

# ПРОЦЕССЫ И МАШИНЫ АГРОИНЖЕНЕРНЫХ СИСТЕМ

УДК 631.363.21

DOI: 10.53083/1996-4277-2023-221-3-80-86

И.Я. Федоренко, Р.В. Бесподенов

I.Ya. Fedorenko, R.V. Bospoldenov

## О НЕПРОИЗВОДИТЕЛЬНЫХ ПОТЕРЯХ ЭНЕРГИИ МОЛОТКОВОЙ ЗЕРНОДРОБИЛКОЙ, ОБУСЛОВЛЕННЫХ КОЛЕБАНИЯМИ ГРУНТА ПОД ЕЁ ФУНДАМЕНТОМ

### ON UNPRODUCTIVE ENERGY LOSSES OF HAMMER GRAIN CRUSHER DUE TO GROUND VIBRATIONS UNDER ITS FOUNDATION

**Ключевые слова:** молотковая дробилка, кормовое зерно, виброактивность, фундамент, вертикальные и горизонтальные колебания, одномассная и двухмассная модели, затраты энергии на вибрирование грунта.

При исследовании скрытых потерь энергии под фундаментом молотковой дробилки его основание представлено, как это принято в теории фундаментов, линейно вязкоупругим, а тела дробилки и фундамента – абсолютно твердыми телами. Рассмотрены два случая крепления дробилки к фундаменту, жесткое и с помощью амортизаторов, при этом в обоих случаях рассеяние энергии в основании фундамента моделируется вязким элементом (демпфером). Прогнозные расчеты показывают, что «откачка» энергии на вибрирование основания дробилки может достигать 10%. Для уменьшения этих потерь необходимо или увеличивать массу фундамента, или снижать виброактивность самой дробилки. Последнее представляется более перспективным, так как, кроме сказанного, оно позволяет повысить надежность дробилки и уменьшить виброшумовое загрязнение окружающей среды. Поскольку виброактивность молотковых дробилок ведет к дополнительным потерям энергии, то это повышает энергоемкость процесса измельчения. С целью уменьшения этих негативных явлений авторами предложена зерновая молотковая дробилка с оппозитной загрузкой исходного сырья.

**Keywords:** hammer crusher, fodder grain, vibration activity, foundation, vertical and horizontal vibrations, single-mass and dual-mass models, energy consumption for soil vibration.

When studying the concealed energy losses under the foundation of a hammer crusher, its base is represented as it is customary in the theory of foundations, linearly viscoelastic, and the body of the crusher and the foundation are absolutely solid bodies. Two cases of crusher attachment to the foundation, rigid and with the help of shock absorbers are considered, while in both cases the energy dissipation at the base of the foundation is modeled by a viscous element (damper). Forecast calculations show that the “pumping out” of energy for vibrating the base of the crusher may reach 10%. To reduce these losses, it is necessary either to increase the mass of the foundation or to reduce the vibration activity of the crusher itself. The latter seems to be more promising, since, in addition to the above, it allows increasing the reliability of the crusher and reduce vibration noise pollution of the environment. Since the vibration activity of hammer crushers leads to additional energy losses, this increases the energy intensity of the grinding process. In order to reduce these negative phenomena, the authors proposed a grain hammer crusher with oppositional loading of raw materials.

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

**Бесподенов 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.

**Bospoldenov Roman Viktorovich**, post-graduate student, Altai State Agricultural University, Barnaul, Russian Federation, e-mail: roman3792007@rambler.ru.

### Введение

Известно, что молотковые дробилки, в том числе зерновые, отличаются существенной виброактивностью [1, 2]. Это обусловлено большими угловыми скоростями измельчающего барабана, его неуравновешенностью. Последнее объясняется технологическими факторами, а также неравномерными износами молотков в процессе эксплуатации. При этом барабан генерирует неуравновешенную центробежную силу, близкую к круговой, которая через подшипники передается на фундамент и прилегающий грунт (основание фундамента).

Вибрирующий фундамент совершает вертикальные, горизонтальные и угловые колебания, которые передаются по грунту в виде продольных и поперечных волн. Следовательно, фундамент машины с динамическими нагрузками является источником вредного вибрационного влияния на соседние машины, объекты с аппаратурой, конструкции зданий и сооружений.

Поэтому к фундаментам машин с динамическими нагрузками, кроме общих требований, предъявляются дополнительные. В частности, по молотковым дробилкам требуется, чтобы амплитуда горизонтальных колебаний не превышала 0,05 мм [3]. При этом амплитуда вертикальных колебаний не нормируется, при частоте вращения барабана свыше 150 с<sup>-1</sup>. Видимо, считается, что высокочастотные вертикальные колебания быстро затухают в глубине грунта и не оказывают вредного влияния на окружающую среду и технические объекты.

При этом действующая актуализированная версия СНиП 2.02.05-87 [3], как и ранее действующие версии, совершенно не учитывали возможность «откачки» энергии от электродвигателя технологической машины. Эта энергия расходуется на вибрирование грунта под фундаментом.

Между тем эти непроизводительные затраты энергии могут давать существенную прибавку для энергоемкости технологического процесса.

**Цель** работы – оценить рассеяние энергии в грунте под зерновой дробилкой и дать рекомендации по снижению влияния этого вредного явления.

### Объекты и методы

Описание взаимодействия фундамента, поддерживающего машину с динамическими нагрузками, с прилегающим грунтом является, в общем плане, сложнейшей задачей. В строгой

постановке необходимо учитывать толщину грунта как сплошную среду, причем с переменными по глубине характеристиками. При колебаниях системы «машина – фундамент» необходимо также учесть присоединенную массу грунта. Не только решение, но даже и постановка задачи о колебаниях фундаментов под машины с учетом указанных выше факторов представляет значительные трудности [3, 4]

В связи со сказанным задачу о колебаниях фундаментов существенно упрощают.

*Во-первых*, тела машины и фундамента рассматривают как абсолютно твердые.

*Во-вторых*, вводят, казалось бы, грубое допущение о грунтовом основании, лишённым массы. Однако, как показали многочисленные эксперименты, построенные на этом допущении расчеты дают результаты, весьма близко отвечающие действительности [4].

*В-третьих*, нелинейный характер некоторых зависимостей грунта также игнорируется. Поэтому во всех руководствах по расчету фундаментов говорится о возможности рассматривать основание фундамента как упруго-вязкое, линейно-деформируемое тело.

*В-четвертых*, не учитывается эксцентриситет в распределении масс фундамента.

Мы также воспользуемся этими допущениями в решаемых задачах о рассеянии энергии в грунте под фундаментом. При этом ограничимся вертикальными колебаниями.

Соединение дробилки с фундаментом может быть жестким или с помощью амортизирующих элементов. Этому отвечают две расчетные схемы «дробилка – фундамент – грунт» (рис. 1).

Действие грунтового основания в нашем случае моделируют упругие  $c$ ,  $c_2$  и вязкие  $b$ ,  $b_2$  элементы.

### Результаты и их обсуждение

Предположим, что вертикальная составляющая центробежной силы, действующей по линии  $oz$  (рис. 1), изменяется по синусоидальному закону:

$$\Phi = \Phi_0 \sin \omega t, \quad (1)$$

где  $\Phi_0$  – амплитудное значение центробежной силы;

$\omega$  – угловая частота вынужденных колебаний системы, совпадающая по значению с угловой скоростью вращения барабана;

$t$  – время.

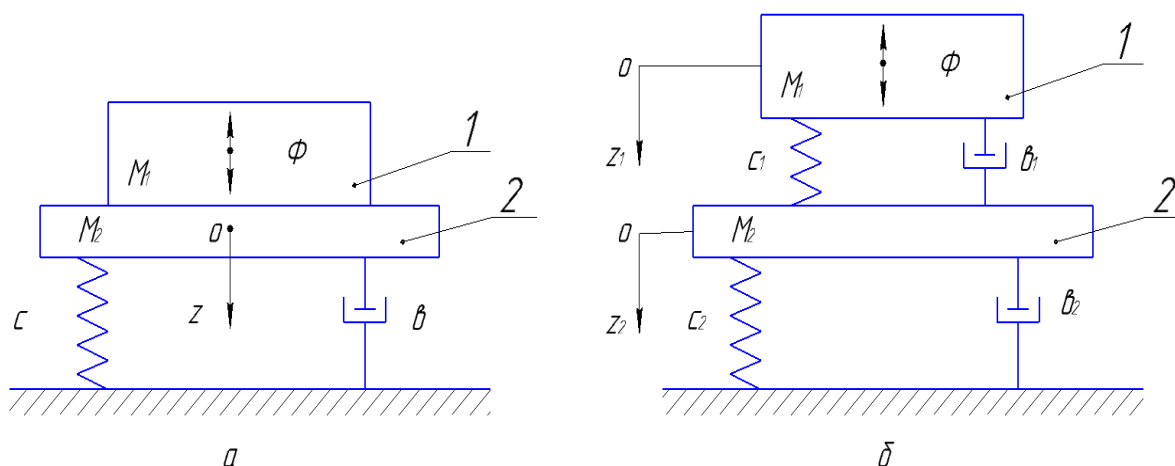


Рис. 1. Схемы к расчету вынужденных колебаний при жестком креплении дробилки к фундаменту (а) и креплении через амортизирующие элементы (б): 1 – дробилка, 2 – фундамент

Рассмотрим сначала случай жесткого крепления дробилки к фундаменту (рис. 1а).

Для этого случая дифференциальное уравнение колебаний дробилки и фундамента как общего тела массой  $M = M_1 + M_2$  ( $M_1$  – масса дробилки,  $M_2$  – масса фундамента) будет иметь вид:

$$M\ddot{z} + b\dot{z} + cz = \Phi_0 \sin \omega t, \quad (2)$$

После обычных в этом случае преобразований получим уравнение колебаний массы  $M$  в стандартном виде:

$$\ddot{z} + 2n\dot{z} + \omega_0^2 z = (\Phi_0/M) \sin \omega t, \quad (3)$$

где  $2n = b/M$ ;

$\omega_0 = \sqrt{c/M}$  – собственная частота колебаний системы.

Линейное уравнение (3) является известным уравнением вынужденных колебаний. Решение этого уравнения для установившихся колебаний имеет вид:

$$z = A \sin(\omega t - \delta), \quad (4)$$

где  $A$  – амплитуда колебаний;

$\delta$  – угол отставания по фазе перемещений тела  $M$  от вынуждающей силы  $\Phi$ .

Параметры  $A$  и  $\delta$  находят по формулам:

$$A = \frac{\Phi_0/M}{\sqrt{(\omega^2 - \omega_0^2)^2 + 4n^2 \omega^2}}; \quad (5)$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{2n\omega}{\omega_0^2 - \omega^2}. \quad (6)$$

Трудности использования уравнения (3) и формул (5) и (6) для расчета колебаний системы «дробилка – фундамент» состоит в том, что, во-первых, неизвестна (её нужно прогнозировать) динамическая сила  $\Phi$ , и, во-вторых, основание фундамента также обладает неизвестной структурой с неизвестными характеристиками.

Нормативное значение динамической нагрузки  $\Phi_0$  для молотковых дробилок, при отсутствии данных завода – изготовителя, допускается определять по формуле [3]:

$$\Phi_0 = m e \omega^2, \quad (7)$$

где  $m$  – масса барабана дробилки;

$e$  – эксцентриситет массы  $m$ , принимаемый равным 0,001 м.

Интегрированной оценкой вибропоглощающих свойств грунтового основания является угол сдвига фаз  $\delta$ . Однако специалисты по расчету фундаментов считают [4], что угол  $\delta$ , характеризующий разность фаз между вынужденными колебаниями  $z$  и вынуждающей силой  $\Phi$ , для практических расчетов интереса не представляет. Однако эта величина содержит важнейшую информацию о диссипативных свойствах основания фундамента.

Действительно, текущее значение мощности развиваемой источником вибрации является произведением текущих значений величины  $\Phi$  и  $\dot{z}$ , т.е.

$$N = \Phi \dot{z},$$

где  $\dot{z}$  – текущее значение скорости колебания массы  $M$ .

В среднем за период колебаний источник энергии восполняет потери энергии, рассеянные в основании фундамента:

$$N_{\text{cp}} = \int_0^{2\pi/\omega} \Phi(t) \dot{z}(t) dt. \quad (8)$$

После подстановки сюда величин  $\Phi(t)$ ,  $z(t)$  и вычисления интеграла получим формулу:

$$N_{\text{cp}} = \frac{\Phi_0^2 \omega \sin 2\delta}{4M(\omega_0^2 - \omega^2)}. \quad (9)$$

Попытка использования этой формулы для практических расчетов опять натывается на неопределенность угла  $\delta$ .

В связи со сказанным, в подобных ситуациях, в качестве надежной оценки И.И. Быховским [5] предложено использовать критерий максимума средней энергии, развиваемой источником вибраций.

На основании формулы (9) указанный максимум может наступить в двух случаях:

- 1)  $\sin 2\delta = 1$ , при  $\omega < \omega_0$ ;
- 2)  $\sin 2\delta = -1$ , при  $\omega > \omega_0$ .

В первом случае максимум достигается при  $\delta = \pi/4$ , во втором – при  $\delta = 3\pi/4$ .

В обоих случаях максимальная величина средней мощности источника вибровозбуждения определяется из формулы (9) [5]

$$\max N_{\text{ср}} = \frac{\Phi_0^2 \omega}{4 M (\omega_0^2 - \omega^2)}. \quad (10)$$

Оценим  $\max N_{\text{ср}}$  для сельскохозяйственных дробилок кормового зерна, у которых обычно производительность  $Q$  составляет 2,5-3,0 т/ч, мощность приводного двигателя  $N_3 = 25-30$  кВт, масса дробилки  $M_1 = 1000$  кг, масса фундамента  $M_2 = 500$  кг, угловая скорость барабана  $\omega = 300 \text{ с}^{-1}$ , масса барабана около 300 кг.

Подсчет прогнозируемой вынуждающей силы по формуле (7) дает результат  $\Phi_0 = 27 \times 10^3 \text{ Н}$ .

Рассеяние энергии в основании фундамента существенно зависит от близости работы системы «дробилка – фундамент – основание» к резонансу. Поэтому расчеты по формуле (10) были представлены в виде функции  $\max N_{\text{ср}} = \max N_{\text{ср}}(\omega_0)$ .

На построенном графике (рис. 2) были введены временные переобозначения параметров:  $\omega_0 \sim \omega_0$ ,  $\max N_{\text{ср}} \sim N$ .

$$\Phi_0 := 27 \cdot 10^3 \quad \omega := 300 \quad M := 1500$$

$$N(\omega_0) := (\Phi_0)^2 \cdot \frac{\omega}{4 \cdot M \cdot [\omega^2 - (\omega_0)^2]}$$

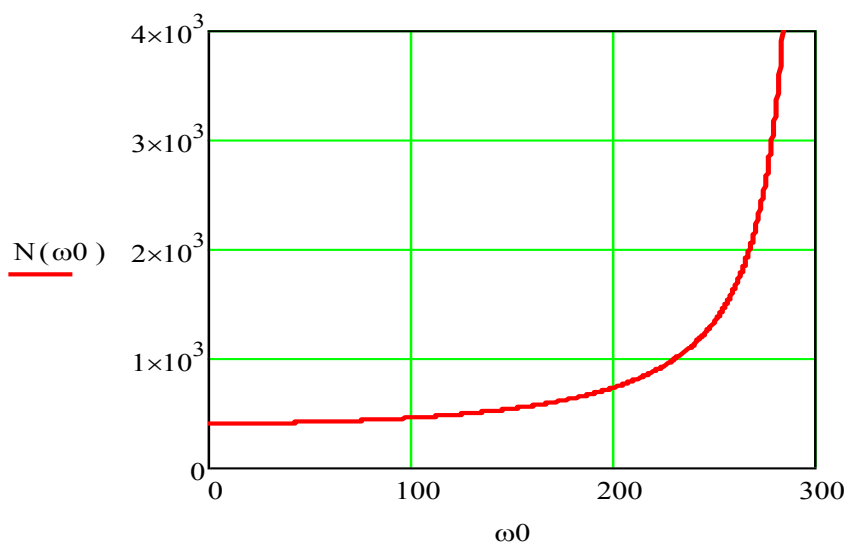


Рис. 2. Зависимость рассеяния энергии в основании фундамента дробилки от собственной частоты колебаний системы «дробилка – фундамент – основание»

По данным [4], частота  $\omega_0$  свободных колебаний таких систем располагается, чаще всего, в пределах от 170 до  $300 \text{ с}^{-1}$ . Следовательно, наибольшая мощность на вибрирование основания отбирается от электродвигателя дробилки

при резонансе, т.е. когда  $\omega \approx \omega_0 = 300 \text{ с}^{-1}$ . При этом для реального значения  $\omega = 280 \text{ с}^{-1}$  мощность составляет  $\approx 3$  кВт. Это завышенная оценка, но с учетом потерь мощности при горизонтальных колебаниях грунта общие потери

мощности в 3 кВт уже являются реальными. При установленной мощности на сельскохозяйственной дробилке в размере 30 кВт можно утверждать, что непроизводительные затраты энергии на вибрирование грунта составляют около 10%.

Это существенные потери. С ними можно бороться двумя путями: увеличивая массу фундамента или снижая виброактивность самой дробилки.

Посмотрим далее случай, когда дробилка опирается на фундамент при помощи виброизолирующих элементов (рис. 16).

При этом прежняя динамическая система превращается в систему с двумя степенями свободы, т.е. в двухмассную систему.

Уравнения колебаний дробилки (масса  $M_1$ ) и фундамента (масса  $M_2$ ) имеют вид [6]:

$$M_1 \ddot{z}_1 + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_1(z_2 - z) = \Phi_0 \sin \omega t; \quad (11)$$

$$M_2 \ddot{z}_2 + b_2 \dot{z}_2 - b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + c_2 z_2 - c_1(z_2 - z) = 0. \quad (12)$$

Для виброизоляции дробилки большой интерес представляет работа системы в режиме антирезонанса. При его осуществлении дробилка совершает малые колебания (хотя сама является источником вибраций), а существенно большие колебания испытывает фундамент. Это возможно, если вынуждающая сила, действующая на первую массу  $M_1$ , постоянно уравновешивается знакопеременной реакцией со стороны второй массы  $M_2$ .

Антирезонансная частота находится по формуле:

$$\omega_* = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{M_2}}. \quad (13)$$

Для получения антирезонанса необходимо, чтобы  $\omega_* = \omega$ .

Следовательно, для осуществления антирезонанса, жесткость амортизаторов должна подбираться по условию

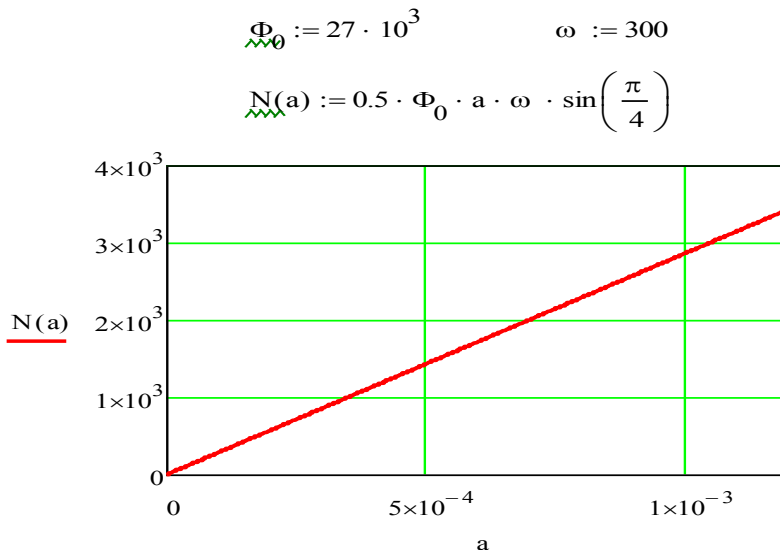
$$c_1 = M_2 \omega^2 - c_2.$$

Если теперь рассматривать изолированную систему с  $M_2$  и параметрами основания  $c_2$  и  $b_2$ , то в силу ранее сказанного о реакции этой системы можно утверждать, что на нее также действует сила  $\Phi = \Phi_0 \sin \omega t$ .

Потери мощности электродвигателем дробилки за счет рассеяния энергии в основании фундамента оценим здесь по другой формуле [5]

$$\max N_{cp} = \frac{1}{2} \Phi_0 A \omega \sin(\pi/4). \quad (14)$$

На графике эта мощность представлена в функции амплитуды колебаний (рис. 3). Для корректной работы системы *Matcad* было введено переобозначение величин:  $\max N_{cp} \sim N$ ;  $A \sim a$ .



**Рис. 3. Зависимость максимума средней мощности  $N$ , отдаваемой электродвигателем дробилки на вибрирование основания, от амплитуды  $a$  колебаний фундамента**

При реально достигаемых амплитудах колебаний фундамента в 0,5-1,0 мм «откачка» мощности от электродвигателя дробилки на вибрирование основания фундамента может дохо-

дить до 1,43-2,86 кВт. Это также существенная величина потерь мощности.

Ранее нами были выявлены скрытые потери энергии в шарнирах крепления молотков [7].



Как видим, виброактивность молотковых дробилок ведет к дополнительным потерям энергии, что повышает энергоемкость процесса измельчения. С целью уменьшения этих негативных явлений нами предложена зерновая молотковая дробилка с оппозитной загрузкой исходного сырья [8].

### Выводы

1. При исследовании скрытых потерь энергии под фундаментом молотковой дробилки его основание представлено, как это принято в теории фундаментов, линейно вязкоупругим, а тела дробилки и фундамента – абсолютно твердыми телами.

2. Рассмотрены два случая крепления дробилки к фундаменту, жесткое и с помощью амортизаторов, при этом в обоих случаях рассеяние энергии в основании фундамента моделируется вязким элементом (демпфером).

3. Прогнозные расчеты показывают, что «откачка» энергии на вибрирование основания дробилки может достигать 10%. Для уменьшения этих потерь необходимо или увеличивать массу фундамента или снижать виброактивность самой дробилки. Последнее представляется более перспективным, так как, кроме сказанного, оно позволяет повысить надежность дробилки и уменьшить виброшумовое загрязнение окружающей среды.

### Библиографический список

1. Технологическое оборудование предприятий отрасли (зерноперерабатывающие предприятия) / Л. А. Глебов, А. Б. Демский, В. Ф. Веденев [и др.]. – Москва: ДеЛи Принт, 2006. – 816 с. – Текст: непосредственный.

2. Федоренко, И. Я. Причины виброактивности молотковых зернодробилок с горизонтальным расположением барабана / И. Я. Федоренко, Р. В. Бесполденнов. – Текст: непосредственный // Вестник Алтайского государственного аграрного университета. – 2021. – № 2. – С. 96-104. – EDN OWVLKB.

3. Свод правил СП 26.13330.2012. Фундаменты машин с динамическими нагрузками. Актуализированная редакция СНиП 2.02.05-87. – Москва: ФАУ «ФЦС». – 2012. – 66 с. – Текст: непосредственный.

4. Савинов, О. А. Современные конструкции фундаментов под машины и их расчет /

О. А. Савинов. – Ленинград; Москва, 1964. – 346 с. – Текст: непосредственный.

5. Быховский, И. И. Основы теории вибрационной техники / И. И. Быховский. – Москва: Машиностроение, 1969. – 363 с. – Текст: непосредственный.

6. Федоренко, И. Я. Вибрационные процессы и устройства в АПК / И. Я. Федоренко. – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2016. – 289 с. – ISBN 978-5-94485-296-0. – EDN PSAXXF. – Текст: непосредственный.

7. Федоренко, И. Я. Оценка потерь энергии в шарнирах трения молотковых зернодробилок / И. Я. Федоренко, С. В. Золотарев, Р. В. Бесполденнов. – Текст: непосредственный // Аграрная наука – сельскому хозяйству: сборник материалов XVII Международной научно-практической конференции: в 2 книгах (г. Барнаул, 09-10 февраля 2022 г.). – Барнаул: РИО Алтайского ГАУ, 2022. – С. 74-76. – EDN PCAMZY.

8. Патент № 2746586 С1 Российская Федерация, МПК В02С 13/04. Молотковая дробилка: № 2020130348: заявл. 14.09.2020: опубл. 16.04.2021 / Федоренко И. Я., Бесполденнов Р. В.; заявитель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Алтайский государственный аграрный университет». – EDN FSBBVQ. – Текст: непосредственный.

### References

1. Glebov, L.A. Tekhnologicheskoe oborudovanie predpriatii otrasli (zernopererabatyvaiushchie predpriatiia) / L.A. Glebov, A.B. Demskii, V.F. Vedenev i dr. – Moskva: DeLi Print, 2006 – 816 s.

2. Fedorenko, I.Ia. Prichiny vibroaktivnosti molotkovykh zernodrobilok s gorizontalnym raspolzheniem barabana / I.Ia. Fedorenko, R.V. Bespoldenov // Vestnik Altaiskogo gosudarstvennogo agrarnogo universiteta. – 2021. – No. 2. – S. 96-104. – EDN OWVLKB.

3. Svod pravil SP 26.13330.2012 Fundamenty mashin s dinamicheskimi nagruzkami. Aktualizirovannaia redaktsiia SNiP 2.02.05-87. – Moskva: FAU «FTsS». – 2012. – 66 s.

4. Savinov, O.A. Sovremennye konstruktсии fundamentov pod mashiny i ikh raschet / O.A. Savinov. – Leningrad; Moskva, 1964. – 346 s.

5. Bykhovskii, I.I. Osnovy teorii vibratsionnoi tekhniki / I.I. Bykhovskii. – Moskva: Mashinostroenie, 1969. – 363 s.

6. Fedorenko, I.Ia. Vibratsionnye protsessy i ustroistva v APK / I.Ia. Fedorenko. – Barnaul: RIO Altaiskogo GAU, 2016. – 289 s. – EDN PSAXXF.

7. Fedorenko, I.Ia. Otsenka poter energii v sharnirakh treniia molotkovykh zernodrobilok / I.Ia. Fedorenko, S.V. Zolotarev, R.V. Bospoldenov // Agrarnaia nauka – sel'skomu khoziaistvu: sbornik materialov: v 2 kn. / XVII Mezhdunarodnaia nauchno-prakticheskaia konferentsiia (9-10 fevralia 2022 g.). – Barnaul: RIO Altaiskogo GAU, 2022. – Kn. 2. – S. 74-76. – EDN PCAMZY.

8. Patent No. 2746586 C1 Rossiiskaia Federatsiia, MPK B02C 13/04. Molotkovaia drobilka:

No. 2020130348: zaiavl. 14.09.2020: opubl. 16.04.2021 / I.Ia. Fedorenko, R.V. Bospoldenov; zaiavitel Federalnoe gosudarstvennoe biudzhethnoe obrazovatelnoe uchrezhdenie vysshego obrazovaniia "Altaiskii gosudarstvennyi agrarnyi universitet". – EDN FSBBVQ.

*Данное исследование выполнено при финансовой поддержке Фонда содействия инновациям в рамках федерального проекта «Платформа университетского технологического предпринимательства» (грант №462ГССС15-L/78541).*



УДК 544.332.3:631.372:662.75  
DOI: 10.53083/1996-4277-2023-221-3-86-94

Д.А. Кривенко, А.В. Ишков, В.А. Новоженев  
D.A. Krivenko, A.V. Ishkov, V.A. Novozhenov

## ТЕПЛОТВОРНАЯ СПОСОБНОСТЬ ОКСИПРОИЗВОДНЫХ ТРИГЛИЦЕРИДОВ ПОДСОЛНЕЧНОГО МАСЛА И ПЕРСПЕКТИВЫ ИХ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В АЛЬТЕРНАТИВНОМ ТОПЛИВЕ ДЛЯ СЕЛЬХОЗМАШИН

### CALORIFIC VALUE OF HYDROXY DERIVATIVES OF SUNFLOWER OIL TRIGLYCERIDES AND PROSPECTS FOR THEIR USE IN ALTERNATIVE FUEL FOR AGRICULTURAL MACHINERY

**Ключевые слова:** биодизель, биодит, альтернативное топливо, экология сельского хозяйства, подсолнечное масло, оксопроизводное триглицерида, низшая теплота сгорания, формула Менделеева.

С научной и практической точек зрения интересным является использование в качестве альтернативного топлива не только продукта переэтерификации растительных масел – биодизеля, но и самих растительных масел, а также их смесей с минеральным топливом – биодита. Учитывая региональную специфику в качестве основного компонента биодита, следует рассматривать подсолнечное масло. Однако оно относится к классу высыхающих масел, поэтому его непосредственное использование в составе биодитов создает ряд трудностей. Для повышения стабильности подсол-

нечного масла в составе биодитов было предложено проводить его обработку 1-5%-ным водным раствором  $KMnO_4$  в нейтральной или щелочной среде, с образованием соответствующих оксопроизводных триглицеридов, которые уже не способны к дальнейшей окислительной полимеризации. В статье приведены результаты расчета теплотворной способности оксопроизводных триглицеридов подсолнечного масла и подтверждены перспективы их использования в качестве альтернативного топлива в составе биодита, доля растительного компонента в которых может быть доведена до 50-75%, и не требуется корректировка цикловой порции топлива. Предложен модельный состав подсолнечного масла, отвечающий требованиям нормативно-технических документов, представляющий смесь триглицеридов пальмитиновой ( $C_{16:0:0}$ ), стеариновой