

УДК 621.926.22

## СНИЖЕНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ НАГРУЗОК НА СТАНИНУ ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ ПРИ ДРОБЛЕНИИ ВЫСОКОПРОЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

**Ж.И. Кузбаков**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлургия» РГП на ПХВ «Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова», г. Актобе, Республика Казахстан, E-mail: [agu\\_metallurgy@mail.ru](mailto:agu_metallurgy@mail.ru)

**Аннотация.** Для снижения уровня динамических нагрузок на станину щековой дробилки от нагрузок колебательного характера предлагается уменьшить жесткость станины путем установки резиновой прокладки между станиной и фундаментом.

*Ключевые слова:* циклическое нагружение, перегрузка, усталостное разрушение, динамическая нагрузка, колебание, момент дробления, эксцентриковый вал, деформация, упругость, возмущения, удар.

## REDUCING OF DYNAMIC LOADS ON THE FRAME OF A JAW CRUSHER AT CRUSHING MATERIALS WITH HIGH STRENGTH

**G. Kuzbakov**, PhD, Associate Professor, Department of Metallurgy Aktobe Regional State University K.Zhubanova, Aktobe city, Kazakhstan, e-mail: [agu\\_metallurgy@mail.ru](mailto:agu_metallurgy@mail.ru)

**Abstract.** To reduce the vibrational dynamic loads on the frame of jaw crusher proposed to reduce the stiffness of the frame by installing a rubber gasket between the frame and the foundation.

*Keywords:* cyclic loading, overload, fatigue failure, dynamic load, oscillation, time of crushing, the eccentric shaft, deformation, elasticity, perturbation, impact load.

**Введение.** Щековые дробилки относятся к машинам циклического нагружения. Эти нагрузки, особенно при дроблении прочных слитков металла, нередко бывают близки к ударному, что приводит к возникновению в них больших динамических нагрузок. Уровень динамических нагрузок колебательного характера в этих машинах очень высок, что приводит к различным разрушениям и поломкам.

Причинами являются перегрузки, усталостные разрушения от периодического действия динамических нагрузок, которые в 2,5-3 раза превышают технологические нагрузки [1]. Сведения о характере нагружения и условиях эксплуатации этих машин, используемых в ферросплавном производстве, приведены в работе [2].

**Материал и результаты исследований.** Известно, что во многих машинах основными нагрузками определяющими прочность и долговеч-

ность, являются динамические нагрузки колебательного характера. Опасные колебания могут возникать как при неустановившемся (переходном процессе), так и при установившемся движении.

Так, например, момент дробления, действующий на подвижную и неподвижную щеки при захвате металлического слитка дробящими плитами, является нелинейной функцией угла поворота эксцентрикового вала щековой дробилки и зависит от деформации станины и щек. При дроблении этого слитка в станине дробилки могут возбуждаться продольные и крутильные колебания. Устойчивые колебания дробильной машины могут являться причиной усталостного разрушения станины и фундамента.

Расчетная схема механической системы щековой дробилки, учитывающая упругость станины, в которой при наличии внешних возмущений могут возбуждаться крутильные и продольные колебания, представлена на рис. 1.

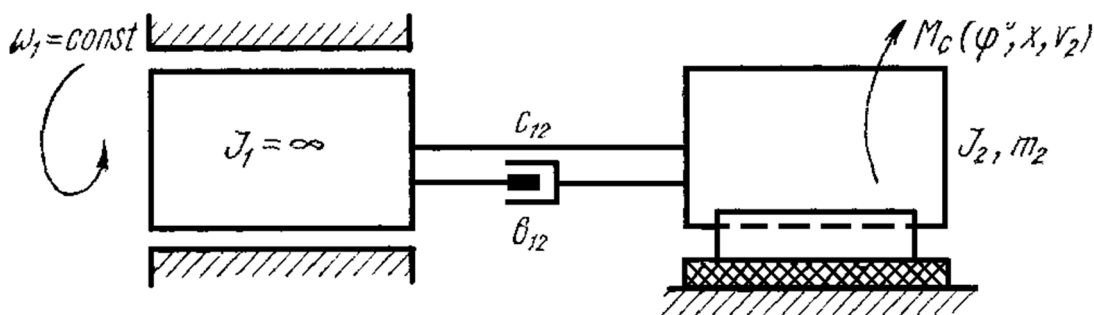


Рисунок 1 – Расчетная схема щековой дробилки при учете упругости станины.

Момент сил трения нелинейно зависит от скорости перемещения  $x$  эксцентрикового вала

$$M_c = M_c^0 - m_0 (\alpha_1 v - \alpha_2 v^2 - \alpha_3 v^3), \quad (1)$$

где  $M_c^0 = m_0 \alpha_0$  начальное значение момента сил трения;  $\alpha_i (i = 0, 1, 2, 3)$  – постоянные коэффициенты, зависящие от условий работы трущихся поверхностей.

Зависимость для момента дробления может быть определена по формуле

$$M_d = P_c v r^2 (\phi_0 - \phi + \phi_m) (\phi_0 - \phi + \phi_m) = P r (\phi_0 - \phi + \phi_m) \quad (2)$$

где  $P_c$  – среднее давление слитка на дробящие плиты;  $v$  – ширина слитка;  $r$  – радиус рифлений плит (продольный профиль);  $P$  – усилие дробления;

$\phi$  – угол поворота эксцентрикового вала;  $\phi_0$  и  $\phi_m$  – начальное и текущее значение угла встречи металлического слитка дробящими плитами:

$$\phi_0 = \sqrt{\frac{H - x_0}{r}}; \quad \phi_m = \sqrt{\frac{(H - x_0) - x}{r}}, \quad (3)$$

где  $H$  — толщина слитка;  $x_0, x$  — начальное расстояние между плитами и увеличение этого расстояния.

Текущее значение угла встречи металла с плитами можно приблизительно определить:

$$\phi_m \approx \phi_0 \left[ 1 - \frac{x}{2(H - x_0)} \right] = \phi_0 (1 - sx). \quad (4)$$

С учетом (1), (2), (3) и (4) можно записать дифференциальные уравнения продольно-крутильных колебаний в системе (рис. 1):

$$\left. \begin{aligned} m_2 \ddot{x} + kx &= P(\phi - sx); \\ J_2 \ddot{\theta} + h_{12} \dot{\theta} + c_{12} \theta &= -2P_0 r (\phi - sx) \left[ \frac{1}{2}(\phi - sx - \phi) + a'_0 - a'_0 \dot{\theta} - a'_2 \theta^2 + a'_3 \theta^3 \right] \end{aligned} \right\} \quad (5)$$

где  $a'_0 = T_0 - T_1 \omega_1 - T_2 \omega_1^2 + T_3 \omega_1^3$ ;

$$a'_1 = T_1 + 2T_2 \omega_1 - 3T_3 \omega_1^2$$

$$a'_2 = 3\omega_1 T_3 - T_2; \quad a'_3 = T_3; \quad T_i = a_i r^i \quad (i = 0, 1, 2, 3);$$

$p_0 = p_c \nu r$ ;  $\theta$  — деформация сдвига при крутильном колебании;

$p$  — частота колебаний.

В уравнениях (5) величину  $\phi$  считаем постоянным параметром, который может принимать ряд последовательных значений  $0 \leq \phi \leq \phi_y$ .

Первоначальный захват плоского слитка металла дробящими плитами сопровождается ударом, эта масса при возникновении колебаний имеет какую-то начальную скорость  $v_0$ . Тогда решение первого уравнения (5) при начальных условиях  $x(0) = 0, \dot{x}(0) = v_0$  имеет вид

$$x(t) = d_1 + d_2 \sin(\lambda t + \beta), \quad (6)$$

$$\text{где } d_1 = \frac{P_0 \phi}{K + p_0 s}, \quad d_2 = \sqrt{d_1^2 + \left( \frac{v_0}{\lambda} \right)^2};$$

$$\operatorname{tg} \beta = -\frac{d_1 \lambda}{v_0}, \quad \lambda = \sqrt{\frac{K + p_0 s}{m_2}}.$$

Подставим решение (6) во второе уравнение системы (5).

$$\ddot{\theta} + p^2 \theta = C_0 + C_1 \sin(\lambda t + \beta) + \left\{ 2n a'_1 \left[ m - s d_2 \sin(\lambda t + \beta) - \frac{h_{12}}{J_2} \right] \right\} \times$$

$$\theta - 2n(m - s d_2 \sin(\lambda t + \beta)) (a'_2 + a'_3 \dot{\theta}) \dot{\theta}^2,$$

$$\text{где } C_0 = n[(\phi_0 + 2a'_0)m - \beta \phi^2]; \quad C_1 = n s(\phi_0 + 2a'_0);$$

$$m = \phi - s d_1; \quad n = p_0 r / J_2; \quad p^2 = C_{12} / J_2.$$

В уравнении (7) опущены члены, содержащие величины  $s^2 \left( d_1^2 + \frac{1}{2} d_2^2 \right)$ ,  $2s^2 d_1 d_2$ , поскольку эти величины по модулю намного меньше остальных членов дифференциального уравнения.

Рассмотрим нерезонансный случай, т. е.  $p \neq \frac{r}{q} \lambda$ .

Воспользуемся заменой переменной

$$\theta = \gamma - \frac{C_0}{p^2} + \frac{C_1}{p^2 - \lambda^2} \sin(\lambda t + \beta). \tag{8}$$

Приведем уравнение (7) к виду

$$\ddot{\gamma} + p^2 \gamma = \left\{ 2na'_1 [m - s d_2 \sin(\lambda t + \beta)] - \frac{h_{12}}{J_2} \right\} \times [\dot{\gamma} + h \lambda \cos(\lambda t + \beta)] - 2[m - s d_2 \sin(\lambda t + \beta)] \times n \{ a'_2 + a'_3 [\dot{\gamma} + h \lambda \cos(\lambda t + \beta)] \} [\dot{\gamma} + h \lambda \cos(\lambda t + \beta)]^2, \tag{9}$$

где  $h = C_1 / (p^2 \lambda^2)$ . (10)

В предположении малости правой части уравнения (9), используя следующие формулы первого приближенного вида [1]

$$\frac{dA}{dt} = \varepsilon C_1(A), \quad \frac{d\psi}{dt} = p + \varepsilon v, (A) \tag{10^a}$$

где  $A$  - амплитуда,  $\psi$  - фаза, играющая роль быстрого переменного и формулы вида

$$u_1(A, \psi, \theta, t) = \frac{1}{2\pi^2} \sum_{\substack{n, m = -\infty \\ [n^2 + (m^2 - 1)^2 \neq 0]}^{\infty} \times \\ \times \left\{ \frac{\cos(n\theta t + m\psi)}{p^2 - (n\theta + m p)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f_0(A, \phi, \theta t) \cos(n\theta t + m\psi) \times \right. \\ \times d(\theta t) d\psi + \frac{\sin(n\theta t + m\psi)}{p^2 - (n\theta + m p)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f_0(A, \psi, \theta t) \times \\ \left. \times \sin(n\theta t + m\psi) d(\theta t) d\psi \right\} \tag{10^b}$$

Получим

$$\ddot{A} = \frac{A}{2} \left\{ [nm(2a'_1 - 3a'_3 h^2 \lambda^2)] - \frac{h_{12}}{J_2} - \frac{3}{2} h m a'_3 p^2 A^2 \right\}, \quad \psi = p \tag{11}$$

Из первого уравнения системы (11) получаем выражение для амплитуды установившихся колебаний с частотой  $p$ :

$$A = \sqrt{\frac{2(2na'_1 m - 3na'_3 m h^2 \lambda^2) - 2h_{12} / J_2}{3nm a'_3 p^2}}. \quad (12)$$

Если проинтегрировать уравнения (11) при начальных условиях  $A(0) = A_0$ ,  $\psi(0) = \psi_0$ , то получим

$$\left. \begin{aligned} A^2(t) &= \frac{A_0^2 e^{L_1 t}}{\left(1 - \frac{3 L_2}{2 L_1} A_0^2\right) + \frac{3 L_2}{2 L_1} A_0^2 e^{L_1 t}}; \\ \psi(t) &= pt + \psi_0; \\ \gamma(t) &= \frac{A_0^2 e^{L_1 t} \sin(pt + \psi_0)}{\left(1 - \frac{3 L_2}{2 L_1} A_0^2\right) + \frac{3 L_2}{2 L_1} A_0^2 e^{L_1 t}}, \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

где  $L_1 = nm(2a'_1 - 3a'_3 \lambda^2 h^2) - h_{12} / J_2$ ;  $L_2 = mn a'_3 p^2$ .

Если  $2a'_1 nm > 3nm a'_3 \lambda^2 h^2 + \frac{h_{12}}{J_2} 2$  и  $L_1 > 0$ , то, как следует из выражения для  $\gamma(t)$  в уравнении (13), с течением времени в системе устанавливаются колебания с амплитудой ( $A$ ) и частотой  $p$ . Если  $2nm a' < h_{12} / J_2 + 3nm a'_3 \lambda h^2$  и  $L_1 < 0$ , то, как следует из выражения (13), амплитуда колебаний стремится к нулю и колебания на частоте  $p$  со временем затухают (продольные колебания). Учитывая формулы (8), (13) и следующую  $\phi(t) = A \cos \psi + \varepsilon u_1(A, \psi, \theta t)$ , где  $A, \psi$  определяются из уравнений  $\frac{dA}{dt} = \varepsilon C_1(A)$ ,  $\frac{d\psi}{dt} = p + \varepsilon B(A)$ , запишем выражение, определяющее деформацию упругого звена в установившемся режиме колебаний:

$$\vartheta \theta(t) = \theta_y + A \cos(pt + \psi^2) + h \sin(\lambda t + \beta), \quad (14)$$

где  $\theta_y = C_0 / p^2$ ,  $A, h$  – установившиеся значения амплитуды соответственно на частоте  $p, \lambda$ .

Таким образом, изменение упругих деформаций в установившемся режиме колебаний имеет двухчастотный характер. Величина  $h$ , определяемая формулой (10), показывает, что продольные колебания приводят к уменьшению амплитуд на частоте  $p$ . Если

$$h \geq \sqrt{\frac{2na'_1 m - h_{12} / J_2}{3nm a'_3 \lambda^2}},$$

то в установившемся режиме колебания с частотой  $p$  будут отсутствовать или затухать, т. е.

$$\theta(t) = \theta_y + n \sin(\lambda t + \beta). \quad (15)$$

Величина  $h$  определяется на основании формулы (10), поэтому путем уменьшения жесткости станины дробилки и увеличения трения покоя

можно существенно снизить амплитуду крутильных колебаний, не допуская возбуждения автоколебаний на частоте  $p$ . На практике этого можно добиться путем установки резиновой прокладки между станиной дробилки и фундаментом. Величина  $h$  зависит от величины  $s$ , которая определяется формулой (4). Параметр  $s$  тем больше, чем меньше толщина дробимого слитка металла. Следовательно, при дроблении слитка большой толщины амплитуда автоколебаний ( $A$ ) на частоте  $p$  может быть гораздо больше, чем при дроблении тонких слитков. Расчеты показывают, что в этом случае толщина слитка не должна превышать  $50 \div 60$  мм для данной прочности дробимого слитка металла ( $\sigma_p \approx 2500$  МПа). В качестве дополнительной упругой связи, т.е., резиновой прокладки, согласно методики инженерного расчета [4] принимаем ребристую резину средней жесткости, у которой динамический модуль упругости  $E=(200-250)10^5$  Н/м<sup>2</sup> допустимая нагрузка на сжатие  $\sigma = (3-4) \cdot 10^5$  Н / м<sup>2</sup>.

#### ЛИТЕРАТУРА

1. Иванченко Ф.К., Красношапка В.А. Динамика металлургических машин. М.: Металлургия, 1983.- 295 с.
2. Кузбаков Ж.И. Условия эксплуатации и характер нагружения щековых дробилок при измельчении особо прочных материалов. / Материалы международной научно-практической конференции. Комплексная переработка минерального сырья. Караганда, 2008. – С. 220 –228.
3. Клушанцев Б.В., Косарев А.И., Музеймек Ю.Ф. Дробилки. Конструкция, расчет, особенности эксплуатации. М.: Машиностроение, 1990. – 320 с.
4. Руководство по проектированию виброизоляции машин и оборудования. М.: Стройиздат, 1972. – 80 с.

УДК 621.926.22

#### КОЛЕБАНИЯ ПРИВОДНОГО УСТРОЙСТВА ЩЕКОВОЙ ДРОБИЛКИ И МЕРЫ ПО ИХ ЛОКАЛИЗАЦИИ

**Ж.И. Кузбаков**, кандидат технических наук, доцент кафедры «Металлургия» РГП на ПХВ «Актюбинский региональный государственный университет им. К. Жубанова», г. Актобе, Республика Казахстан, E-mail: [agu\\_metallurgy@mail.ru](mailto:agu_metallurgy@mail.ru)

**Аннотация.** При дроблении ферроматериалов предлагается использовать щековую дробилку с простым качанием щеки, являющейся с точки зрения динамики более совершенной машиной, чем дробилка со сложным движением щеки.

*Ключевые слова:* шатун, эксцентриковый вал, распорные плиты, маховики, колебания, приводное устройство, локализация.