

УДК 631.363.2

И.Е. Рыжков, А.В. Андрушевич

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ВЛИЯЮЩИХ НА ДИНАМИКУ МАШИН ДРОБИЛЬНОГО КОМБИКОРМОВОГО ПРОИЗВОДСТВА

Розглянута динаміка машин дробильного комбікормового виробництва, що дозволяє визначити основні параметри, які на неї впливають.

Дробление занимает важное место в технологической цепочке производства комбикормов. Как показывает опыт, наиболее полно требования к рациональной организации процесса дробления в комбикормовом производстве могут быть реализованы в молотковых дробилках.

Молотковые дробилки являются наиболее распространенными машинами, применяемыми на всех стадиях дробления [1]. Во многих случаях они вытеснили, использовавшиеся ранее, щековые дробилки. И сегодня молотковые дробилки продолжают успешно конкурировать с дробильными машинами, использующими иные принципы разрушения материала.

Основные технологические параметры дробилки, надёжность её работы в целом существенно зависят от воздействия вынужденной вибрации билов, вызванные их неуравновешенностью, а также меняющейся во времени и переменной по длине била нагрузкой.

Различают статическую и динамическую неуравновешенность билов.

Случаи существования статической и динамической неуравновешенности билов отдельно практически не встречаются, а наблюдается статико-динамическая неуравновешенность, то есть наряду с наличием статического момента от неуравновешенной массы в плоскости, перпендикулярной к оси вращения билов, существует и момент центробежных сил в плоскости оси вращения. Поэтому под неуравновешенностью билов следует понимать их статико-динамическую неуравновешенность.

Неуравновешенность или дисбаланс билов является неизбежным фактором, возникающим в процессе производства из-за неточности изготовления билов, неточного центрирования их при установке на вал.

Поэтому окончательной операцией при сборке дробилок является их динамическая балансировка – процесс определения величины и направления неуравновешенных результирующих сил инерции и их устранение. Процесс динамической балансировки является сложным и трудоемким, требующий специального оборудования.

В процессе эксплуатации, в силу сложных условий работы билов (непрерывно изменяющейся по величине и направлению нагрузки), происходит нарушение их первоначальной сбалансированности, сопровождающееся увеличением дисбаланса в 5-10 раз.

Основными причинами увеличения дисбаланса являются неравномерный износ билов, их деформация.

Практика эксплуатации дробилок показала, что дисбаланс билов приводит к колебаниям, которые при определенной частоте вращения приводят к резонансу. При достижении, которого от гармонического возбуждения переменной частоты и постоянной амплитуды система испытывает максимальную деформацию.



Рис. 1 – Вибрирующий бил стержень

В связи с этим представляет интерес аналитическое исследование колебания била при действии на него равночастотных гармонических нагрузок.

Дифференциальное уравнение вынужденных колебаний била (рисунок 1), который представлен в виде стержня с распределенной

по длине массой, имеет вид

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2} \left[E \cdot I \cdot \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \right] + \mu \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = P(x, t), \quad (1)$$

где μ – погонная масса била; I – момент инерции поперечного сечения; $P(x, t)$ – меняющаяся во времени и переменная по длине стержня нагрузка; y – перемещение оси стержня, являющееся функцией координат и времени.

Если бил – стержень постоянной жесткости несет нагрузку, равномерно распределенную по длине и подвержен продолжительному действию гармонических синфазных сил P_i и моментов M_i , то решение уравнения (1) по методу начальных параметров приводит к следующим зависимостям для амплитуд прогиба, углов поворота изгибающих моментов и поперечных сил по концам стержня 1 и 2:

$$y_2 = y_1 \cdot A(l) + \varphi_1 \cdot \frac{B(l)}{k} + M_1 \cdot C(l) \cdot \frac{1}{E \cdot I \cdot k^2} + Q_1 \cdot D(l) \cdot \frac{1}{E \cdot I \cdot k^3} + y;$$

$$\varphi_2 = -y_1 \cdot D(l) \cdot k + \varphi_1 \cdot A(l) - M_1 \cdot B(l) \cdot \frac{1}{E \cdot I \cdot k} + Q_1 \cdot C(l) \cdot \frac{1}{E \cdot I \cdot k^2} - \varphi;$$

$$M_2 = y_1 \cdot C(l) \cdot E \cdot I \cdot k^2 + \varphi_1 \cdot D(l) \cdot E \cdot I \cdot k + M_1 \cdot A(l) + Q_1 \cdot B(l) \cdot \frac{1}{k} + M;$$

$$Q_2 = -y_1 \cdot B(l) \cdot E \cdot I \cdot k^3 + \varphi_1 \cdot C(l) \cdot E \cdot I \cdot k^2 - M_1 \cdot D(l) \cdot k + Q_1 \cdot A(l) -$$

$$- k \sum M_i \cdot D(r_i) + \sum P_i \cdot A(s_i) - \Theta^2 \sum m_i \cdot y_i \cdot A(t_i) - k \cdot \Theta^2 \sum I_i \cdot \varphi_i \cdot D(t_i),$$

где $y_1, y_2, \varphi_1, \varphi_2, M_1, M_2, Q_1, Q_2$ – амплитуды прогиба, углы поворота, изгибающего момента и поперечной силы соответственно в начальном сечении 1 и конечном сечении 2; P_i, M_i – амплитуды пульсирующих сосредоточенных сил и моментов внешней нагрузки; m_i, I_i – значения сосредоточенных масс и их мо-

ментов инерции; y_i, φ_i – амплитуды прогиба и угла поворота тех сечений, где находятся сосредоточенные массы; A, B, C, D – гиперболо-тригонометрические функции, определяемые выражениями

$$A(x) = \frac{1}{2} [\cos(kx) + \operatorname{ch}(kx)];$$

$$B(x) = \frac{1}{2} [\sin(kx) + \operatorname{sh}(kx)];$$

$$C(x) = \frac{1}{2} [\cos(kx) - \operatorname{ch}(kx)];$$

$$D(x) = \frac{1}{2} [\sin(kx) - \operatorname{sh}(kx)];$$

аргумент x принимает значения l, r_i, s_i, t_i ; Θ – частота внешних пульсирующих нагрузок;

$$k = \sqrt[4]{\frac{\mu \cdot \Theta^2}{E \cdot I}};$$

y, φ, M учитывают внешние нагрузки и определяются выражениями

$$y = \frac{1}{E \cdot I \cdot k^2} \left[\sum_i M_i C(r_i) + \frac{1}{k} \sum_i P_i D(s_i) + \Theta^2 \sum_i I_i \varphi_i C(t_i) - \frac{\Theta^2}{k} \sum_i m_i y_i D(t_i) \right];$$

$$\varphi = \frac{1}{E \cdot I \cdot k} \left[\frac{1}{k} \sum_i P_i C(s_i) - \sum_i M_i B(r_i) - \Theta^2 \sum_i J_i \varphi_i B(t_i) - \frac{\Theta^2}{k} \sum_i m_i y_i C(t_i) \right];$$

$$M = \sum_i M_i A(r_i) + \frac{1}{k} \sum_i P_i B(s_i) + \Theta^2 \sum_i I_i \varphi_i A(t_i) - \frac{\Theta^2}{k} \sum_i m_i y_i B(t_i).$$

Так как стержень закреплен на валу, то сечение стержня 1 не имеет перемещений в этом сечении, следовательно, $y_1 = 0$.

Рассмотренный аналитический метод можно использовать для проектных расчетов, а также для определения вибрационной изоляции опор вала, на котором установлены билы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Барабашкин В.П. Молотковые и роторные дробилки. –М.: Наука, 1973.
2. Керопян К.К., Чеголин П.М. Электрическое моделирование в строительной механике. –М.: Госстройиздат, 1963.