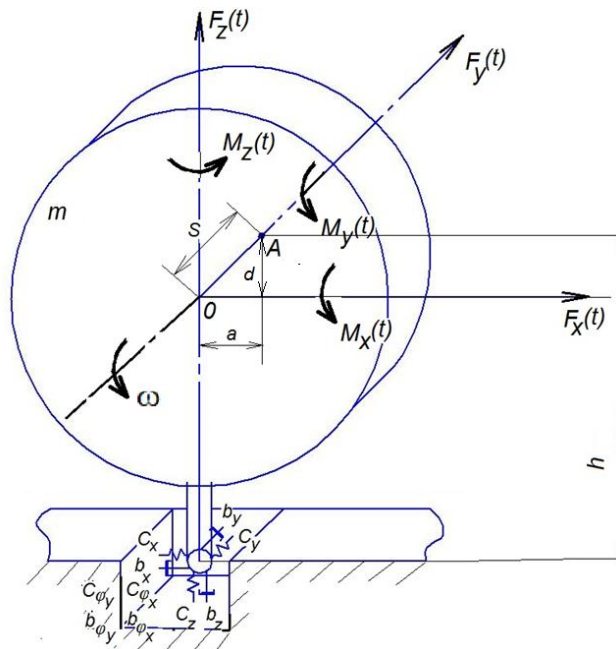


УДК 676.024.61

Асп. С.А. Душина  
Рук. С.Н. Вихарев  
УГЛТУ, Екатеринбург

## ДИНАМИЧЕСКАЯ И МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛИ ДИСКОВОЙ МЕЛЬНИЦЫ (МД)

Ротор, элементы корпуса и поддерживающая конструкция МД представляют собой единую динамическую систему. Конструкция дисковой мельницы симметрична относительно вертикальной плоскости, проходящей через ось ротора. Центры масс корпуса с постаментом, а также центр жёсткости виброизоляторов лежат на одной линии. Модель системы представляется в виде пространственной одномассной модели (рисунок).



Динамическая модель дисковой мельницы

Из условия равенства сил получена следующая система взаимосвязанных дифференциальных уравнений, описывающих колебания пространственной одномассной системы:

$$\begin{aligned} mx + b_x(x - h\varphi_x) + C_x(x - h\varphi_x) &= F_x(t); \\ my + b_y(y - h\varphi_y) + C_y(y - h\varphi_y) &= F_y(t); \\ mz + b_z(z - h\varphi_z) + C_z(z - h\varphi_z) &= F_z(t); \\ \theta_x \ddot{\varphi}_x + m\dot{x}d - m\ddot{z}a - m\ddot{y}s + b_{\varphi_x} \dot{\varphi}_x + C_{\varphi_x} \varphi_x &= M_x(t); \\ \theta_y \ddot{\varphi}_y + m\dot{x}d - m\ddot{z}a - m\ddot{y}s + b_{\varphi_y} \dot{\varphi}_y + C_{\varphi_y} \varphi_y &= M_y(t); \\ \theta_z \ddot{\varphi}_z + m\dot{x}d - m\ddot{z}a - m\ddot{y}s &= M_z(t), \end{aligned}$$

где  $z$ ,  $x$ ,  $y$  – перемещения центра масс МД в вертикальном направлении, в горизонтальном направлении, перпендикулярном оси вращения ротора, в горизонтальном направлении, совпадающем с осью вращения ротора соответственно;

$\varphi_{u_z}$  – углы поворота относительно центра жёсткости массы МД;

$\omega$  – частота вращения ротора;

$\theta_{u_z}$  – массовые моменты инерции системы относительно осей, проходящих через центр масс;

$m$  – масса системы;

$C_{u_z}, C_{\varphi_u}$  – коэффициенты жёсткости опорных конструкций соответственно при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

$b_w, b_{\varphi_u}$  – коэффициенты неупругих сопротивлений опорных конструкций соответственно при вертикальных, горизонтальных, аксиальных и поворотных перемещениях;

$s, d, \alpha$  – расстояния между центрами масс и жёсткости опорного элемента соответственно по аксиальной, вертикальной и горизонтальной осям;

$F_u(t), M_u(t)$  – суммарные силы и моменты сил, действующие на ротор МД;  $u - x, y, z$ .

Вынужденные колебания системы исследуются путём частного решения системы неоднородных дифференциальных уравнений (1) в виде

$$v_k = S_{avk}^{(1)} \sin \omega t + S_{avk}^{(2)} \cos \omega t, \quad (2)$$

где:  $v - y, z, x, \varphi_x, \varphi_y, \varphi_z$ ;  $k - 1, 2, \dots, n-1, n$ .

Подстановка решений (2) в уравнения (1) при двух граничных условиях  $\sin \omega t = 1, \cos \omega t = 0$  и  $\sin \omega t = 0, \cos \omega t = 1$  приводит к системе алгебраических уравнений, решение которой относительно  $S_{avk}^I$  и  $S_{avk}^{II}$  позволяет определить амплитуды виброперемещений масс МД и поддерживающей конструкции по формуле\*

$$S_{avk} = \sqrt{(S_{avk}^I)^2 + (S_{avk}^{II})^2}. \quad (3)$$

---

\* Вихарев С.Н. Разработка методов и средств виброзащиты и вибрационной диагностики дисковых мельниц: дис. ... канд. техн. наук / С.Н. Вихарев. Екатеринбург, 1993. 235 с.