

# ТЕХНОЛОГИИ И СРЕДСТВА МЕХАНИЗАЦИИ СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА

УДК 631.363.:621.926.2

В.В. Садов,  
В.А. Садовая

## ОБОСНОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ РАЗГОННОГО ДИСКА НА ДРОБИЛКАХ С ВЕРТИКАЛЬНЫМИ ВАЛАМИ

**Ключевые слова:** дробилка, скорость, энергоемкость, разгонный диск, интенсификация измельчения, теоретические расчеты.

Процесс измельчения в комбикормовой промышленности является основным, т.к. это, во-первых, влияет на качество получаемой смеси, к тому же он наиболее энергоемкий.

Молотковые дробилки с вертикальными валами имеют преимущества перед дробилками с горизонтальными валами [1]: экономия электроэнергии на 25-30% (удельная энергоемкость на ячмене  $Q_y \approx 6$  кВт·ч/т); минимальный процент выхода переизмельченного зерна; более равномерную загрузку рабочей камеры; охват декой составляет  $360^\circ$ .

Известно, что чем выше скорость рабочих органов, тем эффективнее идет процесс измельчения. Как показали исследования, увеличение окружной скорости молотков  $v_m > 80$  м/с ведет к резкому возрастанию удельного расхода энергии [2]. Основная часть энергии тратится на измельчение истиранием. Учитывая, что наиболее эффективным способом является ударное разрушение, то необходимо искать подходы для интенсификации данного вида измельчения.

Этого можно достичь за счет увеличения угловой скорости ротора или его диаметра. Однако это повлечет за собой большие затраты энергии, а в итоге результат достигнут полностью не будет,

т.к.  $v_{\text{слоя}} \approx 0,5v_m$ , и к тому же на деке находится слой материала, который препятствует удару частицы о деку после взаимодействия с молотком.

Одно из решений данной проблемы видится в использовании разгонного диска. Он состоит из горизонтального диска с закрепленными на нем под определенным углом лопатками. Двигаясь по лопатке, частица приобретает относительную  $V_r$  и переносную  $V_e$  скорости. После схода с лопатки необходимо, чтобы абсолютная скорость частицы  $V_a$  была направлена на деку под углом, близким к  $90^\circ$ , для предотвращения отскока частиц.

Как доказал В.А. Денисов, теоретическая скорость частицы при вылете с разгонного диска равна скорости вращения края диска умноженной на  $\sqrt{2}$  [3]. Допускаем, что после схода с диска частица движется с постоянной скоростью, т.к. расстояние и время движения минимальны.

Величина и направление  $V_r$  менее постоянны и зависят от целого ряда факторов: формы лопасти, ее расположения, коэффициента трения, формы зерен, величины воздушного потока и других факторов, варьирующих в широких пределах. Использование лопаток различных форм и направлений широко используются в конструкциях вентиляторов, центробежных насосов, разбрасывателей удобрений [1].

Возможны три варианта расположения лопаток: радиальные, установленные про-

тив направления движения диска и совпадающие с направлением движения диска.

Во время движения частицы массой  $m$  по лопатке на нее будут действовать (рис. 1): центробежная сила  $F_u = m\omega^2 r$ , кориолисова сила инерции  $F_k = 2m\omega r_i$ , силы трения о лопатку  $F_{m2} = mf_2(2\omega r - \omega^2 r \sin\psi)$ , диск  $F_{m1} = f_1 mg$ .

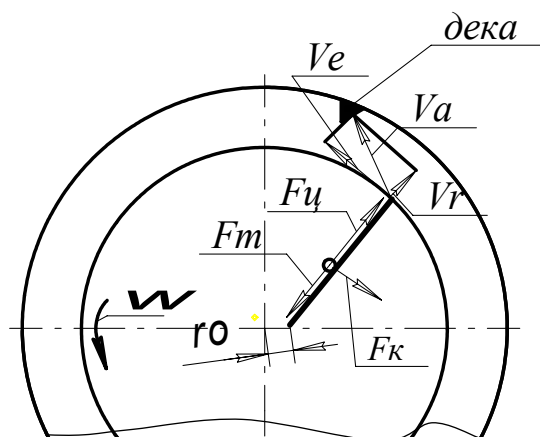


Рис. 1. Схема сил действующих на частицу во время движения по лопатке

Принимаем, что скорость молотков не должна превышать 80 м/с. Исходя из диаметра ротора определяем максимально возможный диаметр разгонного диска. Для этого необходимо, чтобы материал после удара о деку не препятствовал материалу при сходе с диска.

Производительность кольцевого слоя  $Q$  будет равна:

$$Q = \left( \frac{\pi D^2}{4} - \frac{\pi d^2}{4} \right) g \rho k_1,$$

где  $D$  – внутренний диаметр камеры смешивания;

$d$  – диаметр диска;

$\rho$  – плотность материала;

$k_1$  – коэффициент, учитывающий увеличение объема материала за счет измельчения.

Задаваясь диаметром диска  $d$  и требуемой производительностью, определяем  $D$ :

$$D = \sqrt{\frac{4}{\pi g \rho k_1} \left( Q + \frac{\pi d^2 g \rho k_1}{4} \right)}.$$

Различный материал имеет свой коэффициент восстановления. Чтобы не происходило отскакивание материала вновь на диск, необходимо деку в области попада-

ния материала после схода его с диска выполнить под углом  $\alpha = 3-5^\circ$  к вертикали.

Рассматриваемый разгонный диск можно представить как рабочее колесо насоса или вентилятора. Тогда мощность на валу диска будет равна [4]:

$$N = \frac{MgH}{1000\eta},$$

где  $M$  – массовая подача;

$H$  – напор;

$\eta$  – КПД диска.

Напор материала при схода с диска равен:

$$H = \frac{V_{r\text{вых}}^2 - V_{r\text{вх}}^2}{2g} + \frac{V_{e\text{вых}}^2 - V_{e\text{вх}}^2}{2g} + \frac{V_{a\text{вых}}^2 - V_{a\text{вх}}^2}{2g},$$

где  $V_{r\text{вых}}$ ,  $V_{e\text{вых}}$ ,  $V_{a\text{вых}}$  – соответственно, относительная, переносная и абсолютная скорости при выходе частицы с диска;

$V_{r\text{вх}}$ ,  $V_{e\text{вх}}$ ,  $V_{a\text{вх}}$  – соответственно, относительная, переносная и абсолютная скорости при входе частицы на диск.

Примем, что частица подается в центре диска, т.е.  $r = 0$ . Тогда составляющие  $V_{r\text{вх}}$ ,  $V_{e\text{вх}}$ ,  $V_{a\text{вх}}$  будут равны 0.

Скорость относительного движения частицы вдоль направления лопасти равна:

$$V_r = \left[ \frac{fg}{\omega^2} - r_0 \frac{\cos(\psi_0 \pm \varphi)}{\cos \varphi} \right] \left[ \frac{\lambda_1 \lambda_2}{\lambda_2 - \lambda_1} (e^{\lambda_1 t} - e^{\lambda_2 t}) \right],$$

где  $\lambda_1 = \omega(\sqrt{1+f^2} - f)$ ;  $\lambda_2 = -\omega(\sqrt{1+f^2} - f)$ ;

$f$  – коэффициент трения материала о лопатку;

$\cos(\psi_0 + \varphi)$  – если лопасти наклонены в сторону вращения;

$\cos(\psi_0 - \varphi)$  – если лопасти наклонены в противоположную сторону вращения;

$r_0$  – расстояние от начала диска до центра диска;

$\psi_0$  – начальный угол между плоскостью лопасти и радиусом  $r_0$ ;

$\varphi$  – угол трения.

В момент схода частицы с диска абсолютная ее скорость  $V_a$  равна геометрической сумме переносной (окружной) скорости  $V_e$  и относительной скорости  $V_r$  движения частицы вдоль лопатки.

Из рисунка 2 следует, что даже при большей скорости  $V_r$  при установленной лопатке против направления вращения (кривая 2) в итоге не получаем высокой скорости  $V_a$  на больших углах  $\psi_0$ . При  $\psi_0 = 25^\circ$   $V_a = V_e$ , а уже при  $\psi_0 = 40^\circ$   $V_a = V_r$ .

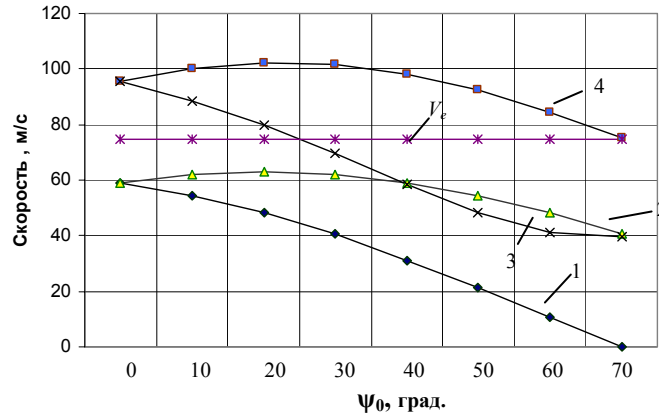


Рис. 2. Графики зависимости скорости  $V_r$  и  $V_a$  при различных направлениях установки лопатки: 1, 4 –  $V_r$  и  $V_a$ , соответственно, при установленной лопатке по направлению вращения; 2, 3 –  $V_r$  и  $V_a$  соответственно при установленной лопатке против направления вращения

Иная картина при установке лопаток в сторону вращения диска. При увеличении  $\psi_0$  идет также резкое снижение  $V_r$  и при  $\psi_0 = 70^\circ$  она достигает 0.  $V_a = V_e$  достигает при  $\psi_0 = 70^\circ$ , а  $V_{amax}$  при  $\psi_0 = 20-25^\circ$ .

Отсюда можно сделать вывод, что максимальную абсолютную скорость имеют частицы, движущиеся по лопатке, направленной в сторону вращения диска под углом  $30^\circ$ , поэтому нецелесообразно использовать большой угол отклонения лопатки, т.к. это создает дополнительное сопротивление движению материала.

Энергоемкость процесса также будет изменяться от угла останковки лопатки. Графически это представлено на рисунке 3.

Из рисунка 3 следует, что установка лопаток, совпадающая с направлением движения, дает большую энергоемкость и с увеличением производительности эта разность увеличивается. Это объясняется дополнительным сопротивлением при движении частицы по диску.

Проведенные теоретические расчеты показали, что при переносной скорости 75 м/с мощность на процесс равняется  $N = 1,87$  кВт·ч/т при расположении лопаток совпадающей с угловой скоростью и  $N = 1,50$  кВт·ч/т при установлении лопаток против направления движения. Увеличение угла  $\psi_0$  приводит к увеличению  $N$ . Это объясняется тем, что центробежная сила как основная составляющая движущая сила частицы все сильнее прижимает ее к лопатке.

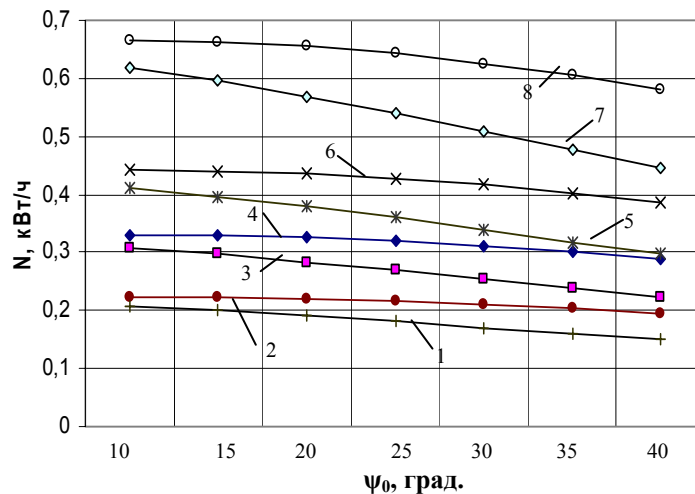


Рис. 3. Графики зависимости энергоемкости диска  $N$  от угла установки лопаток  $\psi_0$ : совпадающие с направлением вращения при производительности 2 – 1 т/ч; 4 – 1,5 т/ч; 6 – 2 т/ч; 8 – 3 т/ч; направлены в противоположную сторону при производительности 1 – 1 т/ч; 3 – 1,5 т/ч; 5 – 2 т/ч; 7 – 3 т/ч

Расчеты показали, что использование лопаток приводит к значительному увеличению абсолютной скорости, а это, в свою очередь, напрямую влияет на количество ударов, которые необходимо нанести для разрушения материала.

Удельная энергоемкость процесса измельчения зерновых материалов при использовании молотковой дробилки с разгонным диском будет ниже, чем при измельчении непосредственно молотками, т.к. увеличивая скорость движения частицы, мы не изменяем параметры дробилки.

#### Библиографический список

1. Мельников С.В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм / С.В. Мельников. Л.: Колос, 1978. 560 с.
2. Желтунов М.Г. Дробилки с вертикальными валами для измельчения концентрированных кормов / М.Г. Желтунов, В.А. Садовая // Сельхозтехника, сельхозпереработка. 2005. № 1. С. 12-13.
3. Денисов В.А. Исследование процессов измельчения фуражного зерна в высокоскоростной центробежной дробилке и обоснование ее режимов работы: дис. ... канд. техн. наук / В.А. Денисов. М., 1979. 215 с.
4. Черкасский В.М. Насосы, вентиляторы, компрессоры / В.М. Черкасский. М.: Энергия, 1977. 424 с.



УДК 629.114.2.032

С.А. Коростелёв,  
К.С. Нечаев,  
Д.П. Бокин

### ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ НАГРУЖЕНИЯ НА МЕХАНИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ МАТЕРИАЛА РЕЗИНОВЫХ ЭЛЕМЕНТОВ РМШ ГУСЕНИЧНОГО ДВИЖИТЕЛЯ

**Ключевые слова:** модуль вязкости материала, режим, нагружение, скорость деформирования, гусеничный движитель, гидростатическое давление, шарнир.

Автотракторная техника относится к классу сложных машин, требования к которым формируются в зависимости от их назначения. Транспортные машины занимают ведущее место во многих отраслях, и их совершенство определяет уровень развития отдельных стран, культуру производства, производительность, топливную экономичность и экологическую безопасность. Новые требования, предъявляемые к автотракторной технике, диктуют задачи для исследователей в этой отрасли.

В связи с возрастанием рабочих скоростей и единичных мощностей современных колесных и гусеничных машин при одновременном снижении металлоемкости их узлов и агрегатов проектирование их элементов невозможно без расчетов

на прочность, без расчета оптимальных геометрических параметров, без эффективных экспериментальных методов проверки результатов теоретических исследований и без учета реальных режимов нагружения в условиях эксплуатации.

Быстроходные гусеничные машины и перспективные энергонасыщенные сельскохозяйственные тракторы оснащаются гусеницами с резинометаллическим шарнирным соединением траков (РМШ).

Применение конструкции гусеничного движителя с резинометаллическими шарнирами позволяет (по сравнению с открытым металлическим шарниром) значительно повысить моторесурс шарнирного соединения, снизить динамические нагрузки на элементы ходовой части (траки, ведущие и направляющие колеса, поддерживающие и опорные катки и т.д.) и элементы трансмиссии, а следовательно, снизить их металлоемкость и повысить моторесурс. Кроме того, применение гусеничного движителя с РМШ приводит к