Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 2

УДК 655.15

ПАРАМЕТРЫ, ОПРЕДЕЛЯЮЩИЕ ИЗНОС ОПОР ПЕЧАТНОЙ ПАРЫ РОТАЦИОННЫХ ПЕЧАТНЫХ МАШИН БАШЕННОГО ТИПА

© Г. Б. Куликов, д.т.н., Е. В. Разинкин,
МГУП, Москва, Российсая Федерация

У статті розглянута динаміка друкарських апаратів ротаційних друкарських машин баштового типу. Показано, що однією з причин «полошіння» є коливання циліндрів друкарської пари, зони виїмок, що виникають під час проходження, на циліндрах. З урахуванням коефіцієнтів демпфування розроблена динамічна модель друкарського апарату ротаційної друкарської машини, що дозволяє оцінити величину переміщення циліндрів у момент проходження зони виїмок і сили, що передаються з циліндра на опори у момент ударної зміни навантаження.

The article considers the dynamics of tower-type rotational printing presses. The authors show that one of the reasons of streaking are the fluctuations of the cylinders of the printing pair, zones of dredging arising during the passage on the cylinders. The dynamic model of rotational printing press was developed with consideration of the damping factors allowing to calculate the value of cylinders move at the moment of passage of the dredging zone and the forces transferred from the cylinder to the supports at the moment of shock change of the loading.

Печать на высоких скоростях вызывает значительные динамические нагрузки, которые создаются в печатных аппаратах ротационных печатных машин. В связи с тем, что у печатных машин башенного типа печатные секции расположены вертикально друг над другом, образуя печатную башню, концентрация динамических нагрузок в машинах подобного типа значительно выше по сравнению с печатными машинами, у которых печатные секции расположены на одном уровне (горизонтально).

Динамические явления, возникающие в печатном аппарате, оказывают отрицательное влияние на качество печати. При высоких вибрационных и динамических нагрузках в печатных аппаратах проявляются такие дефекты печати, как «полошение», дробление изображения, и т.п., а также из-за динамических нагрузок могут происходить частые обрывы бумажного полотна в процессе печати. Динамические нагрузки негативно отражаются на ресурсе работы подшипников, букс, в которые уста-

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 3

навливаются подшипники, а также зубчатых передач печатного аппарата.

Динамические явления, происходящие в печатном аппарате, вызывают значительные динамические силы, которые передаются на фундамент либо строительные перекрытия. Ротационным печатным машинам башенного типа всегда сопутствует высокий уровень вибрации, которая передается на систему галерей и лестниц, а также неблагоприятно воздействует на обслуживающий персонал.

У некоторых моделей современных, высокоскоростных печатных машин башенного типа, рулонные зарядки расположены под печатной машиной, в подвальном помещении, а сама башня устанавливается на специальные строительные перекрытия, которые затем образуют систему галерей и лестниц. Эти конструкции, на которые установлена печатная машина, должны выдерживать все динамические нагрузки создаваемые на всех режимах работы.

На возникновение динамических нагрузок в печатном аппарате, кроме остаточной неуравновешенности цилиндров, влияют и ударные явления, происходящие в печатном аппарате.

Проблемой возникновения динамических нагрузок в печатном аппарате во время прохождения выемки в цилиндрах частично занимались Б. И. Климов, И. Ф. Батищев, И. А. Круглов, Г. Г. Силин и Е. А. Воронов [1—3].

Для правильной оценки технического состояния и долговечности опор цилиндров печатного аппарата, представляет интерес определение динамической силы и момента создаваемого неуравновешенностью офсетного цилиндра при точности уравновешивания, установленной заводом-изготовителем для печатных машин башенного типа ПОГ 2-84

Таблица 1

Технические характеристики офсетных цилиндров печатных машин башенного типа

Характеристики офсетных цилиндров	ПОГ 2-84	Mercury
Масса офсетного цилиндра, $m_{рот}$ (кг)	190	210
Максимальная скорость, $n_{д.max}$ (об/мин)	300	750
Допустимый удельный дисбаланс, $e_{СТ.доп}$ (мм)	0,10	0,10
Допустимый дисбаланс $D_{СТ.доп}$ (г·мм)	19000	21000
Допустимый дисбаланс в каждой из двух плоскостей $D_{дп1,2}$ (г·мм/плоскость)	9500	10500
Допуск радиального биения офсетного цилиндра, установленного на машину, мм	0,02	0,01
Осевой люфт офсетного цилиндра, мм	0,03	0,02

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 4

(КПЦ «Полиграфмаш») и Mercury (Heidelberg) (табл. 1).

Условия динамического равновесия для офсетного цилиндра можно записать в следующем виде (рис. 1).

$$\Sigma F_i = \omega^2 \Sigma m_i r_i = \omega^2 \Sigma D_i = \omega^2 D = \\ = \omega^2 m_P e_{CT} = 0, \qquad (1)$$

где m_i — неуравновешенная точечная масса; r_i — эксцентриситет неуравновешенной массы; D_i — дисбаланс; $m_P = \Sigma m_i$ — масса офсетного цилиндра; $e_{CT} = \Sigma m_i r_i / m_P$ — эксцентриситет цилиндра.

Для выполнения условия (1) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения цилиндра проходила через его центр масс ($e_{CT} = 0$).

Условие динамического равновесия для момента неуравновешенных сил офсетного цилиндра можно записать в следующем виде

$$\Sigma M_i = \Sigma z_i \times F_i = \omega^2 \Sigma m_i r_i \times z_i = \\ = \omega^2 \Sigma D_i \times z_i = \omega^2 M_D = 0. \qquad (2)$$

где D — главный вектор; M_D — главный момент дисбалансов.

Для выполнения условия (2) необходимо и достаточно, чтобы ось вращения цилиндра совпадала с одной из главных осей инерции, т.е. чтобы были равны нулю его центробежные моменты инерции. При вращении цилиндра вокруг оси, не совпадающей с главной центральной осью инерции, он становится неуравновешенным.

Далее были определены сила и момент, создаваемые статической, моментной и динамической неуравновешенностью офсетных цилиндров, установленных на печатные машины ПОГ2-84 и Mercury с удельным дисбалансом равным e_{CT} = 0,1 (мм) = 0,0001 (м). Расчеты показали, что неуравновешенность одного офсетного цилиндра величиной e_{CT} = 0,1 (мм), создает на рабочей скорости печатной машины ПОГ2-84 силу равную $F = 18{,}7 \left(\frac{кг \cdot м}{с^2}\right)$ и момент M =

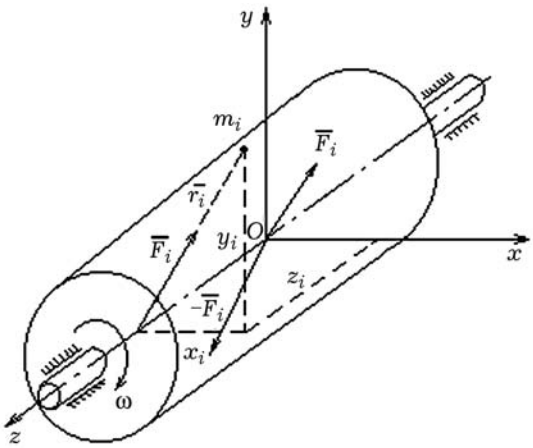


Рис. 1. Схема сил, действующих на офсетный цилиндр

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 5

10,3 $\left(\frac{кг \cdot м^2}{с^2}\right)$, а на рабочей скорости печатной машины Mercury неуравновешенность одного офсетного цилиндра создает силу F = 129,5 $\left(\frac{кг \cdot м}{с^2}\right)$ и момент M = 64,5 $\left(\frac{кг \cdot м^2}{с^2}\right)$. Т.к. в одной печатной башне, состоящей из четырех печатных секций, установлено восемь офсетных и восемь формных цилиндров, они, при попадании в фазу, могут создать общую силу в F = 2072 $\left(\frac{кг \cdot м}{с^2}\right)$ и момент равный M = 1032 $\left(\frac{кг \cdot м^2}{с^2}\right)$. И это при точности изготовления цилиндров, установленной заводом-изготовителем.

Таким образом, цилиндр печатного аппарата даже с допустимой остаточной неуравновешенностью будет оказывать сильное вибрационное воздействие на опоры, а через них на подшипники и соответственно на буксы, в которые устанавливаются подшипники.

При силе неуравновешенности F, динамическое давление в подшипниках цилиндра печатной секции (рис. 2), можно определить с помощью соотношений:

$$R_A = Fb/(a + b),$$
$$R_B = Fa/(a + b). \qquad (3)$$

Из соотношений (3) следует, что переменные давления в опорах цилиндра будут равны нулю при условии F = 0, что приводит к $e_{CT} = 0$.

Моментная неуравновешенность цилиндра проявляется при вращении цилиндра, при этом силы инерции цилиндра приводятся к главному моменту сил инерции

$$M = \sqrt{\left(a^n\right)^2 + \left(a^\tau\right)^2} \cdot \sqrt{J_{yz}^2 + J_{xz}^2}, \qquad (4)$$

где J_{yz}, J_{xz} — центробежные моменты инерции масс цилиндра в системе координат x, y, z, связанной с цилиндром, z — совпадает с осью вращения цилиндра. Неуравновешенный момент M создает динамические давления в опорах цилиндра печатного аппарата (рис. 3)

$$R_A = R_B = M/l. \qquad (5)$$

Наиболее неприятным случаем неуравновешенности ци-

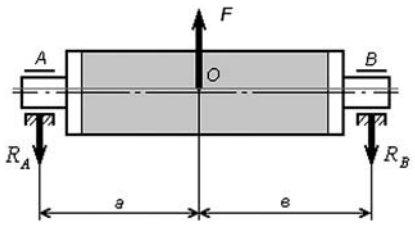


Рис. 2. Реакции на подшипниках от статической неуравновешенности

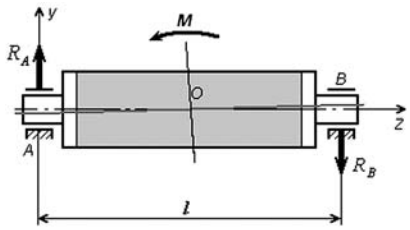


Рис. 3. Реакции на подшипниках от моментной неуравновешенности

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 6

линдра является динамическая неуравновешенность, при которой ось вращения цилиндра и его главная центральная ось инерции перекрещиваются или пересекаются не в центре масс, из этого следует, что динамическая неуравновешенность состоит из статической и моментной неуравновешенностей.

Таким образом, во всех случаях, когда цилиндр печатной машины неуравновешен (даже в пределах допуска), силы инерции масс цилиндра создают в его опорах, т.е. в подшипниках печатного аппарата значительные динамические нагрузки.

При высоких вибрационных и динамических нагрузках в печатных аппаратах проявляются такие дефекты печати, как «полошение», дробление изображения, и т.п. Динамические нагрузки отрицательно отражаются на ресурсе работы подшипников, букс, в которые устанавливаются подшипники, а также зубчатых передач печатного аппарата.

Ударные явления в печатном аппарате возникают в момент прохождения зоны выемок, предназначенных для крепления офсетного резинотканевого полотна на офсетных цилиндрах, и формных пластин на формных цилиндрах. В ротационных рулонных печатных машинах ширина такой выемки составляет от 4 до 14 мм, поэтому можно говорить об ударном (импульсном) характере снятия нагрузки. Удар вызывает радиальные и изгибные колебания цилиндров на собственных частотах.

В момент прохождения зоны выемок, происходит мгновенное изменение давления в зоне печатного контакта, что вызывает появление на оттиске полос, параллельных оси офсетного и формного цилиндров. Причиной появления данного дефекта является изменение толщины красочного слоя на оттиске, в полиграфии данный дефект называется «полошением». Интенсивность полос зависит от амплитуды радиальных колебаний цилиндров, которая, в свою очередь, зависит от величины износа опор цилиндров печатной пары и валиков красочного аппарата.

При прохождении выемок на цилиндрах через зону печатного контакта сила натиска не действует, оси цилиндров не изогнуты, зазоры в подшипниках выбраны в одну сторону под действием сил тяжести. Мгновенное возникновение натиска приводит к перераспределению зазоров в подшипниках и возникновению изгибных колебаний цилиндров.

Таким образом, появление полос на оттиске косвенным образом может свидетельствовать об износе подшипников опор цилиндров печатной пары и валиков красочного аппарата.

Рассмотрим, как влияет состояние опор на колебания офсетных и формных цилиндров печатного аппарата рулонных печатных машин башенного типа. Для определения величины перемещения цилиндров печатного аппарата при прохождении зоны выемок рассмотрим модель печатного аппарата в виде

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 7

двухмассной системы с приведенными к опорам жесткостями (рис. 4).

Рассматриваемая динамическая модель печатного аппарата описывается следующей системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + c_1x_1 - \\ -c_3(x_2 - x_1) = P\sin\omega t \\ m_2\ddot{x}_2 + c_3(x_2 - x_1) + \\ +c_2x_2 = 0 \end{cases}, \quad (1)$$

где x_1, x_2 — смещение цилиндров от начального положения; m_1, m_2 — массы цилиндров; c_1, c_2, c_3 — жесткости цилиндров и декеля; $P\sin\omega t$ — возмущающая сила.

Экспериментально полученное значение жесткости офсетного (печатного) цилиндра равно $c_1 = 0{,}2\cdot10^9$ (Н/м) [6].

Жесткость декеля c_3 не является постоянной величиной и зависит от силы натиска, связанной с деформацией сжатия декеля, для расчета можно принять усредненное значение $c_3 = 7{,}5\cdot10^4$ (Н/м).

Жесткость второго цилиндра примем равной жесткости первого $c_2 = 0{,}2\cdot10^9$ (Н/м), массы цилиндров $m_1 = 190$ (кг), $m_2 = 210$ (кг).

Решение характеристического уравнения системы (1) можно записать следующим образом:

$$p_1 = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{c_1 + c_3}{m_1} + \frac{c_3 + c_2}{m_2}\right) - \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{c_1 + c_3}{m_1} + \frac{c_3 + c_2}{m_2}\right)^2 - \sqrt{\frac{c_1c_3 + c_1c_2 + c_3c_2}{m_1m_2}}}},$$

$$p_2 = \sqrt{\frac{1}{2}\left(\frac{c_1 + c_3}{m_1} + \frac{c_3 + c_2}{m_2}\right) + \sqrt{\frac{1}{4}\left(\frac{c_1 + c_3}{m_1} + \frac{c_3 + c_2}{m_2}\right)^2 - \sqrt{\frac{c_1c_3 + c_1c_2 + c_3c_2}{m_1m_2}}}}, \quad (2)$$

где p_1, p_2 — собственные частоты колебаний динамической модели.

После подстановки решения (2) в уравнение (1) и последующего преобразования получаем выражение для определения перемещения цилиндров:

$$x_1 = \left(\frac{F_1a_{11}}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_2a_{12}}{p_2^2 - \omega^2}\right)\sin\omega t,$$

$$x_2 = \left(\frac{F_1a_{21}}{p_1^2 - \omega^2} + \frac{F_2a_{22}}{p_2^2 - \omega^2}\right)\sin\omega t, \quad (3)$$

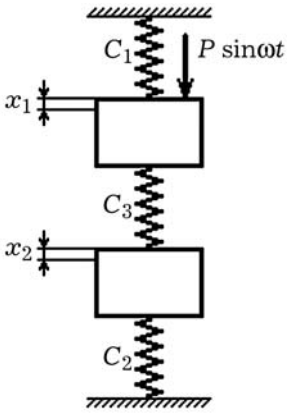


Рис. 4. Динамическая модель печатного аппарата

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 8

где $a_{11} = a_{12} = 1$,

$$a_{21} = \frac{c_1 + c_3 - m_1 p_2^2}{c_3};$$

$$a_{22} = \frac{c_1 + c_3 - m_1 p_2^2}{c_3};$$

$$F_1 = \frac{Pa_{21}}{m_1 a_{11}^2 + m_2 a_{12}^2};$$

$$F_2 = \frac{Pa_{22}}{m_1 a_{12}^2 + m_2 a_{22}^2}.$$

Поскольку в момент прохождения зоны выемок, между цилиндрами печатного аппарата происходит ударное (импульсное) изменение нагрузки, то вынуждающую силу необходимо рассматривать как импульсный удар $F_И$ (рис. 6), что было подробно рассмотрено в работе [5]. Модель печатного аппарата с импульсным изменением нагрузки между цилиндрами показана на (рис. 5). В данной модели учтены коэффициенты демпфирования, что позволяет более точно определить радиальные перемещения цилиндров на резонансных частотах.

На рис. 6 $F_И$ — сила импульсного удара, τ — время воздействия импульсного удара ($\tau \to 0$), T — время оборота цилиндра.

Движение двухмассовой системы при наличии импульсного удара описывается системой уравнений:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + (k_1 + k_3)\dot{x}_1 + \\ +(c_1 + c_3)x_1 - k_3\dot{x}_2 - c_3 x_2 = F \\ m_2\ddot{x}_2 + (k_2 + k_3)\dot{x}_2 + \\ +(c_2 + c_3)x_2 - k_3\dot{x}_1 - c_3 x_1 = 0 \end{cases}. \quad (4)$$

Примем, что $F_И = F_n(t)$. Решение уравнений будем искать в матричной форме.

$$A\ddot{x} + B\dot{x} + C\bar{x} = \overline{F_n}(t), \quad (5)$$

где $A = \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix}$ — инерционная матрица, $B = \begin{bmatrix} (k_1 + k_3) & -k_3 \\ -k_3 & (k_2 + k_3) \end{bmatrix}$

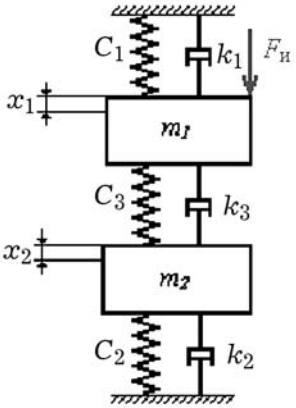


Рис. 5. Модель печатного аппарата с импульсным воздействием на цилиндр

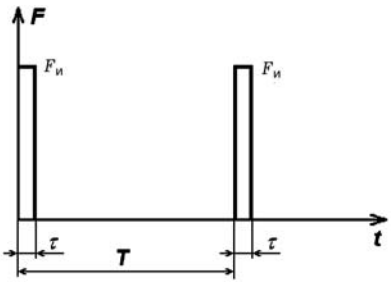


Рис. 6. График импульсного воздействия в момент прохождения цилиндрами зоны выемок

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 9

— матрица демпфирования, $C=\begin{bmatrix}(c_1+c_3) & -c_3\\ -c_3 & (c_2+c_3)\end{bmatrix}$ — матрица жесткостей.

Поскольку импульсное воздействие приложено к массе m_1, матрица сил выглядит следующим образом:

$$\overline{F}_n(t)=\begin{bmatrix}F_{1n}(t)\\ 0\end{bmatrix};$$

$$F_{1n}(t)=\begin{cases}F_{10}, \text{ если } 0\le t\le \tau\\ 0, \text{ если } t\rangle\tau\end{cases}, \qquad (6)$$

Рассмотрим случай, когда $\tau\to 0$. Тогда $Q_1=\lim\limits_{\tau\to 0}(F_{10}\cdot\tau)$ — ударный импульс, $Q_2=0$.

Решения исходных дифференциальных уравнений в окончательном виде для ненулевых начальных условий имеют вид:

$$\begin{aligned}
x_1(t)&=\frac{Q_1}{2m_1\omega_{\varepsilon 1}}e^{-\varepsilon_1 t}\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)+\\
&+\frac{Q_1}{2m_2\omega_{\varepsilon_2}}e^{-\varepsilon_2 t}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)+\\
&+\frac{1}{2}(x_{01}+x_{02})e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\
&\cdot\left(\cos(\omega_{\varepsilon_1}t)+\frac{\varepsilon_1}{\omega_{\varepsilon_1}}\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)\right)+\\
&+\frac{1}{2}(x_{01}-x_{02})e^{-\varepsilon_2 t}\cdot\\
&\cdot\left(\cos(\omega_{\varepsilon_2}t)+\frac{\varepsilon_2}{\omega_{\varepsilon_2}}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)\right)+\\
&+\frac{1}{2}\left(\dot{x}_{01}+\dot{x}_{02}\right)e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\
&\cdot\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)+\frac{1}{2}\left(\dot{x}_{01}-\dot{x}_{02}\right)\cdot\\
&\cdot e^{-\varepsilon_2 t}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t);
\end{aligned} \qquad (7)$$

$$\begin{aligned}
x_2(t)&=\frac{Q_1}{2m_1\omega_{\varepsilon 1}}e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\
&\cdot\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)-\frac{Q_1}{2m_2\omega_{\varepsilon_2}}\cdot\\
&\cdot e^{-\varepsilon_2 t}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)+\\
&+\frac{1}{2}(x_{01}+x_{02})e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\
&\cdot\left(\cos(\omega_{\varepsilon_1}t)+\frac{\varepsilon_1}{\omega_{\varepsilon_1}}\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)\right)-\\
&-\frac{1}{2}(x_{01}-x_{02})e^{-\varepsilon_2 t}\cdot\\
&\cdot\left(\cos(\omega_{\varepsilon_2}t)+\frac{\varepsilon_2}{\omega_{\varepsilon_2}}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)\right)+\\
&+\frac{1}{2}\left(\dot{x}_{01}+\dot{x}_{02}\right)e^{-\varepsilon_1 t}\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)-\\
&-\frac{1}{2}\left(\dot{x}_{01}-\dot{x}_{02}\right)e^{-\varepsilon_2 t}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t),
\end{aligned} \qquad (8)$$

где $\omega_{\varepsilon_j}=\sqrt{\omega_j^2-\varepsilon_j^2}$.

Если имеем нулевые начальные условия $x_{01}=x_{02}=0$, $\dot{x}_{01}=\dot{x}_{02}=0$, то решения упрощаются:

$$\begin{aligned}
x_1(t)&=\frac{Q_1}{2m_1\omega_{\varepsilon 1}}e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\
&\cdot\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)+\frac{Q_1}{2m_2\omega_{\varepsilon_2}}\cdot\\
&\cdot e^{-\varepsilon_2 t}\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)=\\
&=\frac{Q_1}{2}\begin{bmatrix}\frac{1}{m_1\omega_{\varepsilon_1}}e^{-\varepsilon_1 t}\cdot\\ \cdot\sin(\omega_{\varepsilon_1}t)+\\ +\frac{1}{m_2\omega_{\varepsilon_2}}e^{-\varepsilon_2 t}\cdot\\ \cdot\sin(\omega_{\varepsilon_2}t)\end{bmatrix},
\end{aligned} \qquad (9)$$

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 10

$$x_2(t) = \frac{Q_1}{2}\left[\begin{array}{l} \frac{1}{m_1\omega_{\varepsilon_1}} e^{-\varepsilon_1 t} \cdot \\ \cdot \sin(\omega_{\varepsilon_1} t) - \\ - \frac{1}{m_2\omega_{\varepsilon_2}} e^{-\varepsilon_2 t} \cdot \\ \cdot \sin(\omega_{\varepsilon_2} t) \end{array}\right]. \quad (10)$$

Разработанная с учетом коэффициентов демпфирования, динамическая модель печатного аппарата ротационной печатной машины, позволяет оценить величину перемещения цилиндров в момент прохождения зоны выемок и силы, передающиеся с цилиндра на корпус печатной секции в момент ударного изменения нагрузки. Произведенные расчеты показали, что амплитуда колебаний цилиндров может составить до ±0,4 мк. Это сопоставимо с толщиной красочного слоя (1,5 мк) и вполне может проявиться в виде светлых и темных полос на печатном оттиске.

Анализ возможных причин «полошения» показал, что основной причиной являются радиальные колебания цилиндров печатного аппарата возникающие из-за ударных явлений происходящих между ними. Это подтверждается наличием на контактных (опорных) кольцах офсетных и формных цилиндров печатного аппарата микро царапин, образующих полосы, точно соответствующих полосам на печатной форме (рис. 7).

А также соответствие полос на оттиске вибрациям, возникающим в момент прохождения офсетными цилиндрами зоны выемок (см. рис. 8).

Проверка влияния состояния опор офсетных и формных цилиндров на полошение была осуществлена на печатной машине Mercury (производства компании Heideberg) установленной в ОАО «Полиграфический комплекс «Пушкинская площадь».

Для этого был осуществлен демонтаж цилиндров в одной печатной секции, и проведены измерения зазоров в буксах, которые в среднем составили 0,06 мм. Затем был изготовлен и установлен в печатную секцию

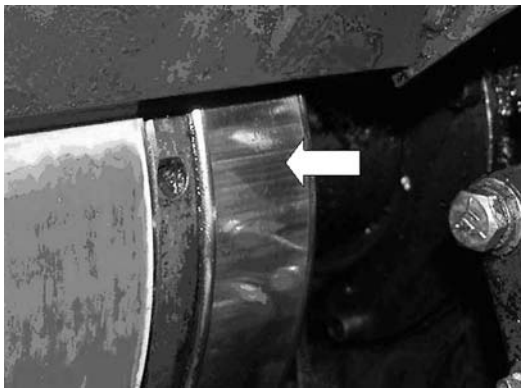


Рис. 7. Микроцарапины на контактных (опорных) кольцах офсетных и формных цилиндров печатного аппарата

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 11

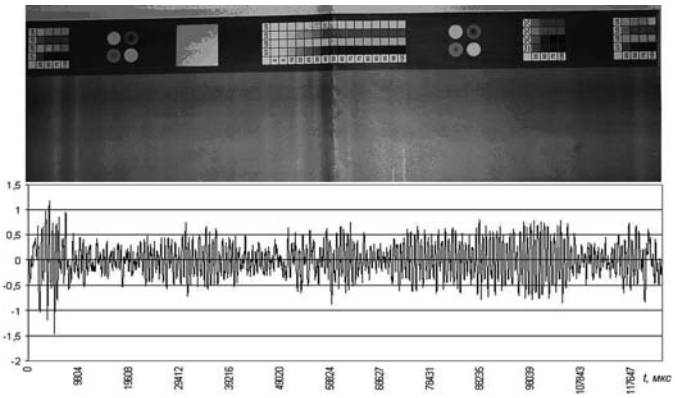


Рис. 8. Оттиск, совмещенный с записью виброускорения

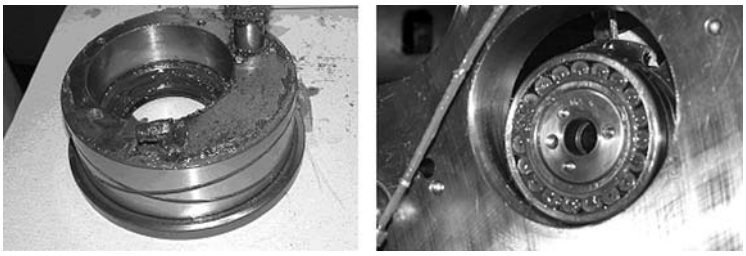
новый комплект из восьми букс с зазором 0,02 мм. После того как печатная секция была вновь собрана и настроена, была проведена тестовая печать. В результате оказалось, что эффект «полошения», на этой печатной секции, был полностью устранен. Заметно снизилась и виброактивность печатного аппарата.

На рис. 9 представлены подшипник и букса офсетного цилинда (подробное описание эксперимента можно найти в работе [16]).

Далее были проведены эксперименты по исследованию параметров вибрации возникающей при работе машины и выявлению диагностических признаков, позволяющих оценить техническое состояние опор печатной пары.

Эксперименты проводились на одной из печатных секций. Все остальные 11 печатных секций печатной машины были отключены, фальцаппарат также был отключен. Кроме того, в печатной секции были отключены все валики красочных и увлажняющих аппаратов, чтобы в контакте находились только два офсетных и два формных цилиндра.

Датчик виброускорения распологался на станине печатной секции. Сигнал с датчика через предусилитель поступал на шу-



а б

Рис. 9. Опоры цилиндров печатной секции ротационной печатной машины Mercury: а — букса; б — подшипник

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 12

Рис. 10. Спектр вибраций офсетного цилиндра

момер, который регистрировал уровень вибраций в печатном аппарате. С линейного выхода шумомера сигнал подавался на вход АЦП, для оцифровки. В работе использовался АЦП ЛА-20USB фирмы ЗАО «Рудневъ-Шиляев» с максимальной частотой дискретизации сигнала 51 кГц и возможностью мониторинга исследуемых процессов в реальном времени на экране компьютера. Полученные сигналы записывались на жесткий диск персонального компьютера для последующей обработки.

Для обработки результатов, расчета спектральных характеристик и т.д. использовалось программное обеспечение STATISTICA 6 Ru (STATISTICA Neural Networks SN XXDR507C793225FA).

Во время экспериментов все стоящие рядом печатные секции, станки и машины находились в выключенном состоянии. Все записи производилась на скоростных режимах: 10000, 20000, 30000, 40000, 45000 об/ч.

Прежде всего, были определены собственные частоты колебаний офсетных и формных цилиндров. Для этого на цилиндре устанавливался датчик вибрации, по цилиндру производился удар, в этот момент производилась запись вибрации цилиндра. На рис. 10 представлен полученный спектр офсетного цилиндра. На спектре от-

Таблица 2

Расчетные значения собственных частот офсетного цилиндра Mercury

№	Частота	№	Частота	№	Частота	№	Частота
1	212,50	6	886,87	11	2115,07	16	4839,42
2	236,37	7	1093,62	12	2115,07	17	4861,53
3	272,39	8	1173,05	13	2797,89	18	4873,77
4	506,61	9	1654,87	14	3243,72	19	5149,19
5	624,99	10	2085,26	15	3402,77	20	6346,80

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 13

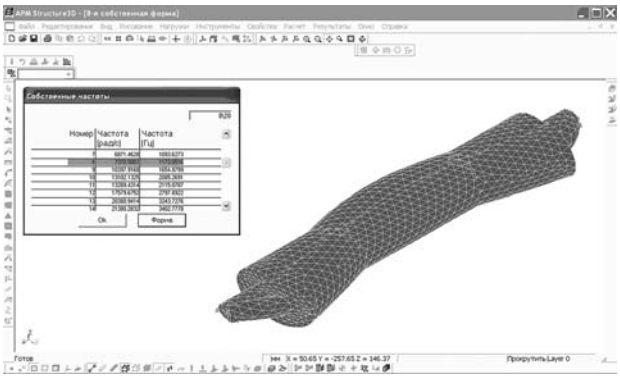


Рис. 11. Форма колебаний офсетного цилиндра на частоте 1173 Гц

четливо выделяется ряд резонансных частот, максимальная амплитуда на частоте 1520 Гц. Эта величина вполне согласовывается с результатами расчетов собственных частот выполненными в APM WinMachine методом конечных элементов (см. табл. 2 и рис. 11).

Собственные частоты с 7-й по 13-ю соответствуют изгибным колебаниям цилиндра. На рис. 11 показана расчетная форма колебаний офсетного цилиндра на частоте 1173 Г.

На рис. 8 представлена запись вибраций печатной пары за один оборот при работе с натиском на скорости 45000 об/час. Отчетливо видны периодические удары, соответствующие прохождению выемок на цилиндрах (по оси ординат отложена амплитуда виброускорения в мВ).

На рис. 12 представлен спектр вибрации печатной пары в диапазоне частот 0-6000 Гц, а на рис. 13 — в диапазоне частот 6000-20000 Гц при работе на скорости 45000 об/час. Аналогичным образом были получены спектральные характеристики вибраций на остальных скоростях. В целях экономии места мы их не приводим, т.к. они отличаются только амплитудой резонансных пиков.

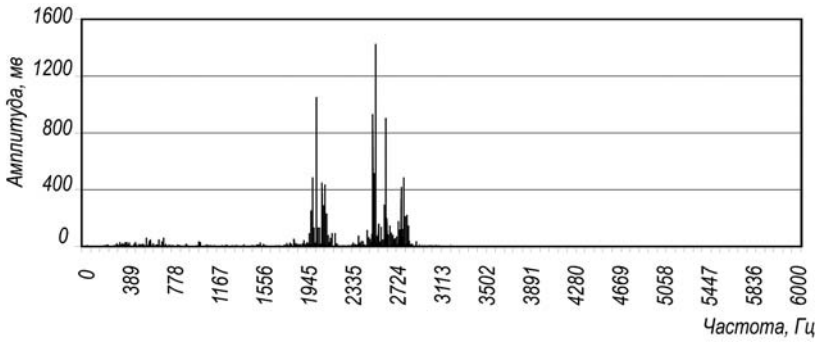


Рис. 12. Спектр вибраций печатной секции Mercury (0-6000 Гц)

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 14

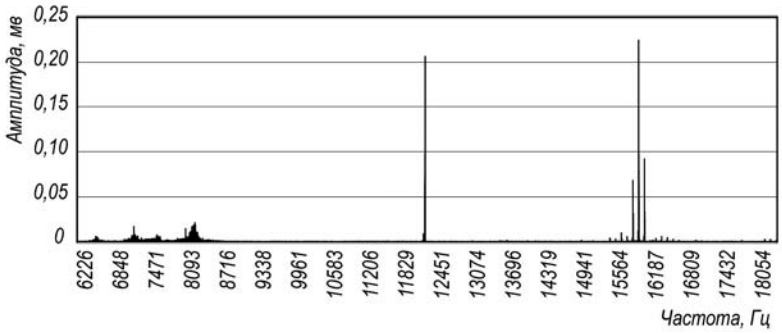


Рис. 13. Спектр вибраций печатной секции Mercury (6000-20000 Гц)

На спектре, представленном на рис. 12 хорошо видны амплитудные пики собственных частот офсетного цилиндра, их положение не меняется при изменении скорости печати. Спектр на рис. 13 соответствует высокочастотным колебаниям подшипника печатной пары, амплитуды резонансных пиков значительно меньше, но их положение также не меняется при изменении скорости печати.

Далее было проведено исследование низкочастотных вибраций печатной секции. В диапазоне 0-100 Гц должны проявляться низкочастотные вибрации подшипников, зависящие от частоты вращения. В табл. 2 приведены расчетные значения информационных частот подшипника на разных скоростях вращения.

На рис. 14 представлены низкочастотные составляющие спектра подшипников в диапазоне 0-100 Гц полученные для различных скоростей работы машины, хорошо видны резонансные пики, соответсвующие расчетным информационным частотам (см. табл. 3), и их смещение по мере увеличения частоты вращения цилиндров.

Таблица 3

Расчетные значения основных частот колебаний подшипника офсетного цилиндра Mercury

Частота, Гц	Скорость работы, об/час				
	10000	20000	30000	40000	45000
$f_р$	2,7	5,55	8,33	11,11	12,50
$f_{т.к.}$	8,91	18,32	27,50	36,67	41,26
$f_н$	21,8	44,97	67,53	90,04	101,3
$f_в$	29,39	60,42	90,72	120,97	136,1
f_1	24,25	493,86	741,50	988,70	1112,3
f_2	29,44	60,52	90,86	121,15	136,3
f_3	21,84	44,91	67,42	89,90	101,14

Machinery_3(29)_2010_4.qxd 15.09.2010 15:22 Page 15

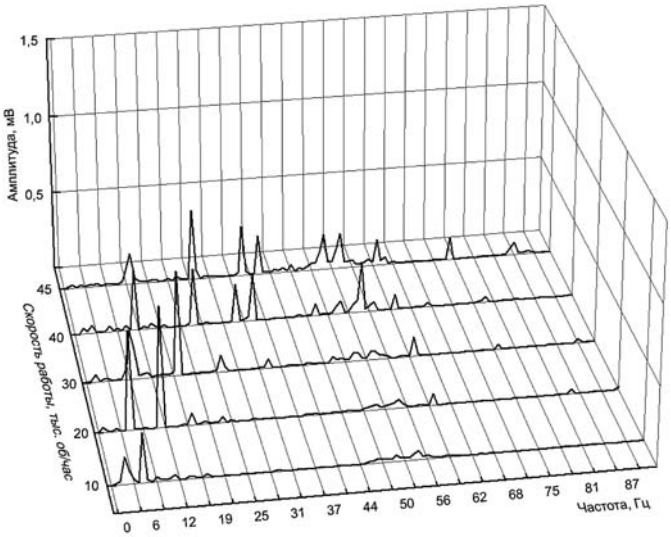


Рис. 14. Низкочастотные спектры вибрации печатной секции Mercury

Это говорит о хорошем совпадении расчетных значений с результатами эксперимента.

Проведенные исследования показали, что увеличение радиального зазора в опорах цилиндров печатной пары, вызывает биение и повышенные вибрации узла, что отрицательно сказывается на качестве печати. Доказано также, что в производственных условиях, при установке датчика на станине машины, возможно выделение информационных спектральных составляющих отвечающих за состояние подшипников как в низкочастотной области, так и на высоких частотах. При использовании в качестве диагностических признаков низкочастотных спектральных составляющих, необходимо учитывать их зависимость от скорости вращения подшипника.

1. Баснев В. Г. О некоторых причинах возникновения периодических изменений толщины красочного слоя в печатных аппаратах / Баснев В. Г., Климов Б. И. // Труды ВНИИ Полиграфмаш. — М., 1979. — С. 41—48. 2. Батищев И. Ф. Радиальные колебания цилиндров печатного аппарата / Батищев И. Ф., Герценштейн И. Ш., Кулешов Е. К., Милицын Ю. В. // Печатные машины Межвуз. сб. науч. работ. — М. : Изд. МПИ, 1982. — С. 58—66. 3. Воронов Е. А. Научные основы анализа и синтеза параметров механических приводов рулонных машин при регламентированной точности печатания. — Дис. ... д-ра техн. наук. — Омск, 1989. 4. Разинкин Е. В. Метод расчета динамических характеристик печатных машин башенного типа. — Дис. ... канд. техн. наук. — М., 2006. 5. Теркулова А. Ш. Выявление причин возникновения эффекта «полошения» // Магист. дис. — М. : МГУП, 2003. 6. Труды ВНИИ Полиграфмаш — М., 1985. — 86 с.

Надійшла до редакції 29.06.10