

Численные эксперименты, проведенные в модельных испытаниях, показали, что если в первом приближении главных колебаний смещение центра тяжести даст крен на 0,01 мм, то формный вал повернется одновременно по ходу часовой стрелки на 0,1 градуса, что составляет 10%, отвечающих допуску технического регламента работы машин.

Во втором приближении главных колебаний отвечающие за угловые повороты практически отсутствуют.

В инженерных расчетах и эксплуатации печатных машин преобладает первая компонента пиковых значений возникающих амплитуд.

Теперь найдем обобщенную силу, действующую на подшипники A и B , возникающую от вертикальных и поворотных колебаний вала относительно точки центрирования Q .

Систему уравнения движения определим из плоского движения нецентрированного вала относительно выбранной системы координат, отнесенной к физическому центру вала.

$$\frac{P}{g} \frac{d^2 z}{dt^2} = F_z; \quad J \frac{d^2 \varphi}{dt^2} = M_Q(F) \quad (9)$$

Тогда инерционные и поворотные силы из полученных общих решений

$$F_z = \frac{P}{g} \frac{d^2}{dt^2} (n_1 B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + n_2 B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2)) \quad (10)$$

$$M_Q(F_Q) = J \frac{d^2}{dt^2} (B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2))$$

Раскрывая вторые производные по времени получим

$$F_z = \frac{P}{g} [(n_1 B_1 k_1^2 (-1) \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + n_2 B_2 k_2^2 (-1) \sin(k_2 t + \varepsilon_2))] \quad (11)$$

$$M_Q(F_z) = J \cdot [(B_1 k_1^2 (-1) \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + B_2 k_2^2 (-1) \sin(k_1 t + \varepsilon_2))]$$

Переходя к обобщенным координатам получим

$$F_z = -\frac{P}{g} k^2 \frac{d^2 z}{dt^2}; \quad M_Q(F_z) = -J k^2 \frac{d^2 \varphi}{dt^2} \quad (12)$$

Выводы: таким образом, мы получили что силовые характеристики, действующие на подшипники, формируются из собственных физических характеристик и динамической эксплуатации формного вала печатной машины.

Список литературы

1. Ллойд Деджидас, Томас Дистри. Листовая офсетная печатная машина. – М.: Принтмедиацентр, 2007. – 490 с.
2. Бухгольц Н.В. Основы теоретической механики. Т.2. – М.: Высшая школа, 2002. – 450 с.
3. Курманалиев К., Султангазиева А.К., Турдукулова А.К. Вертикальные колебания формного вала.

References

1. Lloyd Dedzhidas Thomas distro. Sheetfed offset press. - M.: Printmediatsentr, 2007. - 490 p.
2. Buchholz NV Basics of theoretical mechanics. V.2. - M.: Higher School, 2002. - 450 p.
3. Kurmanaliev K. Sultangazieva AK, AK Turdukulova Vertical oscillations of the printing shaft.

УДК 681.625.23; 531.01

ВЕРТИКАЛЬНЫЕ КОЛЕБАНИЯ ФОРМНОГО ВАЛА

Курманалиев К.К., Султангазиева А.К., Турдукулова А.К., КГТУ им. И. Раззакова, тел.: (+996) 312 56-14-55; e-mail: aselix@mail.ru

Физические принципы работы формных валов печатных машин любой марки абсолютно идентичны. Рассчитаны динамические нагрузки на поддерживающие подшипники. Рекомендованы корреляционные формулы расчета конкретных машин, несимметричных относительно середины плоскости. Динамические уравнения могут быть получены из равнения Лагранжа второго рода модулированных из вертикальных и колебательных движений формного вала. Динамические нагрузки определяются из математической системы при некоторых физических допущениях позволяющий характеризовать работу цилиндрических аналогий.

Ключевые слова: формный вал, подшипники, пружина, модуляция, корреляция, обобщенные координаты, потенциальная энергия, степень свободы, устойчивость, уравновешенность, динамика процесса.

VERTICAL OSCILLATIONS OF THE FORME SHAFT

Kurmanaliev K.K., Sultangazieva A.K., Turdukulova A.K., KSTU . I. Razzakova , tel .: (996) 312 56-14-55 ; e-mail: aselix@mail.ru

The physical principles of work the formnykh of shaft of printing machines of any brand are absolutely identical. Dynamic loads of the supporting bearings are calculated. Correlation formulas of calculation of concrete cars, asymmetrical are recommended to rather median plane. The dynamic equations can be received from Lagrange's alignment of the second sort modulated from vertical and oscillating motions of a formny shaft. Dynamic loadings are defined from mathematical system the allowing modulated at some physical assumptions is characterized work of cylindrical analogies.

Keywords: forme shaft , bearings, springs , modulation , correlation, generalized coordinates , potential energy , the degree of freedom , stability , balance , dynamics of the process .

Формный вал /1/ печатной машины из-за большой угловой скорости вращения, и несимметричного относительного центра масс поддерживающих подшипников, не равномерной плотности по конструкции сильно подвержен динамическим нагрузкам (рис.1).

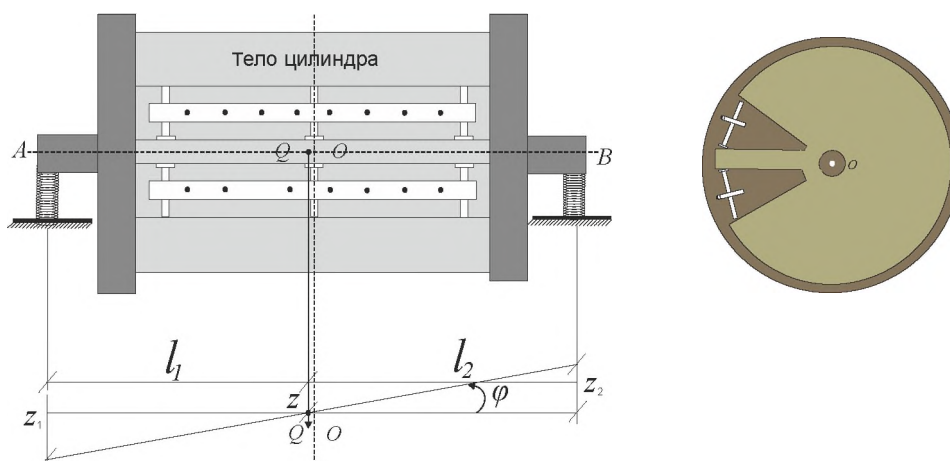


Рис.1. Стандартный формный цилиндр: вид спереди и с торца.

Определение устойчивости вала в его средней вертикальной плоскости проведем при следующих допущениях: работа подшипников моделируется пружиной жесткости C_1 и C_2 , вес вала Q , расстояния от центра тяжести до осей пружин l_1 и l_2 , радиус инерции вала относительно оси вала ρ .

Колебание вала происходит в вертикальной плоскости относительно оси проходящей через центр масс, то система модулируется математически системой с двумя степенями свободы.

За обобщенные координаты /2/ примем вертикальные колебания центра тяжести Q и угловые колебания: угол поворота вокруг оси, проходящей через точку Q параллельно осям.

За обобщенные координаты примем:

z - вертикальные перемещения;

φ - угловые колебания.

Запишем кинетическую энергию:

$$T = \frac{1}{2} \frac{Q}{g} \dot{z}^2 + \frac{1}{2} J_C \dot{\varphi}^2;$$

$$J_Q = \frac{Q}{g} \rho^2 - \text{момент инерции вала.}$$

Потенциальная энергия вала складывается из потенциальной энергии силы тяжести и потенциальных энергий пружин, в нашем случае, одинаковой жесткости $C = C_1 = C_2$, однако для разграничения в математических расчетах оставим до конечных результатов C_1 и C_2 .

$$\Pi = \Pi_z + \Pi_c = \Pi_z + \Pi_{c_1} + \Pi_{c_2}$$

Деформация пружины A равен $Z - Z_1 = Z - \varphi l_1$ с учетом статической деформации будет $\Delta Z_1 = f_A + z - \varphi l_1$

$$\text{Тогда } \Pi_A = \frac{1}{2} C_1 (f_A + z - \varphi l_1)^2 - \frac{1}{2} C_1 f_A^2$$

$$\text{Аналогично } \Pi_B = \frac{1}{2} C_2 (f_B + z - \varphi l_2)^2 - \frac{1}{2} C_2 f_B^2$$

Таким образом Π всей системы относительно обобщенных координат (z, φ) .

$$\Pi = -Qz \frac{1}{2} C_1 (f_A + z - l_1 \varphi)^2 - \frac{1}{2} C_1 f_A^2 + \frac{1}{2} C_2 (f_B + z - l_2 \varphi)^2 - \frac{1}{2} C_2 f_B^2$$

В положении равновесия должно быть

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right|_{z=0} = 0, \quad \left. \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=0} = 0$$

Найдем

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial z} \right|_{z=0} = [-Q + C_1 (f_A + z - l_1 \varphi) + C_2 (f_B + z - l_2 \varphi)]_{z=0} = -Q + C_1 f_A + C_2 f_B$$

$$\left. \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} \right|_{\varphi=0} = [-C_1 l_1 (f_A + z - l_1 \varphi) + C_2 l_2 (f_B + z - l_2 \varphi)]_{z=0} = -C_1 l_1 f_A + C_2 l_2 f_B$$

Следовательно, параметры системы

$$\begin{cases} -Q + C_1 f_A + C_2 f_B = 0 \\ -C_1 l_1 f_A + C_2 l_2 f_B = 0 \end{cases}$$

Преобразуем потенциальную энергию.

$$\begin{aligned} \Pi = & (-Q + C_1 f_A + C_2 f_B)z + (-C_1 l_1 f_A + C_2 l_2 f_B)\varphi + \frac{1}{2} (C_1 + C_2)z^2 + \\ & + (C_2 l_2 - C_1 l_1)z\varphi + \frac{1}{2} (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2)\varphi^2 \end{aligned}$$

Учитывая $\begin{cases} -Q + C_1 f_A + C_2 f_B = 0 \\ -C_1 l_1 f_A + C_2 l_2 f_B = 0 \end{cases}$ получим

$$\Pi = \frac{1}{2} (C_1 + C_2)z^2 + (C_2 l_2 - C_1 l_1)z\varphi + \frac{1}{2} (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2)\varphi^2$$

Запишем уравнения Лагранжа II рода для системы обобщенных координат (z, φ)

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} - \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\partial \Pi}{\partial z}, \quad \frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} - \frac{\partial T}{\partial \varphi} = -\frac{\partial \Pi}{\partial \varphi}.$$

Для каждого члена уравнения:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial T}{\partial \dot{z}} = \frac{Q}{g} \ddot{z}, \quad \frac{\partial T}{\partial z} = 0, \quad \frac{\partial \Pi}{\partial z} = (C_1 + C_2)z + (C_2 l_2 - C_1 l_1)\varphi = 0.$$

Подставляя в уравнения Лагранжа II рода

$$\begin{cases} \frac{Q}{g} \ddot{z} + (C_1 + C_2)z + (C_2 l_2 - C_1 l_1)\varphi = 0, \\ \frac{Q}{g} \rho^2 \ddot{\varphi} + (C_2 l_2 - C_1 l_1)\varphi + (C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2)z = 0. \end{cases}$$

Обозначим

$$a = \frac{(C_1 + C_2)g}{Q}, \quad b = \frac{(C_2 l_2 - C_1 l_1)g}{Q}, \quad d = \frac{(C_1 l_1^2 + C_2 l_2^2)g}{Q}.$$

Тогда
$$\begin{cases} \ddot{z} + az + b\varphi = 0, \\ \ddot{\varphi} + \frac{b}{\rho^2}z + \frac{d}{\rho^2}\varphi = 0. \end{cases}$$

Ищем решение в виде:

$$\begin{aligned} z &= A \sin(kt + \varepsilon); \\ \varphi &= B \sin(kt + \varepsilon) \end{aligned}$$

Подставляя в дифференциальное уравнение

$$(a - k^2)A + bB = 0 \tag{1}$$

$$\frac{b}{\rho^2}A + \left(\frac{d}{\rho^2} - k^2\right)B = 0 \tag{2}$$

Так как при любом нарушении устойчивости

$$\begin{vmatrix} a - k^2 & b \\ \frac{b}{\rho^2} & \frac{d}{\rho^2} - k^2 \end{vmatrix} = 0 \tag{3}$$

Раскроем определитель и получим:

$$k^4 - \left(\frac{d}{\rho^2} + a\right)k^2 + \frac{ad - b^2}{\rho^2} = 0 \tag{4}$$

Разрешая биквадратное уравнение получим:

$$\begin{aligned} k_1^2 &= \frac{1}{2} \left(\frac{d}{\rho^2} + a\right) + \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{d}{\rho^2} + a\right)^2 - \frac{ad - b^2}{\rho^2}} \\ k_2^2 &= \frac{1}{2} \left(\frac{d}{\rho^2} + a\right) - \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{d}{\rho^2} + a\right)^2 - \frac{ad - b^2}{\rho^2}} \end{aligned} \tag{5}$$

Найдем отношение амплитуд A и B из (1, 2) /3/

$$\begin{aligned} n_1 &= \frac{A_1}{B_1} = \frac{b}{k_1^2 - a} \\ n_2 &= \frac{A_2}{B_2} = \frac{b}{k_2^2 - a} \end{aligned} \quad (6)$$

Тогда общее аналитическое решение дифференциальных уравнений будет иметь законченный вид:

$$\begin{cases} z = n_1 B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + n_2 B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2), \\ \varphi = B_1 \sin(k_1 t + \varepsilon_1) + B_2 \sin(k_2 t + \varepsilon_2). \end{cases} \quad (7)$$

Выводы: Таким образом, получено возможность аналитического расчета динамики формного вала из его физических характеристик и эксплуатационных условий.

Данное решение для пружин одинаковой жесткости физически и конструктивно справедливы, тогда запись решений на много упрощается.

Список литературы

4. Ллойд Деджидас, Томас Дистри. Листовая офсетная печатная машина. – М.: Принтмедиацентр, 2007. – 490 с.
5. Бухгольц Н.В. Основы теоретической механики. Т.2. – М.: Высшая школа, 2002. – 450 с.
6. Курманалиев К., Султангазиева А.К. Распространение упругих волн в протяженных цилиндрических системах // Известия КГТУ № 17. – Б., 2009. С.385-386.

References

1. Lloyd Dedzhidas Thomas distro . Sheetfed offset press . - M .: Printmediatsentr , 2007. - 490 p.
2. Buchholz NV Basics of theoretical mechanics . V.2 . - M .: Higher School , 2002. - 450 p.
3. Kurmanaliev K. Sultangazieva AK Propagation of elastic waves in a long cylindrical systems // Proceedings of KSTU № 17. - B. , 2009. S.385-386 .

УДК 621.865.8-85

EXPERIMENTAL SURVEY ON COOLING WATER PUMPS USED IN ENGINES

M. K. Cerrahoglu, к.т.н., Sakarya üniversitesi Sakarya M. Y. Okulu, Турция, mkcerrah@Sakarva.edu.tr,

Э. А. Хазар, к.ф.-м.н., доцент, КТУМ, Факультет естественных наук, г. Бишкек e-mail: ealiyev@sakarya.edu.tr

The purpose of this article is to cooling water pumps used in the vehicle engines are open vane type pumps. One important difference of the open vane type pumps from the other pumps as its gp losses are high. Because; in these kinds of pumps, the gap flow that pass through the horizontal gap on the open side of the gear distorts the main flow and causes performance losses.

In this study; the performance characteristics and gap losses of the open-gear radial pumps, that are used to pump the cooling water in engines, have been analysed in an experimental way.

In order to define the behaviour of open gear under zero gap range; the closed manufactured model of the same gear has been tested. The findings indicate that as the gap range increases, gap losses increase as well. On the other hand; an optimum gap range has been observed as well.

Keywords: pumps, cooling water pumps, radial pumps, open gear

ИЗУЧЕНИЕ ИСПОЛЬЗУЕМЫХ В МОТОРАХ НАСОСОВ ХОЛОДНОЙ ВОДЫ НА ОПЫТАХ

M. K. Cerrahoglu, к.т.н., Sakarya üniversitesi Sakarya M. Y. Okulu, Турция, mkcerrah@Sakarva.edu.tr,

Э. А. Хазар, к.ф.-м.н. доцент, КТУМ, Факультет естественных наук, Бишкек e-mail: ealiyev@sakarya.edu.tr

Насосы с открытой лопастью – это насосы охлаждающей воды, используемые в переносных моторах, охлаждающиеся холодной водой

Отличающая часть насосов с открытой лопастью от других насосов это высокое образование потерь отверстий. Потому что в насосах такого типа промежуточное течение, проходящее через поперечную полость в открытой части колеса, приводит к порче основного течения и является причиной потери эффективности.

В этом исследовании при помощи тестов были изучены потери отверстий и характеристики производительности радиальных насосов с открытой лопастью, используемых для качки охлаждаемой воды в переносных моторах.

Чтобы определить поведение открытого колеса при нулевом отверстии была изучена модель этого же колеса, произведенного без промежутков. На основе полученных данных было отмечено увеличение ширины