

в индукторе высокочастотной индукционной установки // Аграрная наука – сельскому хозяйству: в 2 кн.: сб. матер. XIII Междунар. науч.-практ. конф. (15-16 февраля 2018 г.). – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2018. – Кн. 2. – С. 154-155.

7. Белоусов Ю.М., Романова Л.А., Усеинов А.Р. Поверка и калибровка амперметров, вольтметров, ваттметров и варметров: учебное пособие. – Электрон. текстовые данные. – М.: Академия стандартизации, метрологии и сертификации, 2004. – 66 с. – Режим доступа: <http://www.iprbookshop.ru/44270.html>. – ЭБС «IPRbooks».

References

1. ELSIT [Elektronnyy resurs]. – Elektron. tekstovye dan. – Rezhim dostupa: URL: <https://ELSIT.RF> (data obrashcheniya: 13.10.2017).

2. Kulikovskiy K.L., Kuper V.Ya. Metody i sredstva izmereniy: uchebnoe posobie dlya vuzov. – M.: Energoatomizdat, 1986. – 448 s.

3. Lazarevich Z. Ob odnom variante prakticheskoy realizatsii sistemy izmereniya parametrov induktorov ustanovok induktsionnogo nagreva na rezhimakh, blizkikh k nominalnym / Z. Lazarevich, Yu.I. Bolotovskiy, L.I. Gutin, G.I. Tanazly, A.A. Shulyak // Silovaya elektronika. – 2007. – № 4. – S. 78-80.

4. Bobrovskiy S.O. Metodika opredeleniya istinnogo znacheniya toka v induktore vysokochastotnoy ustanovki induktsionnogo nagreva // Vestnik molodezhnoy nauki Altayskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta: sbornik nauchnykh trudov. – Barnaul: RIO Altayskogo GAU, 2018. – № 1. – S. 54-57.

5. Bobrovskiy S.O. Datchik toka vysokochastotnoy induktsionnoy ustanovki dlya predpriyatiy Barnaula // Molodezh – Barnaulu: materialy XVII-XIX gorodskoy nauchno-prakticheskoy konferentsii molodykh uchenykh. – Barnaul: Izd-vo Alt. un-ta, 2018. – Chast XIX. – S. 551-554.

6. Bobrovskiy S.O., Bagaev A.A. Informatsionno-izmeritelnaya sistema dlya izmereniya toka v induktore vysokochastotnoy induktsionnoy ustanovki // Agrarnaya nauka – sel'skomu khozyaystvu: sbornik materialov: v 2 kn. / XIII Mezhdunarodnaya nauchno-prakticheskaya konferentsiya (15-16 fevralya 2018 g.). – Barnaul: RIO Altayskogo GAU, 2018. – Кн. 2. – S. 154-155.

7. Belousov Yu.M. Poverka i kalibrovka ampermetrov, voltmetrov, vattmetrov i varmetrov [Elektronnyy resurs]: uchebnoe posobie / Belousov Yu.M., Romanova L.A., Useinov A.R. – Elektron. tekstovye dannye. – M.: Akademiya standartizatsii, metrologii i sertifikatsii, 2004. – 66 s. – Rezhim dostupa: <http://www.iprbookshop.ru/44270.html>. – ЭБС «IPRbooks».



УДК 631.361(031)

И.Я. Федоренко
I.Ya. Fedorenko

ВЛИЯНИЕ ПАРАМЕТРОВ РОТОРА МОЛОТКОВОЙ ДРОБИЛКИ НА ЭНЕРГЕТИКУ ПРОЦЕССА ИЗМЕЛЬЧЕНИЯ

EFFECT OF THE PARAMETERS OF THE HAMMER CRUSHER ROTOR ON THE ENERGY OF THE GRINDING PROCESS

Ключевые слова: фуражное зерно, молотковая дробилка, параметры ротора, дека, севкость решета, удельные затраты энергии, динамика электропривода.

Keywords: fodder grain, hammer crusher, rotor parameters, deck, sowing capacity of sieve, specific costs of energy, energy of electric drive.

В процессе разработки молотковых дробилок в Алтайском ГАУ выявлены закономерности процесса измельчения, не укладывающиеся в рамки известных положений. В частности, подтверждено не только известное влияние окружной скорости молотков, но и установлено влияние угловой скорости и диаметра ротора в отдельности на энергетические соотношения в дробилке. Для объяснения этого явления развита теория, в которой потребности дробилки в энергии разделены на три составляющих, обусловленных трением материала о деку, ударами молотков по материалу, аэродинамическим сопротивлением ротора вращению. Удельные затраты энергии учитывают параметры ротора и севкость решета. Показано, что теория удовлетворительно объясняет парадоксальные результаты эксперимента, в котором было установлено, что энергозатраты на измельчение возрастают при снижении угловой скорости ротора и увеличении диаметра ротора.

In the process of development of hammer crushers in the Altai State Agricultural University, the regularities of the grinding process, which do not fit the known provisions, have been revealed. In particular, not only the known influence of the peripheral speed of hammers was confirmed, but the influence of angular velocity and rotor diameter separately on the energy relationships in the crusher was established. To explain this phenomenon, a theory has been developed in which the requirements of the crushers in energy are divided into three components, due to friction of the material on the deck, hammers blows through the material, and aerodynamic resistance of the rotor to rotation. Specific energy consumption takes into account the parameters of the rotor and the sowing capacity of the sieve. It is shown that the theory satisfactorily explains the paradoxical results of the experiment, in which it was found that the energy costs for grinding increase with a decrease in the angular velocity of the rotor and an increase in the diameter of the rotor.

Федоренко Иван Ярославович, д.т.н., проф., зав. каф. «Механизация производства и переработки сельскохозяйственной продукции», Алтайский государственный аграрный университет. Тел: (3852) 20-33-71. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Fedorenko Ivan Yaroslavovich, Dr. Tech. Sci., Prof., Head, Chair of Agricultural Production Mechanization and Processing, Altai State Agricultural University. Ph.: (3852) 20-33-71. E-mail: ijfedorenko@mail.ru.

Введение

Молотковая дробилка остается основной машиной для измельчения фуражного зерна. Среди достоинств молотковых дробилок обычно выделяют [1]: возможность получения частиц различных размеров, измельчение любых хрупких и волокнистых материалов, простота устройства и эксплуатации, минимальное обслуживание и др.

Несмотря на огромное количество исследований по процессам измельчения зерна в молотковой дробилке, некоторые научные проблемы остаются.

В частности, считается, что динамика ротора молотковой дробилки описывается уравнением В.П. Горячкина, полученным для молотильного барабана [2, 3]:

$$N_1 = J\omega \frac{d\omega}{dt} = \frac{m'v}{1-f}, \quad (1)$$

где N_1 – мощность двигателя, кВт;

J – момент инерции барабана, кг·м²;

v – окружная скорость молотков, м/с;

$d\omega/dt$ – угловое ускорение ротора, с⁻²;

f – коэффициент перетирания.

Мощность N_2 , потребную на преодоление вредных сопротивлений, В.П. Горячкин представил в виде зависимости

$$N_2 = A\omega + B\omega^3, \quad (2)$$

где A, B – эмпирические коэффициенты;

ω – угловая скорость ротора;

$A\omega$ – требуемая мощность на трение в опорах;

$B\omega^3$ – требуемая мощность на преодоление сопротивлений воздуха.

Как следует из этих уравнений, мощность, потребная на привод дробилки, прямо пропорциональна скорости молотков v и растет с увеличением ω .

Поэтому, казалось бы, если в дробилке уменьшить угловую скорость ω ротора, сохранив скорость v молотков, то следует ожидать снижения мощности N . Однако опыты, проведенные в Алтайском ГАУ на дробилке с вертикальным валом, показали, что уменьшение угловой скорости ω и увеличение радиуса ротора r приводят, наоборот, к существенному повышению энергозатрат [4]. Объяснение этому парадоксу мы не обнаружили в трудах ученых, работавших и работающих в области механизации измельчения зерна.

Поэтому целью данного исследования является выяснение влияния основных параметров ротора (радиуса r , угловой скорости ω и длины L ротора) на энергетические соотношения в дробилке.

Основная часть

Будем рассматривать окружное усилие на роторе (в установившемся режиме работы дробилки), складывающемся из трех частей.

1. Окружная сила, необходимая на трение (перетиранье) продуктового слоя (кольца) о деку и решето

$$P_1 = m\omega^2 r f \varepsilon, \quad (3)$$

где m – масса продуктового слоя, циркулирующего в камере измельчения дробилки;

f – коэффициент перетирания;

ε – коэффициент отставания скорости слоя от скорости молотков.

Массу слоя можно определить следующим образом:

$$m = 2\pi r L \Delta l \rho, \quad (4)$$

где L – длина ротора дробилки;

Δl – зазор между концами молотков и выступами деки (рис. 1);

ρ – плотность продукта в кольце.

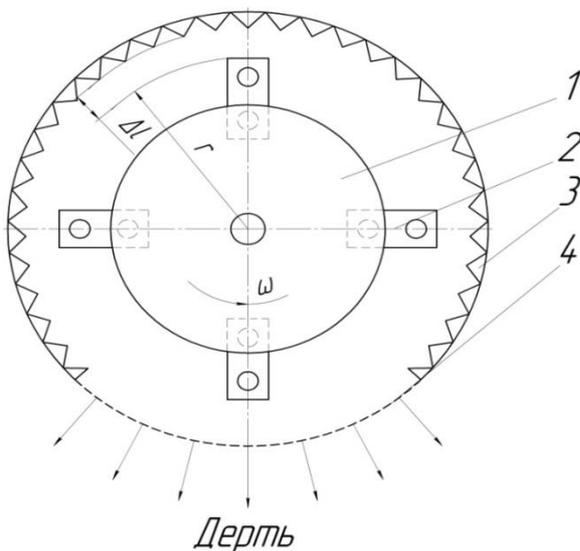


Рис. 1. Расчетная схема молотковой дробилки с вертикальным расположением ротора (вид сверху):

- 1 – ротор; 2 – шарнирные молотки;
- 3 – дека; 4 – решето

Подставляя последнее соотношение в (3), будем иметь

$$P_1 = 2\pi L \cdot \Delta l \rho f \varepsilon \omega^2 r^2.$$

Обозначая $\xi_1 = 2\pi L \Delta l \rho f \varepsilon$, получим окончательно

$$P_1 = \xi_1 \omega^2 r^2. \quad (5)$$

2. Окружное усилие, формируемое за счет ударов молотков по продукту.

Следуя В.П. Горячкину, запишем для одного молотка соотношение

$$p \cdot \Delta t = m_1 v, \quad (6)$$

где p – усилие на молотке;

Δt – время удара молотка по зерну;

m_1 – масса зерна, участвующая в ударе;

v – скорость, приобретаемая зерном после удара (принимается окружной скорости по концам молотков, т.е. $v = \omega r$).

Преобразуем последнее выражение

$$p = \frac{m_1}{\Delta t} \cdot v = q_1 v, \quad (7)$$

где $q_1 = m_1 / \Delta t$ – секундная подача зерна на один молоток.

Общее окружное усилие от ударов молотков

$$P_2 = pz = q_1 z \omega r, \quad (8)$$

где z – число молотков на роторе.

При этом

$$z = z_1 z_2, \quad (9)$$

где z_1 – число молотков, располагающихся по окружности ротора;

z_2 – число рядов молотков, располагающихся по длине ротора.

Очевидны следующие соотношения

$$z_1 = \frac{2\pi r}{\Delta h_1}, \quad z_2 = \frac{L}{\Delta h_2},$$

где $\Delta h_1, \Delta h_2$ – рекомендуемый шаг расстановки молотков по окружности и длине барабана.

С учетом последних соотношений

$$P_2 = q_1 \cdot \frac{2\pi r}{\Delta h_1} \cdot \frac{L}{\Delta h_2} \cdot \omega \cdot r.$$

Окончательно

$$P_2 = \eta_1 \cdot \omega r^2 L, \quad (10)$$

где $\eta_1 = 2\pi q_1 / (\Delta h_1 \cdot \Delta h_2)$.

3. Аэродинамическое сопротивление ротора дробилки аналогично сопротивлению вентилятора, поэтому

$$P_3 = \mu_1 \cdot v^2 \cdot rL = \mu_1 \cdot \omega^2 r^3 L. \quad (11)$$

Таким образом, общее окружное сопротивление вращению ротора дробилки

$$P = P_1 + P_2 + P_3 = \xi_1 \omega^2 r^2 L + \eta_1 \omega r^2 L + \mu_1 \omega^2 r^3 L. \quad (12)$$

Соответственно, момент сопротивления вращению ротора

$$M_c = Pr = \xi_1 \omega^2 r^3 L + \eta_1 \omega r^3 L + \mu_1 \omega^2 r^4 L. \quad (13)$$

Для конкретной дробилки с определенными значениями r и L формулу (13) можно представить в виде

$$M_c = C\omega + D\omega^2, \quad (14)$$

где $C = \eta_1 r^3 L$; $D = \xi_1 r^3 L + \mu_1 r^4 L$.

Уравнение динамики вращающегося ротора имеет вид

$$J \frac{d\omega}{dt} = M_\delta - M_c, \quad (15)$$

где J – приведенный момент инерции ротора;

M_δ – момент, развиваемый двигателем.

Для привода дробилок применяют асинхронные трехфазные электродвигатели, нагрузочная характеристика которых представлена на рисунке 2. Здесь же представлена характеристика момента сопротивления.

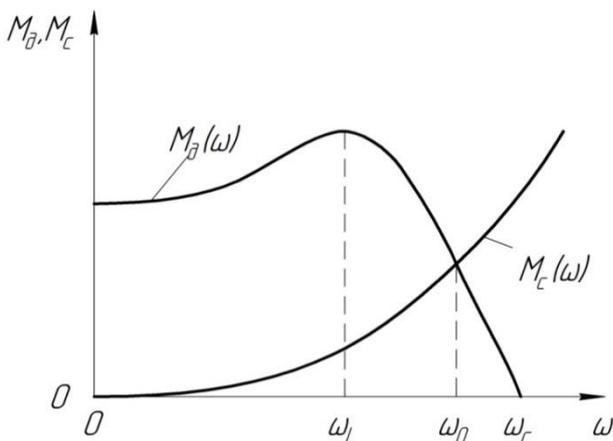


Рис. 2. Совмещенный график момента сопротивления $M_c(\omega)$ и характеристики электродвигателя $M_\delta(\omega)$

Участок характеристики электродвигателя от ω_L до ω_c является устойчивым, так при увеличении момента сопротивления скорость электродвигателя падает, что ведет к увеличению M_δ . Это способствует усиленному преодолению временных повышенных нагрузок.

Указанный участок с достаточной для практики точностью может быть аппроксимирован линейной функцией [5]

$$M_\delta = M_\delta - b\omega. \quad (16)$$

Для установившегося движения наблюдается равенство моментов $M_c = M_\delta$, т.е.

$$C \cdot \omega + D\omega^2 = M_\delta - b\omega. \quad (17)$$

Отсюда имеем

$$D\omega^2 + (C+b)\omega - M_\delta = 0$$

Решая это квадратное уравнение, находим установившееся значение угловой скорости ω_0

$$\omega_{0(1,2)} = \frac{-(C+b) \pm \sqrt{(C+b)^2 + 4DM_\delta}}{rD}. \quad (18)$$

Перейдем к анализу мощностных характеристик молотковой дробилки. Потребную мощность для установившегося движения найдем по формуле (с учетом (13))

$$N = M_c \omega = \xi_1 \omega^3 r^3 L + \eta_1 \omega^2 r^3 L + \mu_1 \omega^3 r^4 L. \quad (19)$$

Анализ энергозатрат объективнее всего проводить по удельным энергозатратам

$$A = \frac{N}{Q}, \quad (20)$$

где Q – севкость решета.

Севкость решета определяет (ограничивает) производительность дробилки. Севкость решета зависит от давления продукта на него ($\propto \omega^2 r$), размера решета ($\propto rL$), окружной скорости частиц,двигающихся по решету ($\propto \frac{1}{\omega r}$). В первом приближении севкость можно представить так (при неизменном диаметре отверстий решета):

$$Q \approx k \cdot \omega^2 r \cdot rL \cdot \frac{1}{\omega r} = k\omega rL, \quad (21)$$

где k – коэффициент пропорциональности, определяемый экспериментально.

Теперь имеются все данные для использования формулы (20):

$$A(\omega, r) = \xi\omega^2 r^2 + \eta\omega \cdot r^2 + \mu\omega^2 r^3, \quad (22)$$

где $\xi = \xi_1 / k$; $\eta = \eta_1 / k$; $\mu = \mu_1 / k$.

Таким образом, удельные затраты энергии (в расчете на 1 кг измельченного зерна) не зависят от L – длины ротора, а лишь от некоторой конфигурации параметров ω и r .

Пусть мы имеем две дробилки одинаковой конструкции, но с различными значениями ω и r . Для этих двух дробилок

$$A_1(\omega_1, r_1) = \xi\omega_1^2 r_1^2 + \eta\omega_1 r_1^2 + \mu\omega_1^2 r_1^3; \quad (23)$$

$$A_2(\omega_2, r_2) = \xi\omega_2^2 r_2^2 + \eta\omega_2 r_2^2 + \mu\omega_2^2 r_2^3. \quad (24)$$

Выясним, возможны ли одинаковые энергозатраты (т.е. $A_1=A_2$) при различной конфигурации параметров ω и r . Приравнявая правые части (23) и (24), найдем что $\omega_1 = \omega_2$; $r_1 = r_2$. Таким образом, любое изменение конфигурации параметров ω и r ведет к изменению удельных затрат энергии.

Перейдем к сопоставлению полученных положений с результатами производственного эксперимента, которые любезно предоставил нам инженер М.Г. Желтунов. Им были изготовлены две дробилки с вертикальным расположением ротора. Дробилки характеризовались параметрами:

1) вариант 1: $\omega = 340,90 \text{ c}^{-1}$; $r = 0,22 \text{ м}$;

2) вариант 2: $\omega = 170,45 \text{ c}^{-1}$; $r = 0,44 \text{ м}$.

Окружная скорость по концам молотков в обоих случаях составляла 75 м/с, диаметр отверстий решета – 4 мм; зазор между концами молотков и декой – 7-10 мм.

Требуемую угловую скорость ротора поддерживали при помощи преобразователя частоты питающей электрической сети.

Измельчению подвергали зерновую смесь, содержащую около 35% ячменя, 35% пшеницы, 20% овса, 10% гороха. Влажность смеси составляла 14-16%.

Опыты проведены в ООО «Система» Топчихинского района Алтайского края в 2015-2016 гг.

Поскольку окружная скорость молотков и диаметр отверстий решета были одинаковы у обеих дробилок, то модули помола различались незна-

чительно: первый вариант – 1,36 мм, второй – 1,59 мм.

Весьма существенными оказались различия в удельных затратах энергии. В первом случае они составили 6,1-6,9 кВт·ч/т, во втором – 10,8-11,2 кВт·ч/т.

Таким образом, дробилка с увеличенным диаметром ротора и его пониженной угловой скоростью вместо ожидаемого снижения энергоемкости дала, наоборот, повышение этих затрат. Причем это повышение существенное, в среднем примерно в 1,7 раза.

Попробуем оценить порядок этой величины по полученной формуле (22). Имеем для первой и второй дробилок:

$$A_1(340,90;0,22) = \xi \cdot 5624,7 +$$

$$+ \eta \cdot 16,50 + \mu \cdot 1237,43;$$

$$A_2(170,45;0,44) = \xi \cdot 5624,7 +$$

$$+ \eta \cdot 33,00 + \mu \cdot 2474,86.$$

Из этого расчета видно, что затраты энергии на перетирание зернового материала (первый член в расчетах) одинаковы в обеих дробилках, зато затраты на удары молотков по зерну и аэродинамические потери у дробилки с увеличенным диаметром ротора в 2 раза выше.

По нашим оценкам, первый и третий члены энергетического баланса дробилки составляют в сумме до 50% [6], из них первый член по приближенной оценке – до 30%.

С учетом этих оценок можем записать два условия:

$$A_1 = 0,3A_1 + 0,7A_1; \quad A_2 = 0,3A_1 + 1,4A_1.$$

Сопоставление удельных затрат энергии дает результат

$$\frac{A_2}{A_1} = \frac{1,7A_1}{1A_1} = 1,7.$$

Очевидно, что совпадение теоретических и экспериментальных результатов хотя и появилось в результате приближенных (прикидочных) расчетов, тем не менее позволяет надеяться на адекватность полученной математической модели (22).

Приведенная теория разработана для дробилки с вертикальной осью вращения ротора, у которой все молотки загружены более или менее равномерно. Что касается дробилок с горизонталь-

ным расположением ротора, то в развитом ударе участвует только тот ряд молотков по длине ротора, который проходит над загрузочной горловиной. В связи с этим в формуле (9) мы должны сделать поправку $z=z$. Это означает, что в выражении (22) мы должны во втором члене уменьшить степень r на единицу.

Следовательно, соответствующую формулу мы должны представить так:

$$A(\omega, r) = \xi \omega^2 r^2 + \eta_* \omega r + \mu \omega^2 r^3, \quad (25)$$

где коэффициент η_* имеет другое значение и другую размерность по сравнению с η .

Как видно из выражения (25), для дробилок с горизонтальным расположением ротора характерно доминирование окружной скорости молотков $v = \omega \cdot r$. Именно эта величина определяет энергетические затраты в такой конструкции дробилки:

$$A(v, r) = \xi v^2 + \eta_* v + \mu v^2 r.$$

Этот факт неоднократно был зафиксирован в многочисленных экспериментах.

Выводы

1. В процессе разработки молотковых дробилок в Алтайском ГАУ выявлены закономерности процесса измельчения, не укладывающиеся в рамки известных положений. В частности, подтверждено не только известное влияние окружной скорости молотков, но и установлено влияние угловой скорости и диаметра ротора в отдельности на энергетические соотношения в дробилке.

2. Для объяснения этого явления развита теория, в которой потребности дробилок в энергии разделены на три составляющих, обусловленных трением материала о деку, ударами молотков по материалу, аэродинамическим сопротивлением ротора вращению. Формула для удельных затрат энергии учитывает параметры ротора и севкость решета.

3. Показано, что теория удовлетворительно объясняет парадоксальные результаты эксперимента, в котором было установлено, что энергозатраты на измельчение существенно (в 1,7 раза) возрастают при снижении в 2 раза угловой

скорости ротора и соответствующем увеличении диаметра ротора. При этом в качестве базовой использована известная дробилка конструкции Алтайского ГАУ [6].

Библиографический список

1. Сцхроен Х. Современные требования к процессу измельчения // Комбикорма. – 2012. – № 2. – С. 52-53.
2. Горячкин В.П. Теория барабана // Собрание сочинений. – М.: Колос, 1965. – Т. 3. – С. 155-173.
3. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. – Л.: Колос, 1978. – 560 с.
4. Желтунов М.Г., Куркин С.С., Садовая В.А. Некоторые результаты работы оборудования универсальной линии по производству комбикормов // Аграрная наука – сельскому хозяйству. – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2015. – Кн. III. – С. 31-33.
5. Левитский Н.И. Теория машин и механизмов. – М.: Наука, 1990. – 592 с.
6. Федоренко И.Я. Технологические процессы и оборудование для приготовления кормов. – М.: Форум, 2007. – 176 с.

References

1. Stskhroen Kh. Sovremennyye trebovaniya k protsessu izmelcheniya // Kombikorma. – 2012. – № 2. – S. 52-53.
2. Goryachkin V.P. Teoriya barabana / Sbranie sochineniy. T. 3. – M.: Kolos, 1965. – S. 155-173.
3. Melnikov S.V. Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodcheskikh ferm. – L.: Kolos, 1978. – 560 s.
4. Zheltunov M.G., Kurkin S.S., Sadovaya V.A. Nekotorye rezultaty raboty oborudovaniya universalnoy linii po proizvodstvu kombikormov // Agrarnaya nauka – selskomu khozyaystvu. – Barnaul, Altayskiy GAU, 2015. – Kn. 3. – S. 31-33.
5. Levitskiy N.I. Teoriya mashin i mekhanizmov. – M.: Nauka, 1990. – 592 s.
6. Fedorenko I.Ya. Tekhnologicheskie protsessy i oborudovanie dlya prigotovleniya kormov. – M.: Forum, 2007. – 176 s.

