

2. Бойко А.І. Методика оцінки якісних показників роботи висівних систем точного землеробства / А.І. Бойко, М.О. Свірень, С.М. Лещенко, О.О. Банний // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технології для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Леоніда Погорілого, 2011. – Вип. 15(29). – С. 280–290.

3. Патент на корисну модель №84210 Україна, МПК А01С 7/04 Пневмомеханічний висівний апарат / А.І. Бойко, П.С. Попик // №u201305473; опубл. 10.10.2013, Бюл. № 19.

В приведенной статье представлен усовершенствованный пневмомеханический высевной аппарат с новым высевающим диском, который имеет направленный вектор присасывающей силы. Данная конструкция высевного диска улучшает точность и повышает надежность технологического процесса высева. Пневмомеханический высевной аппарат с предложенной конструкцией высевного диска нуждается в меньшей степени разрежения в пневматической системе, что в целом уменьшит энергозатраты машинно-тракторного агрегата для посева технических культур.

Пневмомеханический высевной аппарат, высевающий диск, присасывающая сила, направленный вектор.

In paper over improved pneumatic mechanical sowing apparatus is presented with new sowing disk which has directed vector of suction force. This construction of sowing disk improves exactness and promotes reliability of technological process of sowing. Pneumatic mechanical sowing apparatus with offered construction of sowing disk needs in less degree rarefaction in pneumatic system, that on whole will decrease power expenses of machine and tractor unit asm for sowing of industrial crops.

Pneumatic mechanical sowing apparatus, which sows disk, suction force, directed vector.

УДК 631.26.3

УДОСКОНАЛЕНА МЕТОДИКА КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНОГО РОЗРАХУНКУ МОЛОТКОВОЇ ДРОБАРКИ ДЛЯ ЛІНІЇ ГРАНУЛЮВАННЯ ДЕРЕВНОЇ БІОМАСИ

В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, кандидати технічних наук

© В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, 2014

Проаналізовані існуючі методики конструктивно-технологічного розрахунку молоткової дробарки та проведене їх удосконалення стосовно подрібнення біомаси для ліній виробництва гранульованого біопалива

Молоткова дробарка, щільність матеріалу, критична лінійна швидкість ротора, діаметр ротора, довжина ротора.

Постановка проблеми. Для найбільш ефективного використання більшість видів біопалива має потребу в попередній підготовці. Основними проблемами є висока вологість і низька насипна вага більшості відходів рослинного походження, що призводить до необхідності їх сушіння та ущільнення для зручності транспортування. Найбільш ефективним способом підготовки біопалив є їх гранулювання, оскільки при цьому кінцева вологість готового продукту складає всього 8-12 %, а вихідний матеріал ущільнюється в 5-10 разів, що збільшує їх теплотворну здатність і зменшує витрати на транспортування.

Одним із етапів виробництва гранульованого біопалива є подрібнення сировини, яке може здійснюватись в дезінтеграторах, конусних, щічних, молоткових дробарках тощо. Для кінцевого дроблення матеріалу в лініях виробництва гранульованого біопалива часто використовуються молоткові дробарки, які відносяться до подрібнюючих машин ударної дії. Для ефективної роботи таких машин надзвичайно важливо правильно спроектувати та розрахувати їх конструктивні параметри.

Аналіз останніх досліджень. Розробкою методик проектування молоткових дробарок займалися В.Я. Борщев, В.А. Бауман, Н.І. Гальперін, А.Н. Плановский тощо.

В роботі [5] ефективна представлена методика розрахунку молоткової дробарки, яка, на нашу думку, все ж має певні вади, що полягають в наступному: для визначення критичної лінійної швидкості ротора, при якій можливе руйнування матеріалу заданої величини, необхідно знати силу опору частинки руйнуванню, значення якої для біомаси відсутнє в довідковій літературі (в інших методиках для цієї цілі застосовується границя міцності матеріалу при розтягуванні); продуктивність, розрахована за формулою
$$P = D_p L_p^2 n$$
 надзвичайно висока, що не відповідає дійсності (дана формула виведена стосовно подрібнення вапняку [1]). В роботі [2] визначена реальна продуктивність дробарки, однак потужність двигуна за формулою
$$N = 9 D_p^2 L_p n$$
 явно завищена. В роботі [10] Встановлена раціональна потужність двигуна, однак відсутній конструктивний розрахунок елементів дробарки.

Тому **метою досліджень** є удосконалення представлених в літературних джерелах методик конструктивно-технологічного розрахунку молоткової дробарки.

Результати досліджень. В дробарках ударної дії матеріал руйнується під дією механічного удару, при якому кінетична енергія рухомих тіл повністю або частково переходить в енергію їх деформації і руйнування. В результаті удару билом або молотком частинка матеріалу руйнується, її осколки розлітаються і відкидаються на колосникові грати, створюючи камеру подрібнення. Ударяючись об колосникові грати, матеріал додатково подрібнюється і, відбиваючись, знову потрапляє під дію ротора. Це повторюється багато разів, поки частки матеріалу, досягнувши певних розмірів, не вийдуть крізь колосникові грати на розвантаження.

В деяких випадках матеріал, отримавши удар, починає обертатися довкола свого центру тяжіння з швидкістю, близькою до швидкості робочого органу дробарки, і руйнується, оскільки при цьому від дії відцентрових сил в шматку матеріалу виникає напруження, яке перевищує межу міцності при розтягуванні (наприклад, деревини впоперек волокон). Критичний розмір шматка матеріалу, при якому починається його руйнування, визначається за експериментальною формулою [1]:

$$d_{2кр} = 230 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{\sigma_p}{\rho \cdot v_p^{1,5}}, \quad (1)$$

де $d_{2кр}$ – критичний діаметр матеріалу, що подається на подрібнення, м; v_p – швидкість удару, що дорівнює лінійній швидкості ротора, м/с; σ_p – границя міцності матеріалу при розтягуванні, Па; ρ – щільність матеріалу, що подрібнюється, кг/м³.

Якщо шматок матеріалу буде мати розмір, менший за критичний, то при даних умовах він не піддається подрібненню.

Для молоткових дробарок основним критерієм для розрахунків є критична лінійна швидкість молотка, при якій можливе руйнування матеріалу заданої величини. Швидкість ротора вибирається залежно від заданого максимального розміру продукту подрібнення і характеристики матеріалу - границі міцності матеріалу при розтягуванні і його щільності [1]:

$$v_{кр} = 0,0175 \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\sigma_p}{\rho \cdot d_2} \right)^2}, \quad (2)$$

де $v_{кр}$ – критична лінійна швидкість ротора, при якій можливе руйнування матеріалу заданої величини, м/с; d_2 – діаметр матеріалу, що подається на подрібнення, м.

Щільність деревини основних лісових та садових порід дерев України становить 460-830 кг/м³.

Деревина має високу міцність при розтягуванні уздовж волокон; середню величину її для деревини різних порід можна прийняти 122 МПа. Проте використовувати цю властивість на практиці повною мірою важко із-за складності закріплення кінців деталі, де розвивається сколююча напруга і відбувається зминання деревини. Оскільки деревина погано чинить опір цим видам сил, практично руйнування звичайно відбувається не у формі розриву, а в місцях закріплення деталі у вигляді сколювання або зминання. Внаслідок цього деревина порівняно рідко застосовується для роботи на розтягування вздовж волокон. Міцність при розтягуванні впоперек волокон в середньому для всіх порід складає приблизно 1/20 міцності при розтягуванні уздовж волокон. З одного боку, ця міцність невисока (3-12 МПа), а з іншої – можливість появи тріщин в площині руйнування, коли опір може впасти до нуля, заставляє утримуватися від використання деревини для роботи на розтягування впоперек волокон. Міцність при розтягуванні впоперек волокон має істотне значення при різанні та сколюванні деревини [6]. Знаючи мінімально необхідну для руйнування матеріалу лінійну швидкість молотка, можна визначити необхідну для руйнування частинки матеріалу кутову швидкість молотка як [2]:

$$\omega = \frac{v}{R_{\max}}, \quad (3)$$

де ω – необхідна для руйнування частинки матеріалу кутова швидкість молотка, рад/с; $R_{\max}$ – радіус найбільш віддаленої від осі ротора точки молотка, м.

Радіус найбільш віддаленої від осі ротора точки молотка $R_{\max}$ визначається відповідно до конструктивних розмірів молотка. Для цього необхідно задатись такими конструктивними розмірами молотка, як довжина a , ширина b і товщина δ .

Тоді відстань від центра маси молотка до осі отвору (при умові одного отвору на молотці) визначається як [2]:

$$c = \frac{a^2 + b^2}{6 \cdot a}, \quad (4)$$

де c – радіус від центра маси молотка до осі отвору, м; a – довжина молотка, м; b – ширина молотка, м.

Щоб на вал підшипника дробарки не передавалися ударні імпульси від молотків, квадрат радіусу інерції молотка r_c відносно його точки підвісу до диска повинен визначатися як [2]:

$$r_c^2 = \frac{a^2 + b^2}{12}, \quad (5)$$

де r_c – радіус інерції молотка відносно його центру маси, м.

Радіус інерції молотка відносно осі його підвішування буде [2]:

$$r = \sqrt{r_c^2 + c^2}, \quad (6)$$

де r – радіус інерції молотка відносно осі його підвішування, м.

Відстань від кінця молотка до осі його підвішування становить [2]:

$$l = c + 0,5 \cdot a, \quad (7)$$

де l – відстань від кінця молотка до осі його підвішування, м.

Після цього вибирається відстань від осі підвішування молотка до осі ротора. Вибір проводиться виходячи із умови, що стійка робота молоткових дробарок спостерігається при умові нерівності відстаней від осі підвішування молотка як до його зовнішньої робочої кромки, так і до осі ротора. При цьому відстань від осі підвішування молотка до осі ротора R_0 повинна бути більшою від відстані від осі його підвішування до кінця молотка l ($R_0 > l$) [2].

Знаючи відстань від осі підвішування молотка до осі ротора R_0 та відстань від кінця молотка до осі його підвішування l , визначається радіус найбільш віддаленої від осі ротора точки молотка, яка необхідна для розрахунку кутової швидкості молотка за формулою (3) [2]:

$$R_{\max} = R_0 + l, \quad (8)$$

де $R_{\max}$ – радіус найбільш віддаленої від осі ротора точки молотка, м; R_0 – відстань від осі підвішування молотка до осі ротора, м; l – відстань від кінця молотка до осі його підвішування, м.

Знаючи кутову швидкість молотка можна визначити відцентрову силу його інерції [2]:

$$P_m = m_m \cdot \omega^2 \cdot R_c, \quad (9)$$

де P_m – відцентрова сила інерції молотка, Н; m_m – маса молотка, кг; R_c – радіус кола розміщення центру маси молотків, м.

Молотки дробарок виготовляються із сталі. Маса такого молотка визначається за формулою [2]:

$$m_m = V_m \cdot \rho_m = a \cdot b \cdot \delta \cdot \rho_m, \quad (10)$$

де V_m – об'єм молотка, м³; ρ_m – щільність матеріалу, з якого виготовлений молоток, кг/м³.

Радіус кола розміщення центру маси молотків визначається за формулою [2]:

$$R_c = R_0 + c, \quad (11)$$

Діаметр осі підвішування молотка визначається як [1, 3]:

$$d = 1,36 \cdot \sqrt[3]{P_m \cdot \delta / \sigma_m}, \quad (12)$$

де d – діаметр осі підвішування молотка, м; δ – товщина молотка, м; σ_m – допустима напруженість на вигин, Па.

Допустима напруженість на вигин приймається із довідкової літератури. Товщина диска визначається за формулою [1; 2]:

$$\delta_{\partial} \geq \frac{P_m}{d \cdot \sigma_{\partial \text{оп зм}}}, \quad (13)$$

де δ_{∂} – товщина диска, м; $\sigma_{\partial \text{оп зм}}$ – допустима напруженість на зминання, Па.

Допустима напруженість на зминання приймається із довідкової літератури. Зовнішній радіус диска визначається як [2]:

$$R = R_0 + 0,5 \cdot d + h_{\text{мін}}, \quad (14)$$

де R – зовнішній радіус диска, м.

Мінімальний розмір перемички між отворами під осі підвішування і зовнішньою кромкою диска повинен бути [2]:

$$h_{\text{мін}} \geq \frac{0,5 \cdot P_m}{\delta \cdot \sigma_{\text{зр}}}, \quad (15)$$

де $h_{\text{мін}}$ – мінімальний розмір перемички між отворами під осі підвішування і зовнішньою кромкою диска, м; $\sigma_{\text{зр}}$ – допустима напруга на зріз, Н.

Допустима напруженість на зріз вираховується за формулою [2]:

$$\sigma_{\partial \text{оп зр}} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_m, \quad (16)$$

де σ_m – границя текучості, Па.

Для сталі марки Ст5, із якої найчастіше виготовляються лопатки дробарок, значення границі текучості σ_m становить 260-290 МПа.

Діаметр ротора дробарки визначається як подвоєна сума відстані від кінця молотка до осі його підвішування l і відстані від осі підвішування молотка до осі ротора R_0 [2]:

$$D_p = 2(R_0 + l), \quad (17)$$

де D_p – діаметр ротора дробарки, м.

Довжина ротора дробарки визначається залежно від його діаметра [2]:

$$L_p = (0,8 \dots 1,2) D_p, \quad (18)$$

де L_p – довжина ротора дробарки, м.

Кількість молотків залежить від фізико-механичних властивостей оброблюваного матеріалу. Велика кількість ярусів уповільнюватиме проходження матеріалу через робочу зону і, кінець кінцем, позначатиметься на продуктивності. Також може постраждає якість подрібнення – можлива поява ефекту переподрібнення. При малому ж числі молотків спостерігатиметься проскакування часток матеріалу і, як наслідок, внаслідок малої дії на матеріал, він не досягатиме необхідної міри дроблення. Звичайно необхідну кількість

молотків та їх рядів встановлюється дослідним шляхом. Мінімальна кількість має бути не менше 2, аби зрівноважити вал ротора.

Продуктивність дробарки визначається за формулами [1]:

$$\Pi = 480 \cdot \frac{D_p^{1,5} \cdot L_p}{v_p^{0,35} \cdot z^{0,5}} \cdot K_\beta, \quad (19)$$

де Π – продуктивність дробарки, м³/год; v_p – лінійна швидкість обертання ротора, м/с; z – число рядів молотків; K_β – коефіцієнт, що залежить від положення відбійної плити.

При роботі дробарки з опущеною відбійною плитою $K_\beta=1,3$, а при повністю піднятою відбійною плитою – $K_\beta=5,2$ [1]. Частота обертання ротора n визначається відповідно до відомої кутової швидкості молотка [2]:

$$n = \frac{30 \cdot \omega}{\pi}, \quad (20)$$

де n – частота обертання ротора, об/хв.

Потужність двигуна дробарки визначається за формулою [4]:

$$N = \frac{(0,1 \dots 0,15) \cdot \Pi \cdot i \cdot \rho}{1000}, \quad (21)$$

де N – потужність двигуна дробарки, кВт; Π – продуктивність дробарки, т/год; i – ступінь подрібнення матеріалу; ρ – щільність матеріалу, що подрібнюється, кг/м³.

Ступінь подрібнення i характеризується відношенням розміру D_m шматків матеріалу до подрібнення до розміру d_m шматків після подрібнення [5]:

$$i = \frac{D_m}{d_m}, \quad (22)$$

де D_m – розмір шматків матеріалу до подрібнення, м; d_m – розмір шматків матеріалу після подрібнення, м.

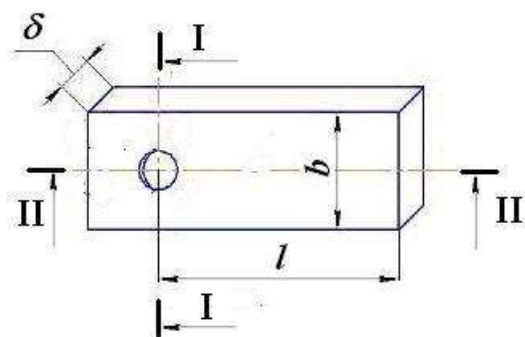


Рис. 1. Схема для розрахунку напружень.

Діаметр вала в небезпечному перетині біля шківів знаходиться за формулою:

$$d_0 = 0,052 \cdot \sqrt{\frac{N}{\omega}}, \quad (23)$$

де d_0 – діаметр вала в небезпечному перетині біля шківів, м; N – потужність двигуна дробарки, кВт; ω – кутова швидкість ротора, рад/с.

Наступним є розрахунок молотка на міцність.

Напруженість, що виникає в перетині I-I молотка становить:

$$\sigma_{I-I} = \frac{P_m}{(b-d) \cdot \delta}, \quad (24)$$

Допустима напруженість в перетині I-I молотка при цьому визначається за формулою:

$$\sigma_{\text{доп } I-I} = \frac{\sigma_m}{s}, \quad (25)$$

де $\sigma_{\text{доп } I-I}$ – допустиме напруження в перетині I-I молотка, Па; σ_m – границя текучості, Па; s – запас міцності.

Запас міцності для молотків дробарок становить 5. Напруженість зрушення, що виникає в перетині II-II молотка становить:

$$\sigma_{\text{зруш } I-I} = \frac{P_m}{2 \cdot \delta \cdot (l-b-d)}. \quad (26)$$

Допустима напруженість зрушення сталі становить 82 МПа.

Напруженість на зминання, що виникає в молотці, визначається за формулою:

$$\sigma_{zm} = \frac{P_m}{\delta \cdot d}. \quad (27)$$

Висновок. Представлена методика дозволяє визначати конструктивно-технологічні параметри молоткових дробарок в лінії гранулювання біомаси для енергетичних цілей

Список літератури

1. Бауман В.А. Механическое оборудование предприятий строительных материалов, изделий и конструкций :учебник для вузов / В.А. Бауман, Б.В. Клушанцев, В.Д. Мартынов. – М.: Машиностроение, 1975. – 351 с.
2. Борщев В.Я. Оборудование для измельчения материалов: дробилки и мельницы : учебное пособие / В.Я. Борщев. – Тамбов: Издательство Тамбовского государственного технического университета, 2004. – 75 с.
3. Дешко Ю.И. Измельчение материалов в цементной промышленности / Ю.И. Дешко, М.Б. Креймер, Г.С. Крыхтин. – М: Издательство литературы по строительству, 1966. – 276 с.
4. Плановский А.Н. Процессы и аппараты химической технологи : учебник для техникумов / А.Н. Плановский, В.М. Рамм, С.З. Каган. – М: ГННТХЛ, 1962. – 848 с.
5. Промышленная технология лекарств : учебник. В 2-х т. Том 1 / В.И. Чуешов,

О.И. Зайцев, С.Т. Шебанова, М.Ю. Чернов ; под ред. проф. В.И. Чуешова. – Х: МТК-Книга; Изд-во НФАУ, 2002. – 560 с.

6. Уголев Б.Н. Древисиноведение и лесное товароведение : учебное пособие для техникумов / Б.Н. Уголев. – М: Издательский центр "Академия", 2006. – 272 с.

Проанализированы существующие методики конструктивно-технологического расчета молотковой дробилки и проведено их усовершенствование относительно измельчения биомассы для линий производства гранулированного биотоплива.

Молотковая дробилка, плотность материала, критическая линейная скорость ротора, диаметр ротора, длина ротора.

The existent methods of structural-technological calculation of hammer crusher are analysed and their improvement is conducted in relation to growing of biomasses shallow for the lines of production of granular biopropellant.

Hammer crusher, closeness of material, stalling linear speed of rotor, diameter of rotor, length of rotor.

УДК 636:631.223.018:568.264

СКЛАД РОЗЧИНІВ ГНОЙОВИХ СТОКІВ ВЕЛИКОЇ РОГАТОЇ ХУДОБИ ПІД ЧАС АНАЕРОБНОЇ ФЕРМЕНТАЦІЇ В БІОРЕАКТОРАХ

**М.С. Коханенко, В.В. Михалевич, інженери
Інститут технічної теплофізики НАН України**

Описано технологію переробки розчинів гною великої рогатої худоби на біогазовій станції в с. В.Крупіль «Української молочної компанії». Показано, що ефективна робота біореакторів відбувається при регламенті технологічного параметра та сталому лужному режимі, який треба ретельно підтримувати.

Органіка, ферментація, переброджений розчин, біореактор.

Постановка проблеми. Агропромисловий комплекс (АПК) в Україні сьогодні – це один із небагатьох секторів, який в нинішніх умовах розвивається. [1] Тваринництво, як одна із галузей АПК, теж стабільно розвивається. А отже виникає питання з утилізацією органічних відходів. Утилізація органічних відходів призводить до значної економії цінної енергетичної сировини, так як продукти, які

© М.С. Коханенко, В.В. Михалевич, 2014