad (5)$$

де z — кількість зубів привода коліс друкарського апарата; n — кількість обертів за хвилину циліндрів. Зауважимо, що для більшості сучасних аркушевих машин геометричні характеристики коліс привода, а відповідно, і кількість зубів однакові.

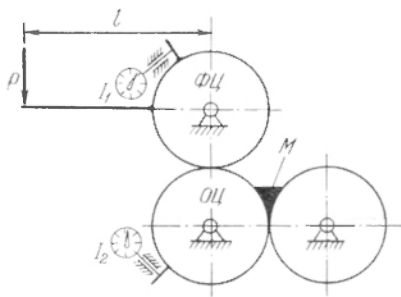


Рис. 3. Схема проведення експерименту для визначення жорсткостей фрикційного та кінематичного зв'язків.

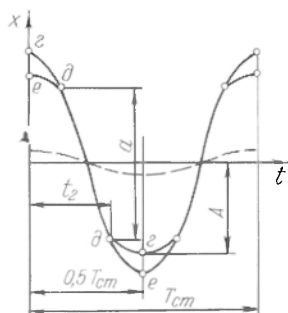
Неважко помітити, що амплітуда коливань залежить від частоти збуджуючої сили, тобто від швидкості роботи машини і кількості зубів приводних коліс. Виникає потреба визначити віддалення системи від резонансу, при якому $p \rightarrow \omega_{\text{нр}}$. Необхідна для визначення частоти $\omega_{\text{нр}}$ зведена жорсткість $c_{\text{нр}}$ зубчастого та фрикційного зв'язків стосовно до машини 3 ОМ визначалась експериментально. Для цього при защемленні офсетного циліндра (ОЦ, рис. 3) за допомогою марзана M і навантаженні формового циліндра (ФЦ) зусиллям P на плечі l зведена деформація визначалась різницею показів мікронних індикаторів годинникового типу I_1 і I_2 . Виявилось, що при радіусі циліндрів $R = 150$ мм середня

величина зведеної жорсткості становить $c_{\text{пр}} = 3,1 \cdot 10^5$ кг/см і практично не залежить, як згадувалось вище, від жорсткості фрикційної передачі. Частота власних коливань системи на жорсткості зачеплення c_1 для зведеної ефективної маси коліс $m = 0,05$ кг·с²/см становить $\omega_{\text{пр}} = 2489$ с⁻¹. Тобто зростання швидкості роботи машини типу ОМ ($z = 70$) більше від 20 000 відбитків на годину приведе до появи резонансу в коливній системі «циліндр—циліндр».

Ми розглянули ідеалізований випадок коливань у системі при відсутності зазорів у зубчастому зачепленні, коли амплітуда коливань маси залежить переважно від жорсткісної характеристики зубів коліс. Наявність зазора (рис. 2, б) викликає появу в системі нелінійності. При виборі зазора циліндри зв'язані між собою тільки фрикційно, а тому амплітуда коливань залежатиме від жорсткості фрикційного зв'язку та величини зазора. Розглядаючи рух маси на цій ділянці під дією гармонійного збуджуючого зусилля, знайдемо, що рівняння руху не відрізняється від наведеного раніше (3), куди замість зведеної жорсткості $c_{\text{пр}}$ ввійде жорсткість фрикційного зв'язку c_2 .

Приймаючи за початок відліку середнє положення маси, можна припустити, що при амплітуді коливань, меншій від половини зазора, відбуватиметься плавний гармонійний рух. У протилежному випадку після вибирання зазора рух відбуватиметься за рахунок спільної деформації жорсткостей c_1 і c_2 . Для умови $x = 0,5 a$ з формули (4) важко визначити час початку спільної деформації цих

Рис. 4. Результати аналітичного дослідження залежності $x = f(t)$.



пружин. Здійснити це можна за допомогою графіків функції $x = f(t)$ для конкретного друкарського апарату. На рис. 4 показано зміну x залежно від t для $n = 100$ об/хв, $p = 735$ с⁻¹, $c_2 = 50$ кг/см, $\omega_2 = 31,7$ с⁻¹, $c_1 = 3,1 \cdot 10^5$ кг/см, $\omega_1 = 2050$ с⁻¹, $F_{\text{тр}} = 7$ кг, $P_{\text{нз}} = 100$ кг і $a = 50$ μ к ($T_{\text{ст}}$ — період стаціонарних коливань).

Рух на ділянці $\delta - \delta$ відбувається за рахунок деформації фрикційного зв'язку і за відомою величиною зазора a знаходимо точку δ початку спільної деформації жорсткостей c_1 і c_2 і відповідно час t_2 . Ділянка кривої $\delta - e$ одержана з (4) при $t_2 \leq t \leq T_{\text{ст}}$. Якщо $A < 0,5a$, то коливання відбуваються на жорсткості c_2 і набувають гармонійний характер $\epsilon - \delta - \delta - \epsilon$. Пунктиром показано криву

$x = \dot{j}(t)$, якщо коливання системи здійснюється тільки на жорсткості $c_{пр}$ ($a=0$).

Проведені експериментальні дослідження характеру зміни крутних моментів на шийках циліндрів друкарського апарата (методика проведення експериментів розглянута в [4]) машини 3 ОМ підтвердили правильність наведених вище аналітичних розробок. З осцилограми рис. 5, *a* видно, що на ділянці друкування $d-d$ коливання маси формового циліндра мають переважно негармонійний характер — верхні вершини кривих більш тупі. Це можна пояснити тим, що на цих ділянках відбувається контакт зубів і рух

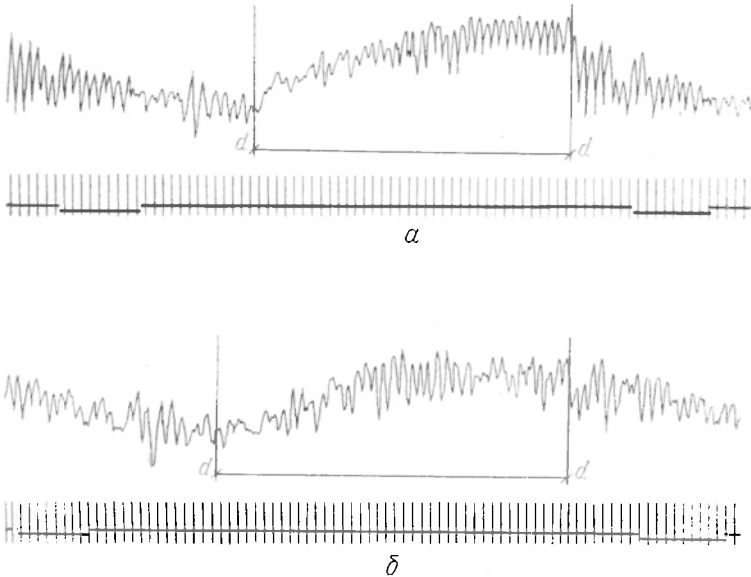


Рис. 5. Осцилограми запису крутних моментів на шийці формового циліндра:

a — малозаповнена форма; *b* — форма суцільного фону.

маси здійснюється по лінії $d-e$ (рис. 4). Нижні вершини кривої гострі, отже, коливання маси циліндра відбувається на жорсткості фрикційної передачі (лінія $g-d$, рис. 4).

Наявність на формі фарби (рис. 5, *b*) практично не змінює амплітуди коливань, проте їх характер стає гармонійний. Пояснюється це тим, що зусилля фрикційного зв'язку недостатні і коливання маси ФЦ здійснюється з вибиранням зазорів в обидві сторони. Очевидно, що при цьому на відбитку з'являться смуги вздовж твірної циліндра, тобто так зване «смугування». У зв'язку з тим, що жорсткість фрикційної передачі з фарбою різко падає, на осцилограмі практично відсутні тупі вершини. Осцилограми записані при величині деформації офсетної покритишки $z^m = 0,3$ мм і коловому зусиллі $P_{II} = 82$ кг.

Крім кривої крутних моментів, на осцилограмах наявні записи відмітки часу (вертикальні прямі) з ціною 0,01 с і обертів (горизонтальна лінія з розривом). Початок і кінець ділянки друкування $d-d$ визначалися з циклограми машини.

ЛІТЕРАТУРА

1. Абрамов Б. М. Колебания прямозубых зубчатых колес. Изд-во Харьк. ун-та, 1968.
2. Бидерман В. Л. Прикладная теория механических колебаний. М., «Высшая школа», 1972.
3. Генкин М. Д., Гринкевич В. К. Динамические нагрузки в передачах с косозубыми колесами. М., Изд-во АН СССР, 1961.
4. Дідич В. П. Вплив силових факторів на умови контакту в друкарському апараті офсетної машини.— «Поліграфія та видавнича справа», 1974, вип. X.
5. Скуридин М. А. Об одном экспериментальном методе исследования зубчатых передач.— «Механика машин», 1969, вып. 19—20.

V. P. DIDYCK

VIBRATIONS IN THE PRINTING MECHANISM OF THE SHEET-FED OFFSET MACHINE

Summary

Analytical study of dynamic phenomena which take place when cylinder vapour of Sheet-fed offset machine printing mechanism contact, are carried out. It shown that the amplitude of cylinder vibrations depend both on the value of the side gap in the tooth gearing of the drive and on the value of the circular effort transmitted by the printing mechanism and on the number of driven wheels teeth.