

## РАСЧЕТ ДИНАМИЧЕСКИХ ХАРАКТЕРИСТИК СФЕРИЧЕСКИХ РОТОРОВ НА ВОЗДУШНОЙ ПОДУШКЕ

А.В. Кулешова

*ГНУ «Объединенный институт машиностроения НАН Беларуси», Минск*

Для современного машиностроения характерна тенденция к выпуску высокопроизводительного оборудования, работающего на высоких скоростях вращения роторов. Типичным примером такого технологического оборудования являются центробежно-ударные дробилки, широко применяемые для измельчения твердых материалов в различных областях промышленности, в том числе горнодобывающей. Производительность и надежность таких установок во многом определяются динамической нагруженностью их сферических роторов на воздушной подушке с вертикальным расположением оси вращения. Основной задачей исследований является создание динамической модели установки и определения зависимостей колебаний ее элементов от уровня неуравновешенности ротора.

Для решения задачи колебаний ротора центробежной установки изобразим ее расчетную схему (рис. 1).

Сферический ротор 1 установлен в корпусе (статоре) 2 и приводится во вращение через шток (карданный вал) 4 электродвигателем 3. Воздух от установки высокого давления подается между ротором и статором. Начало координат выбрано в точке  $B$ , ось  $X$  – горизонтальное направление, ось  $Z$  – вертикальное. Здесь  $R$  – радиус определяющей сферы,  $A$  – точка зацепления ротора со штоком,  $B$  – точка зацепления штока с валом электродвигателя. Шток 4 имеет ограничения по перемещению вдоль оси  $Z$  и считается абсолютно жестким стержнем длиной  $l$ , шарнирно связанным в точке  $B$  с двигателем массой  $m_1$ . Центр тяжести ротора массой  $m$  находится в точке  $O$  на расстоянии  $d$  от точки  $A$ . Ввиду большой жесткости стенки ротора ее прогиб и изгибные колебания в расчетах не учитываются [1].

На ротор действуют силы  $F_x = a_x \sin \omega t$  – в горизонтальном направлении и  $F_z = a_z \sin \omega t$  – в вертикальном, вызванные динамической неуравновешенностью ротора.

Здесь  $\omega$  – частота вращения ротора (считаем, что силы  $F_x$  и  $F_z$  приложены в центре масс ротора, точке  $O$ ). Движению массы  $m$  препятствуют силы сопротивления, вызванные жесткостями  $C_1$ ,  $C_2$  и демпфированиями  $h_1$ ,  $h_2$  воздушной подушки ротора. Через  $x$ ,  $z$  обозначим перемещения цен-



действует сила от влияния штока  $Q$ . Аналогично, при движении системы  $V$  на систему  $U$  действует такая же сила в противоположном направлении.

Рассмотрим колебания системы  $U$ . Повороту ротора на угол  $\varphi$  препятствует жесткость  $C_k$  и демпфирование  $h_k$  крутильных колебаний вокруг геометрического центра ротора  $O'$ . Считаем, что силы сопротивления, вызванные жесткостью  $C_k$  и демпфированием  $h_k$  приложены в центре масс ротора, т. е. точке  $O$  [1, 2].

С учетом сил  $F_x$ ,  $F_z$ ,  $Q$  получим уравнение для угла поворота  $\varphi$ :

$$J\ddot{\varphi} = -C_k\varphi(R-d) + F_x(R-d) - h_k(R-d)\dot{\varphi} - Q\sin\alpha(R-z'-z), \quad (1)$$

где  $J$  — момент инерции ротора относительно точки  $O'$ .

Из геометрических соотношений находим:

$$\begin{cases} x' = R\sin\varphi, \\ z' = R - R\cos\varphi. \end{cases} \quad (2)$$

Тогда точка  $A_2$  будет иметь координаты:

$$A_2(x + R\sin\varphi, l + z + R(1 - \cos\varphi)).$$

Запишем уравнения колебаний центра масс ротора, точки  $O$ :

$$\begin{cases} m\ddot{x} = F_x - C_1x - h_1\dot{x} - Q\sin\alpha, \\ m\ddot{z} = F_z - C_2z - h_2\dot{z} - Q\cos\alpha. \end{cases} \quad (3)$$

Рассмотрим теперь колебание нижней части системы, которую мы обозначили буквой  $V$ .

Уравнения колебаний имеют вид:

$$\begin{cases} m_1\ddot{x}_1 + C_{1x}x_1 = Q\sin\alpha, \\ m_1\ddot{z}_1 + C_{1z}z_1 = Q\cos\alpha \end{cases} \quad (5)$$

$$\quad (6)$$

Заметим, что перемещения  $x_1$ ,  $z_1$  точки  $B$  обратно пропорциональны жесткостям  $C_{1x}$  и  $C_{1z}$ , т. е.:

$$z_1 = \frac{C_{1z}}{C_{1x}}x_1. \quad (7)$$

Запишем условие постоянства длины штока  $l$ :

$$|A_2B_1| = l \Rightarrow (x + x' - x_1)^2 + (l + z' + z - z_1)^2 = l^2. \quad (8)$$

При дальнейших выкладках пренебрегаем малыми величинами порядка  $O(x)$ . Тогда из (8) получим:

$$2l(z' + z - z_1) = 0, z' = z_1 - z.$$

Учитывая (2), найдем

$$R(1 - \cos\varphi) = z_1 - z. \quad (9)$$

Из уравнений (1), (3), (4), (5), (6) исключим силу  $Q$  и переменные  $x_1$  и  $z_1$ . Получим систему уравнений:

$$\begin{cases} J\ddot{\varphi} - m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} \ddot{z}_1 (R - z_1) = -((C_k \varphi + h_k \dot{\varphi} - F_x)(R - d) + \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}})(R - z_1) z_1 (= A), \\ m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} \ddot{z}_1 m \ddot{x} = F_x - C_1 x - h_1 \dot{x} - \frac{C_{1x}^2}{C_{1z}} z_1 (= B), \\ mR \sin \varphi \ddot{\varphi} + (m + m_1) \ddot{z}_1 = mR \cos \varphi \dot{\varphi}^2 + F_z - C_2 z_1 + C_2 R - \\ - C_2 R \cos \varphi - h_2 \dot{z}_1 + h_2 R \sin \varphi \dot{\varphi} - C_{1z} z_1 (= C). \end{cases} \quad (10)$$

Для решения системы уравнения (10) преобразуем ее в систему уравнений первого порядка.

$$\begin{cases} \dot{y}_1 = \left[ -C m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} (R - y_5) - A(m + m_1) \right] / G; \\ \dot{y}_2 = (-A m R \sin y_4 - C J) / G; \\ \dot{y}_3 = \left\{ J \left[ C m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} - B(m + m_1) \right] - m R \sin y_4 (-B m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}} (R - y_5) - A m_1 \frac{C_{1x}}{C_{1z}}) \right\} / m G; \\ \dot{y}_4 = y_1; \\ \dot{y}_5 = y_2; \\ \dot{y}_6 = y_3. \end{cases} \quad (11)$$

Полученная система (11) дифференциальных уравнений первого порядка является нелинейной. Начальные условия для всех переменных — нулевые [1]. Уравнения интегрируются с помощью ПЭВМ (программа QTFE).

Колебания точки  $A$  ротора описываются уравнениями:

$$\begin{cases} x_0 = x + R \sin \varphi; \\ z_0 = z_1. \end{cases} \quad (12)$$

Ввиду малости угла  $\varphi$   $z_1 = z$ , поэтому

$$z_0 = z_1 = z. \quad (13)$$

Для решения системы дифференциальных уравнений (11) была разработана программа СНАСН. На примере параметров центробежно-ударной дробилки ДЦ-1 производства НПО «Центр» произведен расчет вертикальных и горизонтальных колебаний ротора дробилки, в частности вычислены значения параметров  $x_1, z, \varphi, x$  в точках  $A$  и  $B$  (рис. 1) при различных значениях  $t$ .

По данным расчета построен график, представленный на рис. 2.

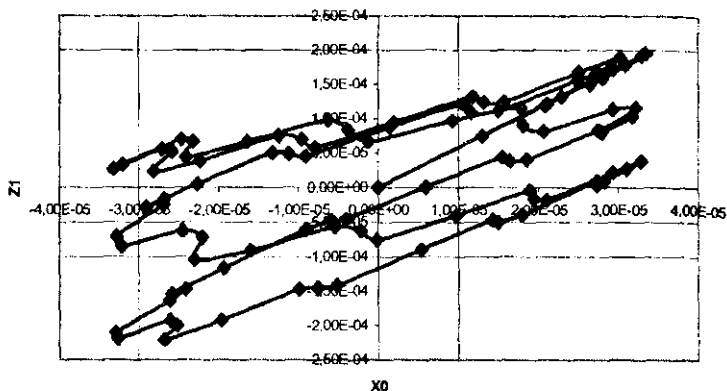


Рис. 2. Зависимость горизонтальных колебаний ротора (точка А) от вертикальных колебаний точки зацепления штока с приводным электродвигателем (точка В)

На основании полученных данных (рис. 2) методом наименьших квадратов была аппроксимирована зависимость  $x_0$  от  $z_1$  линейной функцией  $x_0 = a + bz_1$ .

Согласно этому методу

$$a = (\sum x_{0i} \sum z_{1i}^2 - \sum z_{1i} \sum x_{0i} z_{1i}) / \Delta, \quad (14)$$

$$b = (N \sum x_{0i} \sum z_{1i} - \sum x_{0i} \sum z_{1i}) / \Delta, \quad (15)$$

где 
$$\Delta = N \sum z_{1i}^2 - (\sum z_{1i})^2. \quad (16)$$

После расчетов по формулам (14), (15), (16) были получены значения  $a=1,513E-04$ ,  $b=3,041$ , т.е. усредненная зависимость между  $x_0$  и  $z_1$  имеет вид

$$x_0 = 0,0001513 + 3,041z_1. \quad (17)$$

Зависимость (17) имеет важное значение при наладке динамических характеристик центробежной установки. Она использовалась для решения задачи динамической балансировки ротора на месте без разборки. Так как в точке А измерить горизонтальные колебания практически невозможно, то измерялись вертикальные колебания в точке В и, используя формулу пересчета (17), определялись горизонтальные колебания ротора в точке А.

Далее динамическая балансировка ротора центробежной установки выполнялась методом пробных пусков по известным алгоритмам [3]. Применение данного метода наладки динамических характеристик центробежной установки позволило уменьшить уровень вибраций, вызванных неуравновешенностью ротора до 0,05 мм/с, что в 1,5 раза меньше, чем при отдельной балансировке ее элементов на балансировочных станках.

### Литература

1. Кельзон, А.С. Динамика роторов в упругих опорах / А.С. Кельзон, Ю.П. Циманский, В.И. Яковлев. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1981. – 280 с.
2. Маслов, Г.С. Расчеты колебаний валов: справ. / Г.С. Маслов. – 2-е издание, перераб. и доп. – М: Машиностроение, 1980 – 151 с.
3. Вибрации в технике. Справочник. Т. 6. Защита от вибрации и ударов / под ред. К.В. Фролова. – М.: Машиностроение, 1981 – 456 с.

УДК 622.23.051.15+622.23.052

## ОБОРУДОВАНИЕ И ИНСТРУМЕНТ, ПРИМЕНЯЕМЫЕ ДЛЯ БУРЕНИЯ СКВАЖИН ПОДЗЕМНОЙ ЭКСПЛУАТАЦИОННОЙ РАЗВЕДКИ

Д.Т. Карабань, А.Л. Поляков

*ЧНПУП «Институт горного дела», Солигорск*

Введение Освоение Старобинского месторождения началось в 1961 году и представляет собой соленосную толщу мощностью около 300 – 400 м, представленную чередованием пластов каменной соли и глинисто-карбонатных пород, среди которых залегают четыре калийных горизонта. Породы, встречающиеся при разработке Старобинского месторождения калийных солей, в основном, не отличаются высокой прочностью. Их крепость по шкале Протодяконова изменяется в пределах от 1 до 4. При разработке Второго, Третьего, а также частично Первого калийных горизонтов встречаются различные геологические нарушения, такие, как:

- геологические нарушения типа «мульда погружения»;
- замещение продуктивного калийного пласта каменной солью;
- тектонические нарушения.