

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

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

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.

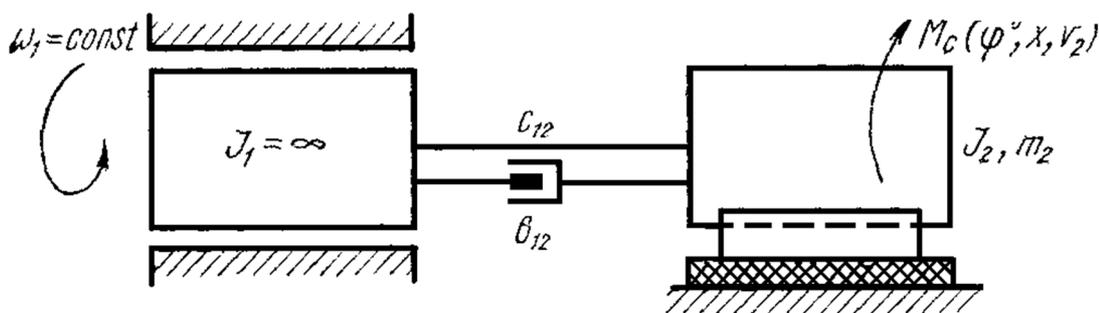


Рисунок 1 – Расчетная схема щековой дробилки при учете упругости станины.

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;

ϕ – угол поворота эксцентрикового вала; ϕ_0 и ϕ_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 $a'_0 = T_0 - T_1 \omega_1 - T_2 \omega_1^2 + T_3 \omega_1^3$;

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

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

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

p — частота колебаний.

В уравнениях (5) величину ϕ 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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Приведем уравнение (7) к виду

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

$$\text{где } h = C_1 / (p^2 \lambda^2).$$

(10)

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

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

где A - амплитуда, ψ - фаза, играющая роль быстрого переменного и формулы вида

$$u_1(A, \psi, \theta, t) = \frac{1}{2\pi^2} \sum_{\substack{n, m = -\infty \\ [n^2 + (m^2 - 1)^2 \neq 0]}}^{\infty} \times$$

$$\times \left\{ \frac{\cos(n\theta t + m\psi)}{p^2 - (n\theta + m p)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f_0(A, \phi, \theta t) \cos(n\theta t + m\psi) \times \right.$$

$$\times d(\theta t) d\psi + \frac{\sin(n\theta t + m\psi)}{p^2 - (n\theta + m p)^2} \int_0^{2\pi} \int_0^{2\pi} f_0(A, \psi, \theta t) \times$$

$$\times \sin(n\theta t + m\psi) d(\theta t) d\psi \left. \right\} \quad (10^b)$$

Получим

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

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 $2nm a' < h_{12} / J_2 + 3nm a'_3 \lambda^2 h^2$ 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, ψ 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, λ .

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/м² допустимая нагрузка на сжатие $\sigma = (3-4) \cdot 10^5$ Н / м².

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

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.