

ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

УДК 631.363

И.Я. Федоренко, Р.В. Бесполденев
I.Ya. Fedorenko, R.V. Bspoldenov

ПРИЧИНЫ ВИБРОАКТИВНОСТИ МОЛОТКОВЫХ ЗЕРНОДРОБИЛОК С ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РАСПОЛОЖЕНИЕМ БАРАБАНА

CAUSES OF VIBRATING HAMMER GRINDERS WITH HORIZONTAL DRUM ARRANGEMENT

Ключевые слова: виброактивность, измельчение, фуражное зерно, молотковая дробилка, динамика системы.

Установлено, что источником повышенной виброактивности дробилок с горизонтальным расположением барабана являются ударные импульсы, возникающие при взаимодействии молотков с исходным материалом во время прохождения их под загрузочной горловиной. В связи с этим введено новое научное понятие «технологическая виброактивность дробилки». В процессе математического моделирования обоснована замена кратковременных импульсов взаимодействия молотка и материала на мгновенные импульсы их ударного взаимодействия. Показано, что в дробилке нужно избегать ударных резонансов, способных возникнуть при действии кратковременных импульсов взаимодействия молотков и материала. Появление таких резонансов повышает виброактивность дробилки, со всеми вытекающими негативными последствиями. Аналитически установлено условие, при котором отсутствуют ударные резонансы, а ударные импульсы не передаются на оси подвеса молотков –

это и есть условие минимизации технологической виброактивности дробилок.

Keywords: vibrativity, grinding, forage grain, hammer crusher, system dynamics.

It has been established that the source of the increased vibration of crushers with the horizontal location of the drum are percussion pulses, which occur when hammers interact with the source material during their passage under the loading device. In this regard, a new scientific concept of "technological vibration of the crusher" has been developed. In the process of mathematical modeling, the replacement of short-term impulses of hammer interaction and material with instant impulses of their shock interaction is justified. It is shown that in the crusher it is necessary to avoid shock resonances, which can occur when the short-term impulses of interaction of hammers and material are effective. The appearance of such resonances increases the vibrating activity of the crusher with all the negative consequences. Analytically established a condition in which there are no shock resonances, and shock pulses do not pass on the suspension of hammers.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., профессор, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: IJFedorenko@mail.ru.

Бесполденев Роман Викторович, аспирант, ФГБОУ ВО Алтайский ГАУ, г. Барнаул, Российская Федерация, e-mail: roman3792007@rambler.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Bspoldenov Roman Viktorovich, post-graduate student, Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: roman 3792007@rambler.ru.

Введение

Молотковые дробилки фуражного зерна работают в очень напряженном динамичном режиме. Достаточно сказать, что угловая скорость вращения барабана составляет не ниже 270-280 с⁻¹. Линейные скорости молотков достигают значений 80-100 м/с, поэтому работа дробилок сопровождается значительным шумом и вибрацией, уровни которых превышают санитарные нормы [1]. По данным [2], уровень виброактивности подшипниковых узлов дробилки А1-ДМР составляет 0,014-0,020 м/с. Уровень шума достигает 102 дБ (А) при допустимой норме 85 дБ.

Источником высокочастотных вибраций является дисбаланс барабана, особо ощутимый по мере неравномерного износа молотков. Однако даже тщательно сбалансированный статически и динамически барабан (путем соответствующей подборки молотков) и имеющий на холостом ходу удовлетворительные динамические показатели, в процессе подачи материала на измельчение повышает свою виброактивность. Особенно существенно это проявляется в отношении молотковых дробилок с горизонтальным расположением барабана, поскольку появляются ударные импульсы при прохождении молотков под загрузочным устройством и их динамическим взаимодействием с входящим потоком исходного материала. Подтверждением этого служат экспериментальные наблюдения, обнаруживающие увеличение виброактивности дробильной машины при подаче материала на дробление, а также зависимость уровня виброактивности от вида материала. Такую виброактивность дробилки можно назвать технологической. Именно на ее устранение должны быть направлены научные исследования и конструкторские разработки. Однако на практике борются с ее следствием, пытаясь виброизолировать всю дробилку от фундамента.

Предложен несколько иной принцип – виброизоляция самого барабана дробилки с тем, чтобы колебания не распространялись на всю

машину [1]. Однако в этом случае барабан становится подвижным относительно дек дробильной камеры, при этом зазор между концами молотков и рифлями дек изменяется. Это может негативно сказаться на технологическом процессе измельчения.

Следует указать, что кроме снижения срока службы деталей и узлов дробилки вибрация косвенно повышает энергозатраты процесса измельчения. Обусловлено это дополнительным рассеянием энергии в конструктивных элементах и сопряжениях самой дробильной машины, фундаменте и прилегающем грунте. Потребляемая на это энергия «откачивается» от электродвигателя дробилки.

Поэтому **целью** исследования является поиск путей снижения технологической виброактивности молотковых дробилок с горизонтальным расположением барабана.

Объект и методика исследования

Схема, отражающая положение молотка дробилки во время ее работы, представлена на рисунке 1.

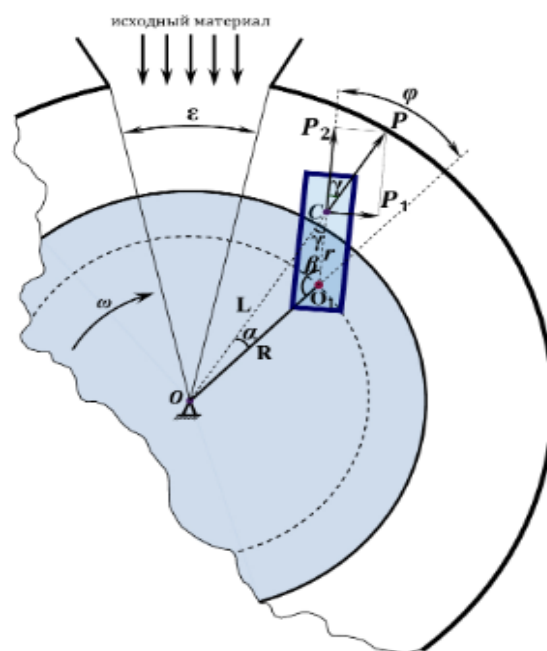


Рис. 1. Схема, поясняющая колебания молотка в поле центробежных сил (деки и измельчаемый материал условно не показаны)

Учитывая результаты работ [3, 4], уравнение относительных колебаний молотка вокруг оси своего подвеса в дисках барабана можно представить как колебания физического маятника в поле центробежных сил

$$J\ddot{\varphi} + k\dot{\varphi} + m\omega^2 Rr \sin \varphi = M_1 + M_2, \quad (1)$$

где J – момент инерции молотка относительно оси своего подвеса;

φ – угол отклонения молотка от радиального направления;

k – коэффициент сопротивления вращению молотка в шарнире подвеса;

m – масса молотка;

ω – угловая скорость барабана дробилки;

R – расстояние от центра вращения барабана до оси подвеса молотков (рис. 1);

r – расстояние от оси подвеса молотка до его центра тяжести (рис. 1);

M_1 – постоянный момент, действующий на молоток со стороны продуктового слоя, циркулирующего в камере измельчения;

M_2 – кратковременный момент, действующий на молоток во время его прохождения под загрузочным устройством дробилки и являющийся следствием удара по почти неподвижному потоку материала, поступающему на измельчение.

Сила тяжести молотка в уравнении (1) не представлена, поскольку она на три порядка меньше центробежной силы, действующей на молоток, т.е.

$$m\omega^2(R + r) \gg mg, \quad (2)$$

или

$$\frac{m\omega^2(R+r)}{g} \gg 1. \quad (3)$$

Для примера подсчитаем данное соотношение для широко распространенных в сельском хозяйстве молотковых дробилок производительностью 2-3 т/час. Для них характерно значение параметров: $\omega \approx 280 \text{ с}^{-1}$; $R \approx 0,3 \text{ м}$; $r \approx 0,025 \text{ м}$.

Расчет дает результат: $\omega^2(R + r)/g \approx 2600$, что и требовалось доказать.

Момент M_1 в той же работе [3] представлен в виде:

$$M_1(b\omega, \dot{\varphi}) = A(b\omega - \dot{\varphi}) + B(b\omega - \dot{\varphi})^2, \quad (4)$$

где A, B – эмпирические коэффициенты;

$b < 1$ – коэффициент, характеризующий отставание скорости циркуляции продуктового слоя от скорости молотков.

Момент M_2 может быть записан так

$$M_2 = \begin{cases} M_2^* & \text{при } 0 < t \leq t_1 \\ 0 & \text{при } t_1 < t \leq T \end{cases}, \quad (5)$$

где t_1 – время прохождения молотка под загрузочным устройством;

$T = 2\pi/\omega$ – время одного оборота барабана дробилки.

Суммарный момент составляет:

$$M = M_1 + M_2. \quad (6)$$

На рисунке 2 схематично представлен график этого суммарного момента. Промежуток времени Δt прохождения молотка около загрузочного устройства можно подсчитать так

$$\Delta t = \frac{\varepsilon}{2\pi} T = \frac{\varepsilon}{2\pi} \cdot \frac{2\pi}{\omega} = \frac{\varepsilon}{\omega}, \quad (7)$$

где ε – угол обхвата загрузочного устройства, рад (рис. 1).

Обычно угол ε составляет 15-20° (0,26-0,35 рад). Учитывая характерную угловую скорость барабана $\omega = 280 \text{ рад/с}$, будем иметь $\Delta t \approx 0,0010-0,0013 \text{ с}$.

Можно сравнить полученный результат с каким-нибудь характерным промежутком времени, например, периодом свободных колебаний молотка T_0 .

Период T_0 можно подсчитать, используя уравнение (1), следующим образом:

$$T_0 = \frac{2\pi}{\omega_0}, \quad (8)$$

где $\omega_0 = \omega \sqrt{\frac{m R r}{J}}$ – частота свободных колебаний молотка в поле центробежных сил, зависящая от угловой скорости ω барабана дробилки.

При массе молотка $m \approx 0,3 \text{ кг}$ и моменте инерции относительно шарнирного подвеса $J \approx 0,6 \times 10^{-3} \text{ кг м}^2$ значение ω_0 составляет примерно 560 с^{-1} , а $T_0 \approx 0,0113 \text{ с}$. Указанное соотношение $\Delta t / T_0$ не превышает значения 0,115.

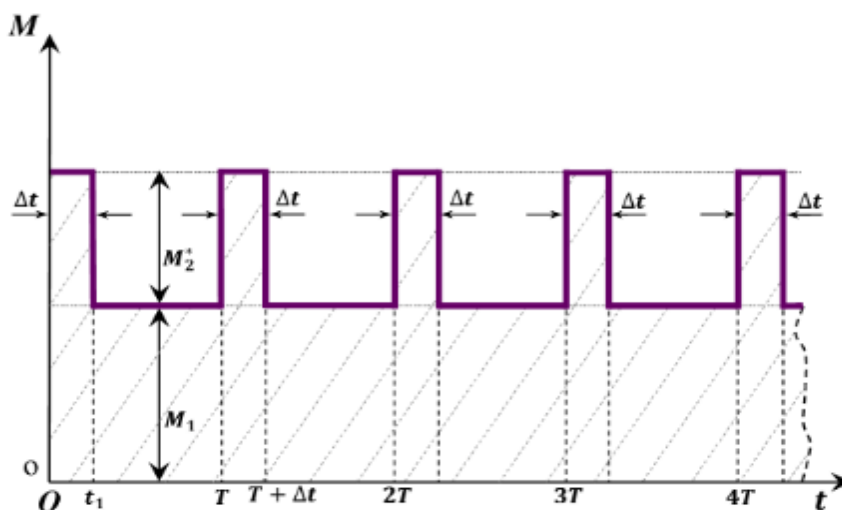


Рис. 2. График момента сопротивления, действующего на молоток со стороны дробимого материала

По графику, приведенному в книге Я.Г. Пановко [5, с. 70], для такого соотношения промежутков времени замена кратковременного импульса силы его мгновенным значением влечет ошибку примерно в 3%. Это приемлемо для инженерных расчетов.

Если же учитывать данные С.В. Мельникова [6], который приводит значение $\Delta t = 6,5 \times 10^{-5}$ с, то можно прогнозировать еще меньшую ошибку.

Сказанное позволяет рассматривать задачу о действии момента M_2 на нашу механическую систему как задачу о действии мгновенных периодических импульсов.

Импульс S , действующий на молоток, можно определить следующим образом:

$$S = P_2 \cdot \Delta t = m_1 \cdot \Delta v, \quad (9)$$

где P_2 – сила, действующая на молоток во время ударного воздействия;

m_1 – масса зерна, одновременно участвующая в ударе (зависит от подачи зерна);

Δv – изменение скорости молотка после удара.

Идеализация в виде мгновенных импульсов означает, что сила очень велика, а продолжительность ее воздействия стремится к нулю. Хотя в целом импульс принимает конечное значение, подсчитываемое по формуле (9).

После этих вступительных замечаний вернемся к анализу нашего уравнения (1).

Результаты исследования

Если бы не было момента M_2 (что характерно для дробилок с вертикальным расположением барабана), то уравнение (1) можно было бы привести к форме:

$$\ddot{\varphi} + 2n\dot{\varphi} + \omega_0^2 \sin \varphi = q_1(b\omega, \dot{\varphi}), \quad (10)$$

где введены обозначения

$$2n = \frac{\kappa}{J}; \quad \omega_0 = \omega \sqrt{\frac{M R r}{J}}; \quad q_1 = \frac{M_1}{J}. \quad (11)$$

В работе [3] показано, что действие момента M_1 приводит к появлению отклонения молотка от радиального положения в сторону, противоположную направлению вращения барабана, на угол, равный

$$\varphi_0 = \arcsin \frac{q_1(b\omega)}{\omega_0^2}. \quad (12)$$

Это положение молотка характеризует его динамическое равновесие. В той же работе [3] показано, что это положение устойчиво. Если по какой-либо причине молоток выведен из этого динамического состояния, то появившиеся колебания быстро затухают и молоток возвращается к своему неколебательному круговому движению с отклонением по углу φ_0 .

Уравнение, характеризующее это затухание колебаний, было записано в виде [3]:

$$\ddot{\xi} + [2n + q'_1(b\omega)] \dot{\xi} + (\omega_0 \cos \varphi_0)^2 \xi = 0, \quad (13)$$

где $\xi = \varphi - \varphi_0$ – новая переменная, характеризующая отклонение молотка от положения динамического равновесия с углом φ_0 ;

$q'(b\omega)$ – производная функции, характеризующая вид характеристики момента M_1 сопротивления на молотке.

Угол φ_0 , по данным [7], не превышает 17° . Значение косинуса для такого значения угла составляет $0,96 \approx 1$. Тогда уравнение (12) можно переписать в виде:

$$\ddot{\xi} + [2n + q'_1(b\omega)] \dot{\xi} + \omega_0^2 \xi = 0. \quad (14)$$

Что может вызвать отклонение молотка от равновесного положения φ_0 ? В дробилке с горизонтальным барабаном это, как уже говорилось, периодические воздействия материала во время прохождения молотка около загрузочного устройства. Для этого типа дробилок уравнение (14) должно быть дополнено правой частью в соответствии с уравнением (1)

$$\ddot{\xi} + 2n_* + \omega_0^2 \xi = q_2, \quad (15)$$

где $2n_* = 2n + q'_1(b\omega)$; (16)

$$q_2 = \begin{cases} M_2/J & \text{при } 0 \leq t \leq t_1 \\ 0 & \text{при } t_1 \leq t \leq T \end{cases}, \quad (17)$$

($T = \frac{2\pi}{\omega}$ – время одного оборота барабана).

Вынужденные колебания молотка под действием периодических импульсов, описываемые уравнением (15), можно рассматривать как установившийся режим колебаний при наличии восстанавливающей силы $\omega_0 \xi$ и с периодически повторяющимися начальными условиями:

$$1) t = 0; \xi = \xi_0; \dot{\xi} = \dot{\xi}_0; \quad (18)$$

$$2) t = T; \xi = \xi_0; \dot{\xi} = \dot{\xi}_0 \text{ и т.д.}$$

Однако в промежутке между импульсами колебания молотка являются свободными и происходят с частотой ω_0 . За период одного оборота барабана может происходить до 2-3 полных или неполных колебаний молотка.

Используя периодичность процесса и переходя в пределе к действию мгновенных импульсов, будем иметь

$$\xi(0) = \xi(T); \dot{\xi}(0) = \dot{\xi}(T) = \frac{S(R+r)}{J}, \quad (19)$$

где S – импульс силы, определяемый по формуле (9);

$R + r$ – плечо действия импульса (рис. 1).

С учетом изложенного вернемся к уравнению (15). Оно характеризует колебательное движение молотка вблизи динамического его положения (равновесия), характеризуемого углом φ_0 . Источником колебаний являются периодические удары молотка по поступающему из загрузочного устройства материалу.

Поскольку в системе «молоток – барабан» за один период $T = \frac{2\pi}{\omega}$ действия импульсов (этот период совпадает со временем, потребным на один оборот барабана) происходит более одного цикла свободных колебаний молотка, то обязательно нужно учитывать сопротивление движению молотка. Оно приводит к быстрому затуханию колебаний в течение времени T . После каждого очередного импульса отклонение молотка от φ_0 в конце этого периода практически исчезает. Поскольку указанное сопротивление (условно трение) весьма существенно, то мы учитываем его далее и при точном совпадении времени цикла свободных колебаний молотка со временем одного оборота барабана.

Если совместить начало отчета времени с моментом, наступающим сразу после приложения какого-либо импульса, то можно воспользоваться решением, приведенным в книге [4], где решалась сходная задача.

В наших обозначениях оно имеет вид:

$$\xi = \frac{S(R+r)e^{-h(T-t)} [\sin \omega_{0*}(T-t) + e^{hT} \times \sin(\omega_{0*} t)]}{J \omega_{0*} (1 - 2e^{hT} \cos(\omega_{0*} T) + e^{2hT})}, \quad (20)$$

где $h = n_* - J$;

$$\omega_{0*} = \sqrt{\omega_0^2 - n_*^2}.$$

В системе «молоток – барабан» возможно возникновение т.н. ударного резонанса. Он возможен тогда, когда период T импульсов в целое число раз больше периода T_0 свободных колебаний. Обозначая указанное число буквой k , получим

$$k = \frac{T}{T_{0*}} = \frac{2\pi}{\omega} : \frac{2\pi}{\omega_{0*}} = \frac{\omega_{0*}}{\omega} = \frac{\sqrt{\omega_0^2 - n_*^2}}{\omega}.$$

Поскольку $\omega_0^2 = \omega^2 K$, ($K = MR \frac{r}{J}$), то условие резонанса принимает вид:

$$k = \frac{\sqrt{\omega^2 K - n_*^2}}{\omega} = 1, 2, 3 \text{ и т.д.} \quad (21)$$

В этом случае $\sin n_* T = 0$, $\cos n_* T = 1$ и движение описывается выражением:

$$\xi = \frac{S(R+r) e^{-ht} \sin \omega_0 t}{J \omega_0 (1 - e^{-hT})}. \quad (22)$$

Если бы был однократный импульс, то он бы вызвал движение [4, 5]

$$\xi_1 = \frac{S(R+r) e^{-ht}}{J \omega_0} \sin \omega_0 t. \quad (23)$$

Следовательно, множитель

$$\beta = \frac{1}{1 - e^{-hT}} \approx \frac{1}{hT} = \frac{1}{h k T_1} = \frac{\omega_0}{h k 2\pi} = \frac{\omega_0}{2\pi h k}$$

характеризует влияние повторений ударов.

С учетом предыдущего изложения имеем

$$\xi = \xi_1 \frac{\omega_0}{2\pi h k}. \quad (24)$$

Первый резонанс, самый опасный, соответствует $k = 1$. Менее опасен второй резонанс с $k = 2$, еще слабее третий с $k = 3$.

При нецелом k отклонения малы и оказываются конечными даже при отсутствии затухания.

В принципе, изменениями параметров можно обеспечить для молотков дробилки первый и второй резонансы. Но нужны ли они?

Рассмотрим самый сильный первый резонанс, при котором $T = T_{0*}$, или $\omega = \omega_{0*}$. Для

этого случая уравнение (22) перепишем в таком виде:

$$\xi = \xi_0 e^{-ht} \sin \omega t, \quad (25)$$

где $\xi_0 = \frac{S(R+r)}{J \omega_0 (1 - e^{-hT})} = const.$

Определим, при каких фазах колебания наблюдаются максимальное и минимальное отклонения молотка.

Для этого определим точки экстремума функции

$$f(t) = e^{-ht} \sin \omega t \quad (26)$$

при помощи первой производной

$$\frac{df}{dt} = e^{-ht} (\omega \cos \omega t - h \sin \omega t) = 0.$$

Отсюда имеем

$$\omega \cos \omega t = h \sin \omega t.$$

На отрезке $t = [0; T]$ имеем два корня:

$$(\omega t)_1 = \arctg \left(\frac{\omega}{h} \right); \quad (27)$$

$$(\omega t)_2 = \arctg \left(\frac{\omega}{h} \right) + \pi.$$

Можно далее показать, что первый корень соответствует экстремуму – максимуму, второй – минимуму.

Примерный график колебаний при $\omega/h = 5$ показан на рисунке 3.

Как видно, в первую половину периода своего колебания вокруг подвеса молоток отклоняется на общий угол $\varphi_0 + \xi$, максимально на угол $\varphi_0 + \xi_{max}$. Во вторую половину периода отклонения минимальны $\varphi_0 - \xi$, ($\varphi_0 - \xi_{min}$).

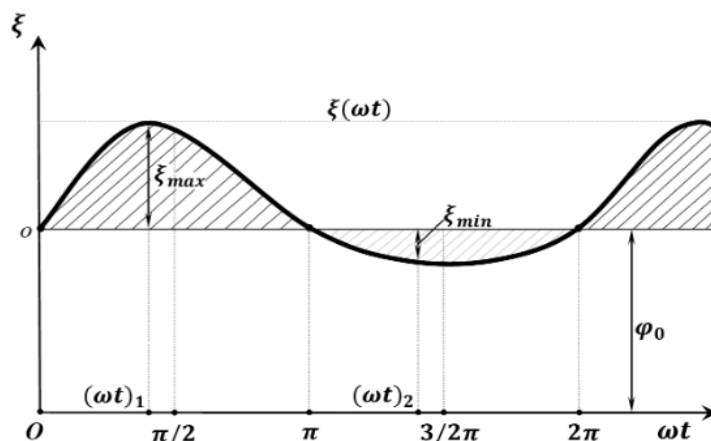


Рис. 3. График, иллюстрирующий 1-й ударный резонанс и затухание колебаний

Это означает, что если барабан вращается по часовой стрелке (рис. 1), то все молотки, находящиеся в данный момент в правой части дробилки, имеют углы отклонения большие, чем углы отклонения у молотков, находящихся в левой половине барабана. Таким образом, центробежная сила, генерируемая молотками правой части, меньше, чем центробежная сила, создаваемая молотками левой половины. Появляется дисбаланс барабана, который обуславливает технологическую виброактивность дробилки.

Действительно, из работы [3] следует, что центробежная сила P одного молотка равна

$$P = m\omega^2 \sqrt{R^2 + r^2 + 2Rr \cos \varphi}, \quad (28)$$

где под углом φ следует подразумевать сумму углов $\varphi_0 + \xi$.

Чем больше угол отклонения φ , тем меньше $\cos \varphi$ и меньше центробежная сила.

Таким образом, действительно молотки правой части барабана генерируют суммарно меньшую центробежную силу, чем молотки левой части. Это и ведет к потере балансировки барабана.

Анализ показывает, что это явление присуще и для других видов ударных резонансов и для безрезонансного режима, хотя и в меньшей степени. Поэтому резонансов в дробилке следует избегать, чтобы снизить ее виброактивность. Кроме того, при интенсивных качаниях молотков они могут уходить вглубь барабана и не участвовать в процессе дробления. Наконец, интенсивные колебания молотков приводят к износу деталей шарнира, т.е. самого молотка и пальца. Это может даже привести к обрыву молотков. Интенсивное сухое трение в шарнирах десятков молотков, закрепленных в барабане, приводит к непроизводительным затратам энергии, которая отбирается от двигателя дробилки.

В ранних работах по динамике молотковой дробилки предполагалось, что резонансы выгодны, так как способствуют увеличению скорости молотков и улучшению процесса дробления.

Действительно, в отдельные промежутки времени суммарная скорость молотка, как векторная сумма переносной и относительной скорости, возрастает, но в остальные промежутки цикла качания эта скорость уменьшается и ухудшает процесс дробления.

Таким образом, параметры дробилки, чтобы избежать резонансов, должны быть подобраны из приближенного условия

$$k \approx \sqrt{K} = \sqrt{\frac{m R r}{J}} = 1,5; 2,5; 3,5 \dots \quad (29)$$

При этом нужно не забывать, что большинство из этих параметров входят в условие, при котором оси подвеса молотков разгружаются от ударных импульсов [8]

$$l = \frac{J}{m r}, \quad (30)$$

где l – плечо импульса (удара).

Обычно принимают, что l равно расстоянию от центра подвеса молотка до середины внешней (дальней) его грани. Обусловлено это малым расстоянием падения исходного материала за время между очередными воздействиями молотков, поэтому ударный импульс прилагается к концу молотка.

Подставляя последнее выражение в формулу (29), будем иметь условие отсутствия резонансов при колебаниях молотков и передачи ударных импульсов на их оси подвеса

$$k \approx \sqrt{\frac{R}{l}} = 1,5; 2,5; 3,5; \dots \quad (31)$$

Таким образом, варьируя радиус барабана и величину l , зависящую от длины молотка, можно соблюсти оба указанных условия одновременно.

Простое соотношение (31) есть условие, при котором технологическая виброактивность дробилки является минимальной.

Условие (31) можно записать по-иному

$$R = k^2 l.$$

Для $k=1,5$ имеем $R = 2,25l$. Это совпадает с условием устойчивости движения молотка, найденным В.С. Пановой иным методом [6,7].

Проведенное исследование показывает еще один конструктивный путь снижения технологической виброактивности дробилки – оппозитная

загрузка рабочей камеры из двух загрузочных горловин, находящихся от нее слева и справа.

На данное исполнение дробилки подана заявка на изобретение с целью получения патента.

Выводы

1. Установлено, что источником повышенной виброактивности дробилок с горизонтальным расположением барабана являются ударные импульсы, возникающие при взаимодействии молотков с исходным материалом во время прохождения их под загрузочной горловиной. В связи с этим введено новое научное понятие «технологическая виброактивность дробилки».

2. В процессе математического моделирования обоснована замена кратковременных импульсов взаимодействия молотка и материала на мгновенные импульсы их ударного взаимодействия.

3. Показано, что в дробилке нужно избегать ударных резонансов, способных возникнуть при действии кратковременных импульсов взаимодействия молотков и материала. Появление таких резонансов повышает виброактивность дробилки, со всеми вытекающими негативными последствиями.

4. Аналитически установлено условие (31), при котором отсутствуют ударные резонансы, а ударные импульсы не передаются на оси подвеса молотков. Это и есть условие минимизации технологической виброактивности дробилок.

Библиографический список

1. Яблоков, А. Е. Влияние резинометаллических опор ротора на динамику дробилки / А. Е. Яблоков, А. Р. Казаров. – Текст: непосредственный // Хранение и переработка сельхозсырья. – 2015. – № 5. – С. 50-54.

2. Терехин, С. Ю. Разработка методов и средств виброакустической диагностики оборудования комбикормового производства / С. Ю. Терехин, Л. А. Глебов, А. Е. Яблоков. – Текст: непосредственный // Естественные и технические науки. – 2008. – № 5 (37). – С. 245.

3. Федоренко, И. Я. Динамические свойства молотковой зернодробилки с вертикальным расположением барабана / И. Я. Федоренко. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 1. – С. 69-75.

4. Пановко, Я. Г. Введение в теорию механических колебаний: учебное пособие для вузов / Я. Г. Пановко. – Москва: Наука, 1991. – 256 с. – Текст: непосредственный.

5. Пановко, Я. Г. Введение в теорию механического удара / Я. Г. Пановко. – Москва: Наука, 1977. – 224 с. – Текст: непосредственный.

6. Мельников, С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С. В. Мельников. – Ленинград: Колос, Ленинград отд-ние, 1978. – 560 с. – Текст: непосредственный.

7. Кормодробилки: конструкция, расчет / под редакцией Г. С. Ялпачик. – Запорожье: Коммунар, 1992. – 292 с. – Текст: непосредственный.

8. Гернет, М. М. Курс теоретической механики / М. М. Гернет. – Москва: Высшая школа, 1973. – 464 с. – Текст: непосредственный.

References

1. Yablokov, A. E. Vliyaniye rezinometallicheskih opor rotora na dinamiku drobilki / A. E. Yablokov; A. R. Kazarov. – Tekst: neposredstvennyj // Khraneniye i pererabotka sel'khozsyrya. – 2015. – № 5. – S. 50-54.

2. Terekhin, S. Yu. Razrabotka metodov i sredstv vibroakusticheskoy diagnostiki oborudovaniya kombikormovogo proizvodstva / S. Yu. Terekhin, L. A. Glebov, A. E. Yablokov. – Tekst: neposredstvennyj // Estestvennye i tekhnicheskie nauki. – 2008. – № 5(37). – S. 245.

3. Fedorenko, I. Ya. Dinamicheskie svoystva molotkovoy zernodrobniki s vertikal'nym raspolozheniem barabana / I.Ya. Fedorenko. – Tekst: neposredstvennyj // Vestnik Altajskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – № 1 (195). – S. 69-75.

4. Panovko, Ya. G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskikh kolebanij Uchebnoe posobie dlya vuzov / Ya. G. Panovko. – M.: Nauka, 1991. – 256 s. – Tekst: neposredstvennyj.

5. Panovko, Ya. G. Vvedenie v teoriyu mekhanicheskogo udara / Ya.G. Panovko. – M.: Nauka, 1977. – 224 s. – Tekst: neposredstvennyj.

6. Mel'nikov, S. V. Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodcheskikh ferm / S. V. Mel'nikov. – L.: Kolos. Leningrad otdelenie, 1978. – 560 s. – Tekst: neposredstvennyj.

7. Kormodrobilki: konstruktsiya, raschet / pod redaktsiej G. S. Yalpachik. – Zaporozh'e: Kommunar, 1992. – 292 s. – Tekst: neposredstvennyj.

8. Gernet, M. M. Kurs teoreticheskoy mekhaniki / M. M. Gernet. – M.: Vysshaya shkola, 1973. – 464 s. – Tekst: neposredstvennyj.

9. Gernet, M. M. Kurs teoreticheskoy mekhaniki / M. M. Gernet. – M.: Vysshaya shkola, 1973. – 464 s. – Tekst: neposredstvennyj.



УДК 621.365

В.В. Садов, Н.И. Капустин, В.Н. Капустин
V.V. Sadov, N.I. Kapustin, V.N. Kapustin

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМЫ ОБОГРЕВА ПОРОСЯТ ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ОБРАТНОЙ СВЯЗИ В СИСТЕМЕ АВТОМАТИЧЕСКОГО РЕГУЛИРОВАНИЯ ТЕМПЕРАТУРЫ ПОЛА

IMPROVING THE EFFICIENCY OF THE PIGLET HEATING SYSTEM BY APPLYING FEEDBACK IN THE AUTOMATIC FLOOR TEMPERATURE CONTROL SYSTEM

Ключевые слова: свиноводство, подсосный период, энергозатраты, температурный режим, излучение, теплообмен.

Свиноводство, являясь высокоэффективной отраслью, требует значительных затрат энергии для содержания молодняка. Эти энергозатраты не всегда обоснованы, так как, применяя лучевой способ обогрева, можно создать комфортную температуру воздуха, но не обеспечить комфортную температуру пола за счет контактного теплообмена. Это приводит к перерасходу энергии, заболеванию и гибели поросят. Проблема энергозатрат особенно остро проявляется на территориях с низкими наружными температурами в зимний период, к которым и относится Алтайский край. Применяемые способы создания комфортной температуры на частном подворье не применимы для промышленного производства. Поросятам после рождения на становление механизма терморегуляции требуется определенное время, причем температура в первые дни должна быть достаточно высокой, поэтому используют различные способы локального обогрева – конвективный, кондуктивный и лучевой. Каждый из способов имеет преимущества и недостатки. Поэтому целесообразно использовать поведенческие реакции поросят для управления тепловым процессом, что позволит не только создать для них ком-

фортные условия, но и снизить энергозатраты. Предлагаемая система включает сектор обогрева с дном, размещенный в секторе для свиноматки. На дне с помощью упоров закреплен подпружиненный пол с вмонтированными в последнем нагревательными элементами. Пол имеет возможность взаимодействия с датчиками положения пола. Нагревательные элементы через исполнительные механизмы и регулятор температуры связаны с блоком управления. В центре домика на дне установлен дополнительный нагревательный элемент, связанный через исполнительный механизм также с блоком управления. Введение обратной связи позволит снизить энергозатраты до минимально достаточной величины.

Keywords: pig breeding, suckling period, energy consumption, temperature regime, radiation, heat exchange.

Pig breeding, being a highly efficient industry, requires significant energy costs for the maintenance of young animals. These energy costs are not always justified, since using the beam heating method, you can create a comfortable air temperature, but not provide a comfortable floor temperature due to contact heat exchange. It leads to a waste of energy, diseases and deaths of piglets. The problem of energy consumption is