

УДК 631.363.2

## ТЕОРЕТИЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНО – КОНСТРУКТИВНИХ ПАРАМЕТРІВ ПОДРІБНЮВАЧА ПРЕСОВАНИХ СТЕБЛОВИХ МАТЕРІАЛІВ

*Грицун Анатолій Васильович к.т.н., доцент*  
*Грицун Олерсій Анатолійович студент*  
*Яропуд Віталій Миколайович асистент*  
*Вінницький національний аграрний університет*

*Grytsun A.*

*Grytsun O.*

*Yaropud V.*

*Vinnitsa National Agrarian University*

**Анотація:** основним видом механічної обробки стеблових матеріалів є подрібнення. При подрібненні соломи в камері молоткової дробарки основним видом руйнівних деформацій матеріалу являється згин, для якого якнайповнішою механічною характеристикою є межа міцності.

Представленому матеріалі подано теоретичні обґрунтування моделі робочого процесу мобільного молоткового подрібнювача-роздавача грубих кормів.

Обґрунтовано, що основним видом механічних обробки соломистих матеріалів є подрібнення розбиванням молотковим роторним робочим органом.

**Ключові слова:** стеблові корми, подрібнювач, ротор, молоток, деформація, напруження, колова швидкість.

### **Постановка проблеми**

Найважливішою умовою відродження і розвитку тваринництва виявляється корінна модернізація матеріально-технічної бази галузі на основі використання вискоєфективних систем машин і комплектів технологічного устаткування для кожного рівня концентрації і спеціалізації ферм, економічного і фінансового стану товаровиробників, особливостей технологій виробництва. Забезпечення сільського господарства універсальними засобами для приготування кормів на фермах і комплексах, які не поступаються імпортним аналогам по продуктивності, надійності, простоті обслуговування і якості виконуваних робіт разом з порівняно невисокою вартістю виготовлення, є актуальним на даний момент.

Теоретичне обґрунтування та розробка математичної моделі робочого процесу мобільного подрібнювача-роздавача дозволяють визначити його оптимальні технологічні та технічні параметри.

Одним з найбільш важливих процесів приготування кормів є їх подрібнення і роздача в годівниці. Завдяки утворенню часток з більшою поверхнею покращується перетравлення і засвоєння кормів та при видачі їх в годівниці виникає можливість якісного дозування.

### **Аналіз досліджень і публікацій**

Методика розрахунку конструктивних параметрів молоткових дробарок розроблена С.В. Мельниковим. Він стверджує, що найефективніше процес подрібнення протікає при використанні молотків, що мають ступінчасту робочу поверхню [1]. В.А. Альошкін, В.Г.

Мохнаткін, [2] констатують, що для зниження енергоємності процесу подрібнення доцільно застосовувати молотки із зміщеною віссю підвісу або виготовленням робочих органів з криволінійними робочими гранями.

Аналіз наукових досліджень, присвячених вивченню робочого процесу технічних засобів для подрібнення стеблових культур свідчить, що є досить великий об'єм експериментального і теоретичного матеріалу для вдосконалення і розробки нових конструкцій подрібнювачів. Проте різні дані, іноді суперечливі, про вплив того або іншого чинника на показники роботи подрібнювача. Також їх не можна розглядати окремо один від одного, оскільки чинники взаємодіють між собою.

### Викладення основного матеріалу

Аналіз мобільних подрібнювачів-роздавачів показав, що вони повинні забезпечити завантаження в місцях складування рулонованих грубих кормів, транспортування, подрібнення і дозовану видачу в зоні годування.

За умови задовільної якості готового продукту, ефективність роботи подрібнювача можна збільшити за рахунок зниження енергоємності подрібнення. З енергетичної точки зору найбільш вигідною технологічною схемою подрібнювача стеблових кормів слід визнати, ту, яка складається з мінімально необхідних складових: подача початкового матеріалу, подрібнення, відведення готового продукту.

В цьому випадку подрібнювач може складатися з живильного пристрою і подрібнювального апарату без пристрою відведення готового продукту. Подрібнений корм може відводитися за рахунок сил інерції отриманих від подрібнювальних робочих органів (викидатися).

У загальному випадку в запропонованій моделі функціонування подрібнювача (рис.1) вхідними параметрами прийняті змінні, що визначають умови його роботи: подача стеблових корму  $Q_n(t)$ , яку за необхідності можна виміряти, і вологість стеблових корму  $W(t)$ , яка є некерованим чинником і контролюється при проведенні дослідів. Вихідними змінними є: потік подрібненої маси (пропускна спроможність)  $Q(t)$ , середня довжина різки  $l_{cp}(t)$  і питомі енерговитрати  $E(t)$ .

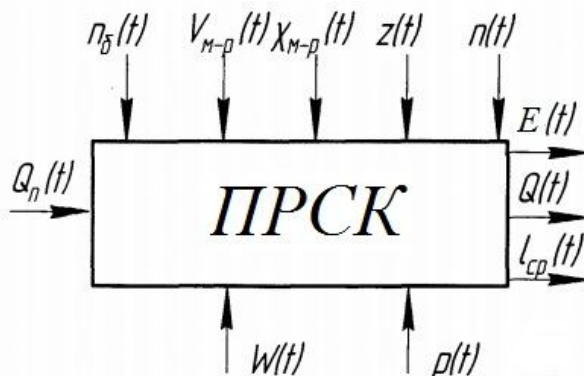
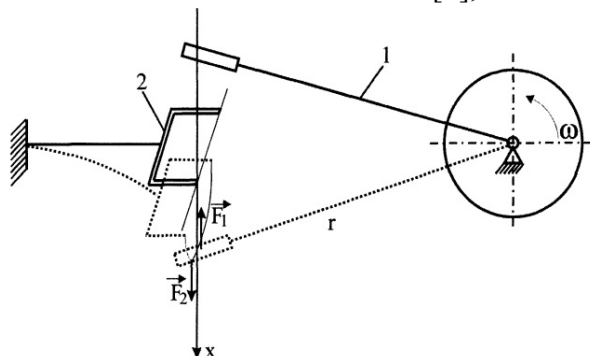


Рис. 1. Узагальнена модель функціонування подрібнювача-роздавача стеблових кормів

На вихідні параметри впливають конструктивно-технологічні параметри, що характеризують положення робочих органів: колова швидкість молоткового ротора  $V_{m-p}(t)$ ,

частота обертання бункера  $\omega(t)$ , кут нахилу подрібнювального ротора  $X_{m-p}(t)$  відносно вертикальної осі, кількість молотків на осі підвісу  $z(t)$ , число осей підвісу  $n(t)$ .

Взаємодія молоткового робочого органу із стебловим матеріалом в процесі його руйнування характеризується надзвичайно складними явищами. Тільки при поєднанні теорії з експериментом можливий підхід до розуміння справжньої фізичної картини цього процесу, який можна представити схемою яка складається з двох тіл [3], показаною на рисунку 2.



**Рис. 2. Схема взаємодії робочого органу зі стеблом: 1 - ротор з молотковим робочим органом; 2 - стебло з приєднаною масою**

Кінетичним моментом (чи головним моментом кількостей руху механічної системи відносно цього центру) називають вектор, рівний геометричній сумі моментів кількостей руху усіх матеріальних точок системи відносно цього центру [4, 5].

$$K_1 - K_{1_0} = - \int_0^t F_1 r dt \quad (1)$$

де  $K_1$  - кінетичний момент системи;

$K_{1_0}$  - кінетичний момент механічної системи при  $t = 0$ ;

$-\int_0^t F_1 r dt$  - момент імпульсу сили характеризує її дію протягом певного часу.

Після перетворення рівняння (1) стане вигляду:

$$J_1 \omega - J_1 \omega_0 = - \int_0^t F_1 r dt \quad (2)$$

За законом рівності дії і протидії (третьій закон Ньютона) [4, 5] з боку матеріальної точки діє сила  $F_2$ , рівна по модулю силі  $F_1$  і спрямована по тій же прямій в протилежну сторону, тобто:  $-\vec{F}_1 = \vec{F}_2$ . Третій закон механіки проявляється при розгляді руху тіл в будь-якій системі відліку.

Стебло з приєднаною масою можна розглянути, як пружну систему, представлену консольною балкою.

Тоді поновлювальна сила пропорційна відхиленню точки від положення рівноваги [4, 5] (нехтуємо статичною деформацією) тобто:

$$F_{прx} = c \cdot OM = c \cdot |x| \quad (3)$$

де  $c$  - коефіцієнт жорсткості балки.

Коливальний рух матеріальної точки відбувається за умови, якщо на точку, відхилену від положення спокою під дією сили  $F_2$ , діє сила  $F_{пр}$ , яка прагне повернути точку в це положенні. Такою силою може служити сила пружності. Отже сила пружності завжди спрямована положення спокою тіла :

$$\vec{F}_{прx} = -c \cdot \vec{x} \quad (4)$$

Складемо диференціальне рівняння руху точки  $M$  під дією  $F_{пр}$  і  $F_2$ :

$$m_2 \cdot \ddot{x} = \sum X = F_{np_x} + F_2 = -c \cdot x + F_2 \quad (5)$$

Після перетворення вираз (5) набере вигляду:

$$\ddot{x} + \frac{c}{m_2} \cdot x = \frac{F_2}{m_2} \quad (6)$$

$$\ddot{x} = -\frac{c}{m_2} \cdot x = \frac{F_2}{m_2} \quad (7)$$

Після інтегрування вираз (7) набере вигляду:

$$\dot{x} = \frac{1}{m_2} \left( -\int_0^t F_{np} dt + \int_0^t F_2 dt \right) \quad (8)$$

Розглянемо усю систему в цілому, як взаємодія робочого органу (молотка) із стеблом і стебла з приєднаною масою (рис. 2).

Залежність між зміною кінетичної енергії механічної системи і роботою прикладених до неї точок сил можна встановити застосувавши до руху кожної точки теорему про зміну кінетичної енергії.

$$dT = \sum A \quad (9)$$

Рівняння (2.9) можна проінтегрувати між двома положеннями системи, в яких кінетична енергія змінюється від  $T_0$  до  $T$ :

$$T - T_0 = A_{руйн} + A_{пр} \quad (10)$$

де  $T$  - кінетична енергія системи в другому положенні;

$T_0$  - кінетична енергія системи в першому її положенні;

$A_{руйн}$  - робота сили руйнування,  $F_{руйн}$ ;

$A_{пр}$  - робота сили пружності,  $F_{пр}$ .

Таким чином, рівняння (10) - інтегральна форма теореми про зміну кінетичної енергії системи.

Визначимо кінетичну енергію тіл, що входять в систему. Для цього  $T_0$  і  $T$  представимо таким чином:

$$T_0 = \frac{J_1 \omega_0^2}{2} \quad (11)$$

$$T = \frac{J_1 \omega^2}{2} + \frac{m^2 \dot{x}^2}{2} \quad (12)$$

Вираз (2.10) набере вигляду:

$$\frac{J_1 \omega^2}{2} + \frac{m^2 \dot{x}^2}{2} - \frac{J_1 \omega_0^2}{2} = A_{руйн} + A_{пр} \quad (13)$$

Тут  $J_1$  - момент інерції тіла молотка і ротора відносно осі обертання.

Тоді зміна кінетичної енергії молоткового ротора запишеться:

$$\Delta T_1 = \frac{J_1 \omega^2 - J_1 \omega_0^2}{2} = \frac{J_1}{2} (\omega^2 - \omega_0^2) \quad (14)$$

Елементарна робота сили пружності:

$$dA = -cxdx$$

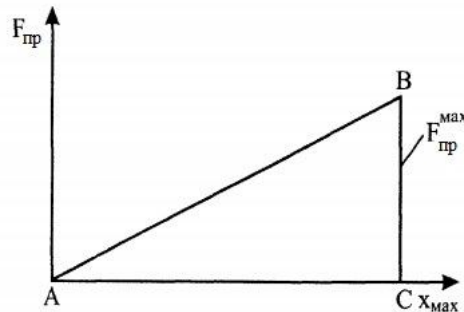
На рисунку 3 показаний графік зміни проекції сили пружності  $F_{пр}$  залежно від

переміщення кінця балки  $x$ .

Можна припустити, що в процесі взаємодії молотка і стебла сила пружності і сила, що виникає в стеблі, наростають за лінійним законом.

Так як  $F_{пр} = c \cdot |x|$ , то лінія графіка АВ - пряма лінія.

Робота сили пружності визначається площею трикутника АВС.



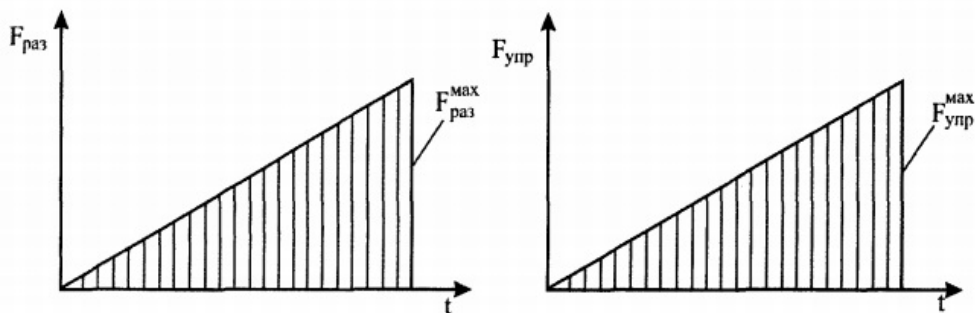
**Рис. 3. Графік зміни проекції сили пружності  $F_{пр}$  залежно від переміщення кінця балки  $x$**

$$\left[ \begin{array}{c} x \rightarrow 0 \\ A_{пр} \approx -c \int_0^x x dx = -\frac{cx_{\max}^2}{2} = -\frac{F_{пр}^{\max} x_{\max}}{2} \end{array} \right] \quad (15)$$

Робота сили пружності негативна, коли деформація збільшується, тобто коли сила пружності спрямована протилежно переміщенню її точки прикладення. Тоді кінетичну енергію молоткового ротора можна записати:

$$\Delta T_1 = -\frac{m_2 \dot{x}^2}{2} + A_{руйн} + A_{пр} \quad (16)$$

Лінійний закон зростання сил  $F_{руйн}$  і  $F_{пр}$  набере вигляду, представленого на рисунку 4.



**Рис. 4. Графіки зміни проекції сили руйнування  $F_{руйн}$  і сили пружності  $F_{пр}$  залежно від часу взаємодії**

Тоді:

$$\dot{x} = \frac{1}{m} \left( -\int_0^t F_{пр} dt + \int_0^t F_{руйн} dt \right) = \frac{1}{m} \left( -\frac{1}{2} \int_0^t F_{пр}^{\max} dt + \int_0^t F_{руйн}^{\max} dt \right) \quad (17)$$

Зміна кінетичної енергії ротора набере вигляду:

$$\Delta T_1 = -\frac{1}{m} \left( -\frac{1}{8m_2} (F_{пр}^{\max} t)^2 + \frac{1}{8m_2} (F_{руйн}^{\max} t)^2 + \left( -\frac{1}{4m_2} F_{пр}^{\max} F_{руйн}^{\max} t^2 \right) \right) + A_{руйн} + A_{пр} \quad (18)$$

Таким чином,  $\Delta T_1$  залежить від  $t^2$ , тут  $A_{руйн} < 0$ ,  $A_{пр} < 0$ . Витрата зовнішньої потужності

на зміну кінетичної енергії  $\Delta T$  буде більше із збільшенням часу взаємодії.

Робота сил  $F_{руйн}$  і  $F_{пр}$ , визначається так:

$$A_{руйн} = -\frac{1}{2} F_{руйн} \delta_{руйн} \quad (19)$$

$$A_{пр} = -\frac{1}{2} F_{пр} x_{\delta} \quad (20)$$

де  $\delta_{руйн}$  - подовження соломи до руйнування (рис. 5);

$x_{\delta}$  - прогин тензобалки (по таруванню).

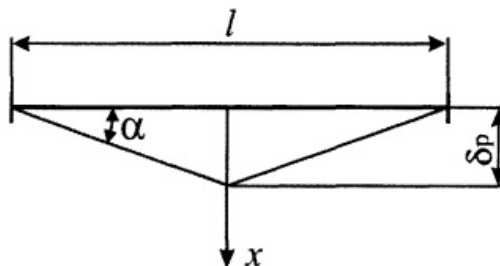


Рис. 5. Схема визначення прогину стебла до руйнування

$$\cos \alpha = \frac{l}{(l + \Delta l)} \quad (21)$$

де  $l$  - довжина стебла;

$\Delta l$  - абсолютне подовження стебла [6].

Тоді:

$$\delta_{руйн} = (l + \Delta l) \sin \alpha \quad (22)$$

Теорему про зміну кінетичної енергії тільки для молоткового ротора можна так само записати у вигляді:

$$T - T_0 = -F_{руйн}^{\max} (\delta_{руйн} + x_{\delta}) \quad (23)$$

де  $F_{руйн}^{\max}$  - середнє зусилля руйнування.

Зміна кінетичної енергії:

$$\Delta T_1 = -\frac{1}{2} F_{руйн}^{\max} (\delta_{руйн} + x_{\delta}) \quad (24)$$

Якщо підставити вирази (19, 20, 24) в рівняння (18), то:

$$-\frac{1}{2} F_{руйн}^{\max} (\delta_{руйн} + x_{\delta}) = -\left[ \frac{1}{8m_2} (F_{пр}^{\max} t)^2 + \frac{1}{8m_2} (F_{руйн}^{\max} t)^2 + \left( -\frac{1}{4m_2} F_{пр}^{\max} F_{руйн}^{\max} t^2 \right) \right] - \frac{1}{2} F_{руйн}^{\max} \delta_{руйн} - \frac{1}{2} F_{пр}^{\max} x_{\delta} \quad (25)$$

Тоді вираз (25) можна представити у вигляді квадратного рівняння з постійними коефіцієнтами:

$$aF_{руйн}^{\max 2} + bF_{руйн}^{\max} + c = 0, \\ -F_{руйн}^{\max 2} t^2 + 2F_{руйн}^{\max} F_{пр}^{\max} t^2 + 4F_{руйн}^{\max} x_{\delta} m_2 - 4F_{пр}^{\max} x_{\delta} m_2 - F_{пр}^{\max 2} t^2 = 0 \quad (26)$$

де  $a = -(t)^2$ ;

$$b = 2F_{np}^{\max} t^2 + 4F_{np}^{\max} x_0 m_2$$

$$c = -4F_{np}^{\max} x_0 m_2 - F_{np}^{\max 2} t^2$$

В кінцевому виді максимальне зусилля руйнування  $F_{np}^{\max}$  виходячи з рівняння (26) буде:

$$F_{np, 1,2}^{\max} = \frac{-2F_{np}^{\max} t^2 + 4x_0 m_2 \pm \sqrt{(-2F_{np}^{\max} t^2 + 4x_0 m_2)^2 + (-4F_{np}^{\max} x_0 m_2 - F_{np}^{\max 2} t^2)}}{-2t^2} \quad (27)$$

### Висновки

Для кожного матеріалу властива своя певна колова швидкість удару, при якій виникає руйнівна напруга. Колова швидкість робочого органу, при якій робота пружності  $A_{np}$  балки з приєднаною масою досягне мінімального значення, є критична швидкість  $V_{кр}$ . При  $A_{np} < A_{руйн}$  матеріал руйнується практично миттєво.

Теоретичний аналіз показав, що із збільшенням колової швидкості молоткового ротора  $V$  зменшенням часу взаємодії молотка з матеріалом, зусилля руйнування  $F_{руйн}$  стебла і зміна кінетичної енергії  $\Delta T$  ротора зменшуються.

### Список літератури

1. Мельников СВ. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. -Л.: Колос, 1978.- 560 с.
2. Алешкин В.Р., Мохнаткин В.Г. Анализ конструкций бункерных измельчителей грубых кормов // Механизация процессов в животноводстве и кормопроизводстве: Сб. науч. тр. Пермского СХИ. - Пермь, 1989. - С. 5-16.
3. Мохнаткин В.Г., Алешкин А.В. Косолапов Е.В., Кошурников Д.Н. Теоретические исследования процесса разрушения стебельного материала молотковыми органами // Совершенствование технологии и средств механизации производства продукции растениеводства и животноводства: Материалы научно-практической конференции. - Киров: НИИСХ Северо-Востока, 2007.-С. 65-69.
4. Бутенин Н.В. и др. Курс теоретической механики. Динамика: Учебник. - М.: Наука, 1985. - Т.2. - 496 с.
5. Яблонский А.А. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика: Учебник для техн. вузов. - 6-е изд., испр.- М.: Высшая школа, 1984. - 423с, ил.
6. Сысуев В.А. Мобильный измельчитель-раздатчик грубых кормов и подстилки // Техника в сельском хозяйстве.- 1993г.-№ 5-6.- С.25.

### References

1. Melnikov ST. Mehanyzatsyya and Automation zhyvotnovodcheskyh farms. -L. : Kolos , 1978. - 560 p.
2. Aleshkyn VR, VG Mohnatkyn Analysis of designs bunkernykh melchyteley hrubyyh Stern // Mehanyzatsyya processes in zhyvotnovodst -ing and kormoproyzvodstve : Sat. scientific. tr. Perm SHY . - Perm , 1989. - P. 5-16.
3. Mohnatkyn VG Aleshkyn A.B. Toed EV Koshurnykov DN Theorem tycheskye the study process razrushenyya stebelnoho the material molotkovyту by // Improvement of technologies and funds shall - khans zatsyy production and animal husbandry production rastenyevodstva : Materia ly scientific conference . - Kirov : NYSSH Seve -ro -east, 2007.-S. 65-69 .
4. Butenyn NV and others teoretycheskoy mechanics course . Dynamics : Textbook nickname . - Moscow : Nauka , 1985. - Vol.2 . - 496 p.
5. Jablonski A.A. Course teoretycheskoy mechanics. Part II. Dynamics : Tutorial for Engineering. universities. - 6 th ed. , Corr. - Moscow: Higher School, 1984. - 423s , II.

6. Сысueв VA Mobyлmy Grinder - razdatchyk hrubyh fodder and pod stylky / / Technique in village economy. - 1993 . - № 5-6. - P.25 .

### ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧНО - КОНСТРУКТИВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ИЗМЕЛЬЧИТЕЛЯ ПРЕССОВАННОГО СТЕБЛОВ МАТЕРИАЛОВ

*Аннотация* : основным видом механической обработки стеблевых материалов является измельчение . При измельчении соломы в камере молотковой дробилки основным видом разрушительных деформаций материала является изгиб, для которого наиболее полной механической характеристикой является предел прочности .

Представленном материале представлены теоретические обоснования модели рабочего процесса мобильного молоткового измельчителя - раздатчика грубых кормов.

Обосновано, что основным видом механических обработки соломистого материалов является измельчение разбивкой молотковым роторным рабочим органом.

**Ключевые слова:** стеблевые корма , измельчитель , ротор , молоток , деформация , напряжение , окружная скорость .

### THE THEORETICAL JUSTIFICATION TECHNOLOGICALLY - DESIGN PARAMETERS GRINDERS PRESSED STEM MATERIALS

*Summary:* the main type of machining stem material is shredding. When shredding straw chamber hammer crusher main type of destructive material deformation is bending for which yaknaypov niche - mechanical characteristic is the tensile strength .

Material represented Theoretical study models which work- process mobile Hammer crusher - distributor roughage.

Proved that the main machining solomystyh the materials are breaking hammer crushing rotor unit .

**Keywords:** stem forage, straw chopper, rotor, hammer, deforma-tion, tension, circular velocity.