

**Солоня О. В.**

к.т.н., доцент

Купчук І. М.

к.т.н., доцент

Гонтар В. Г.

аспірант

Дідик А. М.

студент

**Вінницький національний
аграрний університет****Solona O.**

Ph.D. of Eng., Associate Professor

Kupchuk I.

Ph.D. of Eng., Associate Professor

Hontar V.

Postgraduate

Didyk A.

Student

**Vinnitsia National Agrarian
University****УДК 62-97/-98 : 51-74 : 631.563.3****DOI: 10.37128/2306-8744-2020-4-5**

ОЦІНКА ВПЛИВУ ШВИДКІСНИХ РЕЖИМІВ РОТОРА НА СПОЖИВАННЯ ЕЛЕКТРОЕНЕРГІЇ ПРИВОДОМ ВІБРАЦІЙНОЇ ДИСКОВОЇ ДРОБАРКИ

Серед низки способів інтенсифікації процесу подрібнення зернового матеріалу в технології приготування комбікормів одним із найбільш перспективних можна вважати використання вібраційного поля, що формує оптимальні умови для своєчасного виведення готового продукту із зони подрібнення та забезпечує самоочищення сепараційних поверхонь від залишків подрібненого продукту (особливо при використанні непродовольчих класів зерна), цим самим забезпечуючи максимальну пропускну здатність машини.

Враховуючи, що для подрібнення у комбікормовому виробництві переважно використовують машини ударного принципу дії, які пристосовані до руйнування твердих та, водночас крихких об'єктів, а також економічну доцільність переробки некондиційного фуражного зерна, що має повністю протилежні фізико-механічні характеристики, авторами статті була запропонована технологічна схема вібраційно-роторної дискової дробарки. Суть розробки полягає в забезпеченні комбінованого силового впливу на матеріал, а саме, за рахунок обертального та вібраційного руху ударних елементів дробарки, поєднання способу руйнування ударом та різання матеріалу, що дозволить обробляти як твердий так і перезволожений матеріал без значного зменшення пропускної здатності обладнання. Крім того, коливний режим робочої камери та, як наслідок, сепараційної поверхні сприятиме своєчасному виведенні готового продукту із зони подрібнення.

Наступним етапом створення вібраційно-роторної дробарки, що передуватиме проектуванню та конструктивній реалізації є виконання теоретичних розрахунків її параметрів, у тому числі з використанням методів математичного моделювання.

Таким чином, з метою досягнення високих показників ефективності процесу подрібнення кормів проектованою машиною, були проведені теоретичні дослідження взаємозв'язку між значеннями кінематичних параметрів виконавчих органів та споживанням електроенергії на приведення їх в рух, основні результати яких представлені в статті.

Ключові слова: споживані енерговитрати, динамічна взаємодія, удар, різання, кутова швидкість, вібрація.



Вступ. На сьогоднішній день, при розробці обладнання для подрібнення зерна в комбікормовій промисловості, особлива увага приділяється дробаркам ударної дії, серед яких решітні дробильні пристрої закритого типу знаходяться в технологічній прерогативі та постійно модернізуються під специфіку реального виробничого сектора.

В сучасних реаліях, що обумовлені прагненням до мінімізації собівартості одиниці виробленої продукції тваринництва, для приготування концентрованих кормів досить часто використовують сировину непродуктивного класу – фуражне зерно. В певній мірі використання такої сировинної бази є виправданим кроком, що обумовлюється, як матеріальними факторами (ринкова вартість сирого зерна значно нижча), так і техніко-технологічними аспектами та можливостями для первинної переробки насіння на конкретному сільськогосподарському підприємстві [1]. Проте, як показує досвід, фуражне зерно зазвичай характеризується наявністю в ньому сміттєвих домішок, окремих зернин інших сільськогосподарських культур тощо, а також вологовмістом, що перевищує базисні кондиції [2]. Традиційно, для подрібнення у комбікормовому виробництві найчастіше використовують машини ударного принципу дії [3, 4], що за своєю технологічністю краще пристосовані до руйнування твердих та, водночас, крихких поверхонь, а ніж насичених вологою [5]. Очевидно, що такий спосіб обробки зерна не в повній мірі відповідає технологічним нормам процесу та потребує модернізації.

Крім того, концептуальний аналіз комплексної проблематики щодо процесу руйнування зернового матеріалу виявив тенденційний аспект [6, 7], що полягає в удосконаленні дробарок за допомогою оптимізації режиму взаємодії ударного механізму з частинками зернового матеріалу та власне конфігурації ударного елемента [8]. Достовірність такого підходу сумнівів не викликає, але в практиці розвитку машин для подрібнення він не може вважатися єдиним, оскільки ефективність роботи будь-якого пристрою визначається завершеністю і технологічністю кожного такту в функціональному циклі реалізованого процесу. Тому дослідження спрямовані на вивчення і усунення чинників, що перешкоджають формуванню кондиційного стану готового продукту за мінімізації енерговитрат на реалізацію процесу подрібнення є актуальними та мають практичну цінність.

Проаналізувавши результати досліджень вітчизняних [3, 5, 6, 9] та зарубіжних вчених [4, 7, 8, 10], серед низки способів та ефективних засобів інтенсифікації процесу

подрібнення одним із найбільш перспективних можна вважати використання вібраційного поля, яке супроводжуючи процес імпульсного дроблення створює умови для інтенсивного циркуляційного та відносного руху часток продукції в робочій камері по найрізноманітнішим, та, як завгодно складним траєкторіям, що формує оптимальні умови для своєчасного виведення готового продукту із зони подрібнення, перешкоджаючи утворенню кільцевого повітряно-продуктового шару, забезпечує самоочищення сепараційних поверхонь від залишків подрібненого продукту (особливо при використанні непродуктивних класів зерна), цим самим забезпечуючи максимальну пропускну здатність машини.

Враховуючи вищесказане, на базі лабораторії Теорії механізмів і машин Вінницького національного аграрного університету, було розроблено принципову технологічну схему нового типу обладнання для здійснення подрібнення кондиційного та фуражного зерна, для подальшого використання у якості концентрованих кормів – вібраційно-роторну дискову дробарку [11]. В якій поєднуються переваги способів руйнування матеріалу під дією динамічного ударного навантаження та його розрізання в результаті проникнення у податливе та пластичне середовище гострої грані дискового ножа. Крім того накладання низькочастотних коливань на робочу камеру подрібнення та, як наслідок забезпечення знакозмінного руху сепараційної поверхні сприяє підвищенню ефективності перебігу основних тактів процесу, за рахунок перелічених вище явищ.

Наступним етапом, який слідує за розробкою концепції та схеми будь-якої технологічної машини та передує що передує проектуванню, конструктивній реалізації та подальшому впровадженню готової технічної системи у виробництво є виконання теоретичних розрахунків її параметрів [12, 13], у тому числі з використанням методів математичного моделювання та комп'ютерного моделювання. Враховуючи гостру потребу галузі кормовиробництва у сучасних високоефективних та водночас універсальних техніко-технологічних засобах та прийомах обробки актуальним є перехід до стадії інженерних розрахунків ключових параметрів вібраційно-роторної дробарки.

Метою статті є формування потенціалу для досягнення високих показників ефективності процесу подрібнення концентрованих кормів шляхом теоретичних досліджень взаємозв'язку між кінематичними параметрами виконавчих органів вібраційно-роторної дискової дробарки, зокрема кутовою швидкістю приводного валу ротора з дисками



та споживанням електроенергії двигуном для приведення елементів цієї технічної системи в коливальний та обертальний рухи.

Матеріали і методи. Наукові положення статті ґрунтуються на основі класичної теорії механічних коливань, теорії електроприводу, законів теоретичної механіки, теорії вібраційного подрібнення. Для здійснення аналітичних досліджень енергетичних параметрів машини використовувалось програмне забезпечення Matlab, MathCad 15.

Результати досліджень. Проектування технологічних машин, функціональні особливості яких передбачають цільове застосування механічного вібраційного поля, наприклад, для інтенсифікації обробки матеріалів потребує детального дослідження параметрів самих вібраційних процесів які можна об'єднати в основні групи (рис. 1) [9, 10]:

- кінематичні, які характеризують рух складових вібраційної технологічної системи або конструктивних елементів машини (амплітуда, частота, період, фаза коливань, віброшвидкість, віброприскорення, розмах та напіврозмах коливань, пікові значення амплітуди, рівень вібрації, декремент коливань та інші.);

- силові параметри, які визначають інтенсивність взаємодії між конструктивними елементами вібраційної машини та об'єктом обробки і визначають траєкторію руху складових коливальної системи (змушуюча сила, момент та їх складові);

- енергетичні параметри, які характеризують процеси трансформації енергії із однієї форми в іншу, що відбуваються у коливній системі.

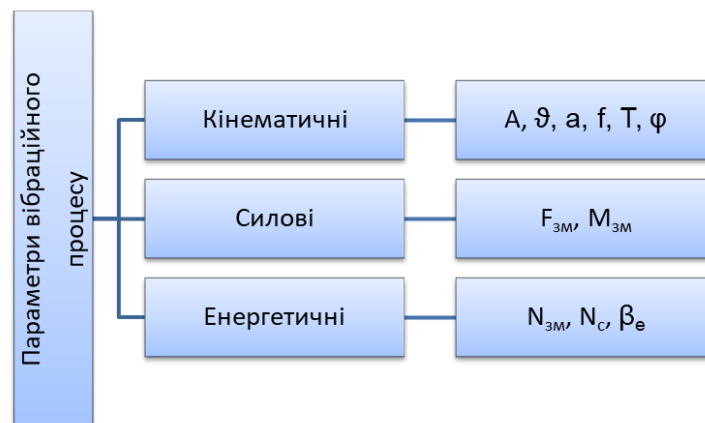


Рис. 1. Основні параметри вібраційної дії

Серед енергетичних параметрів вібрації до числа найбільш важливих параметрів, що визначають загальну енергоефективність перебігу технологічного процесу у вібраційному полі можна відмітити наступні [5]:

- робота змушуючих сил або моментів;
- робота внутрішніх сил опору коливальної системи.

Приведення в обертальний та коливальний рух виконавчих органів та складових частин потребує потужності [14], частина якої втрачається при подоланні реактивного опору середовища та компенсацію втрат механічного та електромеханічного характеру з одночасною трансформацією в інші форми (тепло, кінетична енергія пружин тощо):

$$N = N_F + N_{RM} + N_D + N_E + N_{RO}, \quad (1)$$

де N – потужність привода віброзбудувача-

ротора, кВт; N_F – потужність змушуючої сили, що є головним джерелом генерування вимушених коливань технологічної системи, кВт; N_{RM} – потужність на роторі (обертальна складова), кВт.; N_D – втрати потужності в приводі, до яких можна віднести механічні втрати (N_{MD}) на подолання сил інерції та тертя між рухомими деталями приводу, а також додаткові неповоротні втрати енергії N_{OD} (до 5 % від споживаної потужності електродвигуна).

В даному випадку, потужність привода проектованої машини можна представити у вигляді [5]:

$$N = \frac{(N_{Fmax} + N_{Тер})}{\gamma_{пр}}, \quad (2)$$

де N_{Fmax} – максимальна потужність, що розвивається змушуючою силою для надання виконавчим органам коливальної системи



потрібних параметрів вібрації; $N_{мер}$ – витрати потужності на тертя в опорних вузлах; γ_{np} – к.к.д. привода.

Вираз для потужності змушуючої сили N_F представлено [10] у вигляді добутку

$$\dot{x} = \frac{F_m \alpha_x \omega_2}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \cdot (\alpha_x \omega_2 \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t), \quad (3)$$

$$\dot{z} = \frac{F_m \alpha_z \omega_2}{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} \cdot (k_z^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \alpha_z \omega_2 \sin \omega_2 t, \quad (4)$$

$N_F = F_m \cdot v$, де $v = \sqrt{v_x^2 + v_z^2} = \sqrt{\dot{x}^2 + \dot{z}^2}$ – вираз віброшвидкості; F_m – модуль змушуючої сили.

Враховуючи, що [15]:

шуканий вираз набуває вигляду:

$$N_{F \max} = \sqrt{\left(\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} \right) + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2 + \left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2} \times$$

$$\sqrt{\left(\frac{\left(\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} \right) + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right) \cdot \alpha_x \omega_2}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} \right)^2 + \left(\alpha_x \omega_2 \cos \omega_2 t - (k_x^2 - \omega_2^2) \sin \omega_2 t \right)^2} \quad (5)$$

$$\sqrt{\left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right) \cdot \alpha_z \omega_2}{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} \right)^2 + \left((k_z^2 - \omega_2^2) \cos \omega_2 t + \alpha_z \omega_2 \sin \omega_2 t \right)^2}$$

Потужність на здолаття сил тертя у системі можна визначити [12]:

$$N_{мер} = 0,5 \cdot F \cdot \mu \cdot d_u \cdot \omega_2^2, \quad (6)$$

де $\mu = 0,05 \dots 0,08$ – коефіцієнт тертя в опорних вузлах; d_u – діаметр приводного валу, на яку насаджений підшипник: $d_u = 0,04$ мм.

Із врахуванням (5) вираз (6) набуде вигляду:

$$N_{мер} = 0,5 \cdot \mu \cdot d_u \cdot \omega_2^2 \cdot \sqrt{\left(\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} \right) + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2 + \left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2} \quad (7)$$



Таким чином потужність приводу машини:

$$N = \left[\left(\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2 + \left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2 \right) \cdot \left(\frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right) \cdot \alpha_x \omega_2}{(k_x^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_x^2 \omega_2^2} + \frac{\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right) \cdot \alpha_z \omega_2}{(k_z^2 - \omega_2^2)^2 + \alpha_z^2 \omega_2^2} \right)^2 \right] \times \gamma_{np}^{-1} \quad (8)$$

$$+ 0,5 \cdot \mu \cdot d_u \cdot \omega_2^2 \cdot \left[\left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} + \frac{m_2 \cdot \omega_2 \cdot e + m_3 \cdot r \cdot \omega_2 - m_3 \cdot 2ku \cdot r_\delta \cdot \omega_3 + m_4 \cdot \omega_2 \cdot l}{\cos(\omega_2 \cdot t) m_1} \right)^2 + \left(\frac{(m_2 + m_3)\omega_2^2 e - m_4 \omega_2^2 l}{m_1} - \frac{(m_1 + m_2 + m_3 + m_4)g}{\sin(\omega_2 \cdot t) \cdot m_1} \right)^2 \right]$$

Для вирішення поставленої мети вирішувалось рівняння (8) в математичному середовищі MathCad 15.0. Попередньо [15] було створено базу даних із значеннями констант (табл. 1) та вибрано діапазон значень змінних

параметрів: кутова швидкість приводного вала $\omega_2 = 0...150$ рад/с; часовий інтервал $t = 0...60$ с.

Таблиця 1
Значення основних констант прийнятих для досліджуваної вібраційної системи

№	Показник	Значення
1	2	3
1	Характерні маси системи, кг	83,2
1.1	Загальна рухома маса, m	
1.2	$m_1 = m_{\kappa} + m_{зав} \cdot \mu + m_{o.p} + m_{н.в.}$	32,7
1.3	$m_2 = m_{нр.в.} + m_{н.д} + m_e + m_{o.д} + m_{д.о} + m_m$	31,9
1.4	$m_3 = m_{p.д}$	13,1
1.5	$m_4 = m_\delta$	5,5
2	Геометричні розміри елементів системи	
2.1	Відстань від осі обертання до центру мас ротора e , м	0,005
2.2	Радіус робочого диска r_δ , м	0,045
2.3	Радіус опорного диска $r_{o.д}$, м	0,14
2.4	Відстань від вершини робочого диска до осі обертання r , м	0,19
2.5	Відстань від осі обертання до центру мас протизваги l , м	0,044
3	Жорсткість пружних елементів C , Н/м	
3.1	по осі OX : C_x	3900
3.2	по осі OZ : C_z	3900



В результаті математичного аналізу рівняння (8) було отримано графічні залежності (рис. 2). Використання даного програмного

забезпечення дозволяє визначити значення енергетичних характеристик залежно від кутової швидкості приводного валу в інтервалі реального часу, що є необхідною передумовою створення технічної системи з мінімальними енерговитратами.

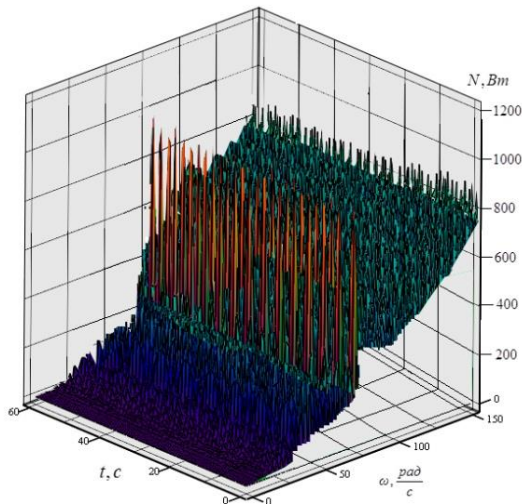


Рис. 2. Споживана потужність привода дробарки в залежності від кутової швидкості ротора

Висновки. Теоретичний аналіз представлених математичних виразів показав, що для проектованої вібраційно-роторної дробарки, дорезонансний режим буде спостерігатися при кутовій швидкості приводного валу $\omega_2=0\dots 50\text{ с}^{-1}$, резонансний – при $\omega_2=70\dots 80\text{ с}^{-1}$, та резонансний режим в діапазоні кутової швидкості $\omega_2=80\dots 150\text{ с}^{-1}$. Аналіз згаданих графічних залежностей розробленої машини із врахуванням результатів попередньо проведених досліджень амплітудно-частотних характеристик [15] дозволив визначити теоретичні значення експлуатаційної кутової швидкості ротора, що відповідають значенням $\omega_2=100\dots 115\text{ рад/с}$ (стабільний зарезонансний режим), при чому споживана потужність буде становити $N=650\dots 750\text{ Вт}$.

Список використаних джерел

1. Калетнік Г.М., Кулик М.Ф., Глушко Я.Т. Енергоощадні технології кормів – основа конкурентоздатності тваринництва: монографія. Вінниця : Теза, 2006. 340 с.
2. Купчук І.М. Експериментальні дослідження процесу подрібнення фуражного

зерна вібраційною дисковою дробаркою. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2019. №3 (94). С. 68-75.

3. Нанка О.В., Бойко І.Г. Шляхи зниження енергоємності подрібнення зернових кормів та підвищення якості подрібнення. *Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Збірник наукових праць БНАУ*. Біла Церква, 2012. Вип. 7. С. 55-58.

4. Toneva P., Epple P., Breuer M. Grinding in an air classifier mill – Part I : Characterisation of the one-phase flow. *Powder Technology*. 2011. № 211. P. 19–27.

5. Kupchuk I.M., Solona O.V., Derevenko I.A., Tverdokhlib I.V. Verification of the mathematical model of the energy consumption drive for vibrating disc crusher. *Inmateh – Agricultural Engineering*. 2018. Vol. 55, № 2. P. 111-118.

6. Гвоздєв О.В., Шпиганович Т.О., Ялпачик О.В. Вдосконалення процесу подрібнення зерна. *Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки*. 2011. № 11. С. 143-150.

7. Islam M. N., Matzen R. Size distribution analysis of ground wheat by hammer mill. *Powder Technology*. 1988. № 54. P. 235–241.

8. Kosse V., Mathew J. Design of hammer mills for optimum performance. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*. 2017. Vol. 215. P. 87-94.

9. Bulgakov V., Pascuzzi S., Ivanovs S., Kaletnik G., Yanovich V. Angular oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain. *Biosystems Engineering*. 2018. vol. 171. P. 155-164.

10. Гончаревич І. Ф., Фролов К. В. Теория вибративной техники и технологии. Москва : Наука, 1981. 320 с.

11. Вібророторна дробарка : пат. 85270 Україна: МПК В02С 25/00. № u201307504; заявл. 13.06.2013; опубл. 11.11.2013, Бюл. № 21. 4 с.

12. Булгаков В.М., Адамчук В.В., Калетнік Г.М., Черниш О.М. Теоретичне дослідження збурених гармонійних коливань у вібраційних приводах машин. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2016. №2 (82). С. 5-9.

13. Янович В.П., Калетнік Г.М. Обґрунтування режимних та конструктивних параметрів гіраційного млина для виробництва високоактивних преміксів. *Вібрації в техніці та технологіях*. 2017. № 1 (84). С.15-21.

14. Yanovych V.P., Kupchuk I.M. Determination of rational operating parameters for a vibrating disk-type grinder used in ethanol industry. *Inmateh – Agricultural Engineering*. 2017. Vol. 52, № 2. P. 143-148.

15. Паламарчук І.П., Янович В.П.,



Купчук И.Н. Анализ математической модели виброторной дробилки. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. 2015. Vol.17, № 4. P. 139-144.

References

1. Kaletnik, H. M., Kulyk, M. F. & Hlushko, Ya. T. (2006). *Enerhooshchadni tekhnologii kormiv – osnova konkurentozdatnosti tvarynyystva* [Energy-saving feed technologies - the basis of animal competitiveness]. Vinnytsia : Teza. 340 p. [In Ukrainian].

2. Kupchuk, I. M. (2019). Eksperymentalni doslidzhennia protsesu podribnennia furazhnoho zerna vibratsiinoiu dyskovoiou drobarkoiou [Experimental studies of the process of grinding fodder grain with a vibrating disk crusher]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in engineering and technology*, 3 (94), 68-75 [In Ukrainian].

3. Nanka, O.V & Boiko, I.H. (2012). Shliakhy znyzhennia enerhoiemnosti podribnennia zernovykh kormiv ta pidvyshchennia yakosti podribnennia [Ways to reduce the energy consumption of grinding grain feed and improve the quality of grinding]. *Tekhnolohiia vyrobnytstva i pererobky produktsii tvarynyystva. Zbirnyk naukovykh prats BNAU – Technology of production and processing of livestock products. Collection of scientific works of BNAU*, 7, 55-58 [In Ukrainian].

4. Toneva, P., Epple, P. & Breuer, M. (2011). Grinding in an air classifier mill – Part I : Characterisation of the one-phase flow. *Powder Technology*, 211, 19-27 [In English].

5. Kupchuk, I.M., Solona, O.V., Derevenko, I.A. & Tverdokhlib, I.V. (2018). Verification of the mathematical model of the energy consumption drive for vibrating disc crusher. *Inmateh – Agricultural Engineering*, 55, 111-118 [In English].

6. Hvozdiev, O.V., Shpyhanovych, T.O. & Yalpachyk, O.V. (2011). Vdoskonalennia protsesu podribnennia zerna [Improving the process of grinding grain]. *Zbirnyk naukovykh prats Vinnytskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Seriya: Tekhnichni nauky – Collection of scientific works of Vinnytsia National Agrarian University. Series: Technical Sciences*, 11, 143-150 [In Ukrainian].

7. Islam, M. N. & Matzen, R. (1988). Size distribution analysis of ground wheat by hammer mill. *Powder Technology*, 54, 235–241 [In English].

8. Kosse, V. & Mathew, J. (2017). Design of hammer mills for optimum performance. *Proceeding of the Institution of Mechanical Engineers*, 215, 87-94 [In English].

9. Bulgakov, V., Pascuzzi, S., Ivanovs, S., Kaletnik, G. & Yanovich, V. (2018). Angular

oscillation model to predict the performance of a vibratory ball mill for the fine grinding of grain. *Biosystems Engineering*, 171, 155-164 [In English].

10. Goncharevich, I. F. & Frolov, K. V. (1981). *Teoriya vibratsionnoy tehniki i tehnologii* [Theory of vibration technology and technology]. Moskva : Nauka. 320 p [In Russian].

11. Palamarchuk, I.P., Yanovych, V.P. & Kupchuk, I.M. (2013). *Vibrorotorna drobarka* [Grinder rotor vibration]. Patent, 85270, UA [In Ukrainian].

12. Bulhakov, V.M., Adamchuk, V.V., Kaletnik, H.M. & Chernysh, O.M. (2016). Teoretychne doslidzhennia zburenykh harmoniinykh kolyvan u vibratsiinykh pryvodakh mashyn [Theoretical study of perturbed harmonic oscillations in vibrating drives of machines]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in engineering and technology*. 2 (82), 5-9 [In Ukrainian].

13. Ianovych, V. P. & Kaletnik, H. M. (2017). Obgruntuvannia rezhymnykh ta konstruktyvnykh parametriv hiratsiinoho mlyna dlia vyrobnytstva vysokoaktyvnykh premiksiv [Substantiation of regime and design parameters of gyration mill for production of highly active premixes]. *Vibratsii v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh – Vibrations in engineering and technology*, 1 (84), 15-21 [In Ukrainian].

14. Yanovych, V. P. & Kupchuk, I. M. (2017). Determination of rational operating parameters for a vibrating disk-type grinder used in ethanol industry. *Inmateh – Agricultural Engineering*, 52, 143-148 [In English].

15. Palamarchuk, I. P., Yanovich, V. P. & Kupchuk, I. N. (2015). Analiz matematicheskoy modeli vibrorotornoj drobilki [Analysis of the mathematical model of a vibro-rotor crusher]. *MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*, 17, 4, 139-144 [In Russian].

ОЦЕНКА ВЛИЯНИЯ СКОРОСНЫХ РЕЖИМОВ РОТОРА НА ПОТРЕБЛЕНИЕ ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ ПРИВОДОМ ВИБРАЦИОННОЙ ДИСКОВОЙ ДРОБИЛКИ

Среди ряда способов интенсификации процесса измельчения зернового материала в технологии приготовления комбикормов одним из самых перспективных можно считать использование вибрационного поля, которое содействует формированию оптимальных условий для своевременного вывода готового продукта из зоны измельчения и обеспечивает самоочищение сепарационных поверхностей от остатков измельченного продукта (особенно при использовании непродовольственных классов зерна), тем самым обеспечивая



максимальную пропускную способность машины.

Учитывая, что для измельчения в комбикормовом производстве преимущественно используют машины ударного принципа действия, которые приспособлены к разрушению твердых и одновременно хрупких объектов, а также экономическую целесообразность переработки некондиционного фуражного зерна, которое имеет полностью противоположные физико-механические характеристики, авторами статьи была предложена технологическая схема вибрационно-роторной дисковой дробилки. Суть разработки заключается в обеспечении комбинированного силового воздействия на материал, а именно, за счет вращательного и вибрационного движения ударных элементов дробилки, сочетание способа разрушения ударом и резки материала, что позволит обрабатывать как твердый, так и переувлажненный материал без значительного уменьшения пропускной способности оборудования. Кроме того, колеблющийся режим рабочей камеры и, как следствие, сепарационной поверхности способствовать своевременной эвакуации готового продукта из зоны измельчения.

Следующим этапом создания вибрационно-роторной дробилки, предшествующий проектированию и конструктивной реализации является выполнение теоретических расчетов ее параметров, в том числе с использованием методов математического моделирования.

Таким образом, с целью достижения высоких показателей эффективности процесса измельчения кормов проектируемой, машиной были проведены теоретические исследования взаимосвязи между значениями кинематических параметров исполнительных органов и потреблением электроэнергии на приведение их в движение, основные результаты которых представлены в статье.

Ключевые слова: потребляемые энергозатраты, динамическое взаимодействие, удар, резка, угловая скорость, вибрация.

EVALUATION OF THE INFLUENCE OF VELOCITY ROTOR REGIMES ON ELECTRICITY CONSUMPTION DRIVEN BY A VIBRATION DISC CRUSHER

Among a number of methods for intensifying the process of grinding grain material in the technology of compound feed preparation, one of the most promising can be considered the use of a vibration field, which contributes to the formation of optimal conditions for the timely withdrawal of the finished product from the grinding zone and ensures self-cleaning of the separation surfaces from the remnants of the crushed product (especially when using non-food classes grain), thereby ensuring the maximum throughput of the machine.

Given that for grinding in feed production mainly use impact machines, which are adapted to the destruction of solid and at the same time fragile objects, as well as the economic feasibility of processing substandard feed grain, which has completely opposite physical and mechanical characteristics. scheme of vibrating-rotary disk crusher. The essence of the development is to provide a combined force on the material, namely, due to the rotational and vibratory motion of the impact elements of the crusher, a combination of impact destruction and cutting material, which will process both hard and wet material without significantly reducing equipment throughput. In addition, the oscillating mode of the working chamber and, as a consequence, the separation surface will facilitate the timely removal of the finished product from the grinding zone.

The next stage of creating a vibrating-rotary crusher, which precedes the design and constructive implementation is to perform theoretical calculations of its parameters, including using the methods of mathematical modeling.

Thus, in order to achieve high efficiency of the process of grinding feed by the designed machine, theoretical studies of the relationship between the values of kinematic parameters of the executive bodies and electricity consumption to drive them, the main results of which are presented in the article.

Keywords: energy consumption, dynamic interaction, impact, cutting, angular velocity, vibration.

Відомості про авторів

Солоня Олена Василівна – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: solona_o_v@ukr.net).

Купчук Ігор Миколайович – кандидат технічних наук, доцент кафедри загальнотехнічних дисциплін та охорони праці Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: kupchuk.igor@i.ua).



Гонтар Володимир Григорович – аспірант за спеціальністю 133 «Галузеве машинобудування» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, +380683260329, bulbashka31@gmail.com).

Дідик Андрій Михайлович – студент магістратури за спеціальністю 208 «Агроінженерія» Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, +380972830537, anddidyk99@gmail.com).

Солона Елена Васильевна – кандидат технічних наук, доцент кафедри общетехнічних дисциплін і охорони праці Вінницького національного аграрного університету (ул. Солнечная, 3, г. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: solona_o_v@ukr.net).

Купчук Игорь Николаевич – кандидат технічних наук, доцент кафедри общетехнічних дисциплін і охорони праці Вінницького національного аграрного університету (ул. Солнечная, 3, г. Вінниця, Україна, 21008, e-mail: kupchuk.igor@i.ua).

Гонтар Владимир Григорьевич – аспірант по спеціальності 133 «Отраслевое машиностроение» Вінницького національного аграрного університету (ул. Солнечная, 3, г. Вінниця, 21008, Україна, +380683260329, bulbashka31@gmail.com).

Дидик Андрей Михайлович – студент магістратури по спеціальності 208 «Агроінженерія» Вінницького національного аграрного університету (ул. Солнечная, 3, г. Вінниця, 21008, Україна, +380972830537, anddidyk99@gmail.com).

Solona Olena – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D in Engineering*), Associate Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnytsia National Agrarian University (3, Solnyschaya St., Vinnytsia, Ukraine, 21008, e-mail: solona_o_v@ukr.net).

Kupchuk Ihor – Candidate of Technical Sciences (*Ph. D in Engineering*), Associate Professor of the Department of General Technical Disciplines and Labor Protection, Vinnitsa National Agrarian University (3, Sonyachna St., Vinnitsa, Ukraine, 21008, e-mail: kupchuk.igor@i.ua).

Hontar Volodymyr – postgraduate in specialty 133 «Sectoral Mechanical Engineering» of Vinnytsia National Agrarian University (3, Sonychna St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, +380683260329, bulbashka31@gmail.com).

Didyk Andrii – Master's student majoring in 208 “Agroengineering” of Vinnytsia National Agrarian University (3, Sonychna St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, +380972830537, anddidyk99@gmail.com).