УДК 631.319.4 https://doi.org/10.32515/2664-262X.2026.14(45).77-86

А.В. Бабій, проф., д-р техн. наук, **І.В. Вовк**
Тернопільський національний технічний університет імені Івана Пулюя, м. Тернопіль, Україна
e-mail: avbabiytntu@gmail.com

Дослідження енергетичних показників при подрібненні рослин бильними робочими органами

У роботі представлено теоретичну модель руйнування стебел рослин комбінованим ротаційним робочим органом, що поєднує дію бильних та ножових елементів. Використання теорії балки Ейлера-Бернулі та функції Ґріна дало змогу визначити енергетичні пороги руйнування, оцінити вплив кінематичних і конструктивних параметрів та встановити загальну споживану потужність процесу мульчування.
робочий орган, процес, подрібнення, стебло, параметри, швидкість, руйнування, навантаження, кінематичний режим, енергетичні показники, експеримент, модель, енергія, потужність, дослідження

Постановка проблеми. Забур'яненість площ, залишки бадилля часто стають однією з перешкод якісного проведення збиральних операції сільськогосподарських культур. Промисловістю випускається багато видів мульчувачів, які легко видаляють рослинні рештки, подрібнюючи їх. Але, в переважній більшості випадків, такі машини – однофункціональні. Тому сучасні виробники техніки намагаються зменшити номенклатуру машин у господарстві і тому на базі однієї машини, при нескладному її перелаштуванні, поєднати дві і більше суміжних технологічних операцій. Аналогічним чином було запропоновано на базі фрезерного барабана встановити додаткові осі, прикріпивши їх до дисків барабана, та встановити на осях шарнірно закріплені била. Принцип роботи такого багатофункціонального ротаційного робочого органу полягає в тому, що без встановлених бил він працює як фрезерний барабан на обробітку ґрунту, а при монтажі бил та зміні кінематичного режиму роботи – як мульчувач рослинних решток.

Проте така робота ротаційного робочого органу супроводжується певною складністю взаємодії робочих органів з ґрунтом та стеблами рослин у різних режимах роботи. Якщо робота барабана при фрезеруванні ґрунту проходить у тихохідному режимі, то в режимі мульчувача частота його набагато більша. Проблема полягає у відсутності узагальненої теоретичної моделі, яка б дозволяла описати динаміку руйнування стебла билом та встановити енергетичні критерії його руйнування, одночасно оцінити вплив конструкторсько-технологічних параметрів на споживану потужність робочим органом.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Наукові праці, що стосуються процесу подрібнення рослинних решток та вдосконалення ротаційних робочих органів, висвітлюють проблематику у дослідженні механічних властивостей матеріалів при їх подрібненні [2, 5], встановлюють закономірності споживання енергії, якості та продуктивності процесу [3, 6, 7-9], закономірності впливу конструктивно-технологічних параметрів робочих органів на процес подрібнення [13-17].

У доробках авторів розвинуто багато ідей при обґрунтуванні нових конструкцій машин та способів подрібнення рослин, проте, багатофункціональні робочі органи на базі одного агрегату розглянуті ще недостатньо і потребують побудови аналітичних моделей, що описують основні аспекти їхньої роботи.

© А. В. Бабій, І. В. Вовк, 2026

Постановка завдання. Метою роботи є теоретичне обґрунтування енергетичних параметрів процесу подрібнення та руйнування стебел рослин комбінованим ротаційним робочим органом, що поєднує дію бильних та ножових елементів, шляхом побудови динамічної моделі імпульсної взаємодії била зі стеблом на основі рівняння Ейлера-Бернулі та функції Ґріна, визначення порогових енергетичних критеріїв руйнування, а також встановлення залежностей споживаної потужності привода від конструктивних і кінематичних параметрів робочого органу та характеристик стеблестою.

Виклад основного матеріалу. При обґрунтуванні конструктивно-технологічних параметрів комбінованого ротаційного робочого органу [10-12], який окремо поєднує технологічну операцію фрезерування ґрунту та після незначного дообладнання бильними робочими органами та при зміні кінематичного режиму – використовується як мульчувач рослинних решток, було встановлено діапазон його робочих швидкостей [1]. Це частина дослідження, яка дає відповіді на окремі питання при проєктуванні машини. Але не менш важливим є, теоретичним шляхом, на стадії проєктування, встановити споживану потужність такого агрегату та ряд інших показників. В даному дослідженні зосередимо основну увагу на енергетичних затратах на процес мульчування та вплив на нього окремих конструктивних параметрів бильних робочих органів.

Процес руйнування рослинних решток бильними робочими органами висвітлено у роботі [1], де модель побудована на основі теорії балки Ейлера-Бернулі. Стебло змодельоване як пружна ізотропна балка, що має модуль Юнга E, момент інерції його перетину I, щільність матеріалу стебла ρ та переріз має площу A. Модель балки Ейлера-Бернулі передбачає, що стебло коренем жорстко защемлене у ґрунті, а іншою частиною – вільне. Тоді основне рівняння згину для такої балки матиме вигляд [1, 4]

$$EI\frac{\partial^4 w(x,t)}{\partial x^4}+\rho A\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial t^2}=q(x,t), \tag{1}$$

де $w(x,t)$ – поперечний прогин вздовж осі $x\in[0,L]$, L – довжина стебла;
$q(x,t)$ – імпульсне навантаження від дії била.

Вважаємо, що контактне навантаження від била – це зосереджений короткочасний імпульс у точці $x=x_0$ і момент часу $t=t_0$.

У моделі використано такі граничні умови:

$$w(0,t)=0,\ \frac{\partial w(0,t)}{\partial x}=0,\ \frac{\partial^2 w(L,t)}{\partial x^2}=0,\ \frac{\partial^3 w(L,t)}{\partial x^3}=0. \tag{2}$$

У роботі [1] було отримано розв’язок рівняння (1) методом поділу змінних (модальний підхід) та наведено критерії руйнування.

У ході подальших досліджень було встановлено, що альтернативою модального підходу може бути розв’язок через функцію Ґріна, тобто вираз (1) можна записати у вигляді згортки функції Ґріна $G(x,\xi,t)$. Це фактична реакція системи в точці x на одиничний імпульс, що прикладений до стебла у точці ξ та у момент часу t.

Тоді рівняння Ейлера-Бернулі (1) можна переписати наступним чином

$$\frac{\partial^2}{\partial x^2}\left(EI\frac{\partial^2 G}{\partial x^2}\right)+\rho A\frac{\partial^2 G}{\partial t^2}=\delta(x-\xi)\delta(t), \tag{3}$$

де $q(x,t)=\delta(x-\xi)\delta(t)$ – навантаження ($\delta(\cdot)$ – дельта-функції Дірака).

Граничні умови є аналогічними до умов (2).

Раціональність розв'язку (3) полягає в тому, що якщо замість одиночного імпульсу прикласти реальне навантаження $q(x,t)$, то завдяки лінійності рівняння можна скласти розв'язок

$$w(x,t)=\int_0^L\int_0^t G(x,\xi,t-\tau)q(\xi,t)d\tau\, d\xi\,. \tag{4}$$

Вираз (4) називають оператором Дюамеля.

При дії била на стебло виникає навантаження від ударної взаємодії

$$q(x,t)=I_u\delta(x-x_0\,)\delta(t-t_0), \tag{5}$$

де $I_u=\int F(t)dt$ – імпульс сили била.

Тоді вираз (4) з врахуванням (5) можна переписати у наступному вигляді

$$w(x,t)=I_u G(x,x_0,t-t_0). \tag{6}$$

Звідси видно, що відгук балки повністю визначається функцією Ґріна.

При модальному розкладі було отримано

$$w(x,t)=\sum_{n=1}^{\infty}\phi_n(x)q_n(t)\,, \tag{7}$$

де $\phi_n(x)$ – власні форми; $q_n(t)$ – часова реакція.

Тоді функцію Ґріна можна представити аналогічним чином

$$G(x,\xi,t)=\sum_{n=1}^{\infty}\frac{\phi_n(x)\phi_n(\xi)}{M_n\omega_n}\sin(\omega_n t)H(t), \tag{8}$$

де $M_n=\int_0^L\rho A\phi_n^2(x)dx$ – приведена маса моди; ω_n – власна частота моди; $H(t)$ – функція Хевісайда (відгук існує лише при $t>0$).

Якщо удар била відбудеться у точці x_0, то

$$q_n(t)=\frac{I_u}{M_n}\phi_n(x_0)\sin(\omega_n(t-t_0))H(t-t_0) \tag{9}$$

і це дає скачок швидкості моди

$$\dot{q}_n(t_0^+)=\frac{I_u}{M_n}\phi_n(x_0)\,. \tag{10}$$

Такий підхід використано якраз у моделі руйнування рослини билом.

Таким чином, функції Ґріна дозволяють досить точно описати вплив локального удару била у визначеній точці стебла на всю його довжину. Ця теорія добре узгоджується із модальною теорією, дозволяє перейти до енергетичних показників, зокрема мінімальної швидкості при якій відбувається руйнування стебла.

Застосування функції Ґріна при прогнозуванні руйнування стебла полягає у наступному. Запишемо момент, який буде виникати у стеблі після отримання імпульсу сили

$$M(x,t)=EI\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}=EI\cdot I_u\frac{\partial^2 G(x,x_0,t-t_0)}{\partial x^2}. \tag{11}$$

Максимум моменту буде визначатися другою похідною від $G(x, x_0, t_0)$.

Тоді критерієм руйнування стебла буде

$$|M| \geq M_{kr} = \sigma_{зг} W, \tag{12}$$

де $\sigma_{зг}$ – напруження згину матеріалу стебла; W – осьовий момент опору перетину.

Тобто за такої моделі руйнування стебла можна оцінити перетин, де відбудеться злом стебла, визначити затримку між ударом та наростанням максимального моменту, проаналізувати наскільки сильно хвиля розповсюджується до основи стебла, а також точно розрахувати модальні енергії.

Реалізовуючи мету дослідження, що полягає у визначенні енергетичних показників роботи ротаційного робочого органу, опишемо деякі зв'язки цього процесу.

На першому етапі встановимо зв'язок імпульсу з кінетикою била. Припустимо, що маса била m_b, а його колова швидкість складає $\vartheta = \omega R$. Контакт била зі стеблом проходить за дуже короткий час і можна вважати, що це відбувається миттєво, тобто ефективний імпульс передається стеблу. Такий імпульс можна оцінити наближено за виразом

$$I_u \cong \alpha m_b \vartheta, \tag{13}$$

де $\alpha \in (0, 1)$ – безрозмірний коефіцієнт ефективної передачі імпульсу.

Коефіцієнт α враховує можливість часткового ковзання поверхні контакту била зі стеблом та частково пружно-демпфуючий характер самого контакту.

Тоді енергія удару може бути представлена виразом

$$E_{уд} = \frac{1}{2} \alpha m_b \vartheta. \tag{14}$$

Частка енергії, що поглинається рослиною

$$E_{ст} = \beta E_{уд}, \tag{15}$$

де β – коефіцієнт поглинання енергії рослиною ($\beta \in (0{,}05 ... 0{,}25)$).

Тоді енергетичний критерій руйнування стебла може бути записаний за виразом

$$E_{пор} = \gamma M_{кр} \kappa_{еф}^{-1}, \tag{16}$$

де $\kappa_{еф}$ – ефективна кривизна у критичній зоні (біля кореня або в місці удару); $\gamma \approx 1$ – коефіцієнт, що враховує дисипацію.

Вираз (16) – це енергетичний поріг, який враховує локальний згин та частковий зсув.

Тоді руйнування ймовірне, якщо $E_{ст} \geq E_{пор}$.

Пригадаємо, що даний ротаційний робочий орган, який розроблений за патентом [11], має свою специфіку роботи на технологічній операції при видаленні рослинності з поверхні поля.

Якщо било не забезпечує належного моменту, при якому проходить руйнування стебла, тобто $M_{\max} < M_{кр}$, то воно на шарнірі відхиляється і тоді у роботу вступає ніж фрези, що жорстко закріплений на дисках барабана.

Енергія, яка затрачається на руйнування стебла ножем буде складати

$$E_н = \int_0^{l_p} F_p(x)dx \approx \tau_s A_{зр}, \tag{17}$$

де l_p – величина проникнення ножа; $F_p(x)$ – локальна сила різання; τ_s – питомий опір зрізу; $A_{зр}$ – площа зрізу.

Для швидкообертових роторів значним є аеродинамічний опір. Особливо цей ефект позначається на роторах мульчувачів. При досягненні робочої частоти била займають радіальне положення чим створюють значний опір, переміщаючись у повітрі.

Сумарну площу бил, що створює опір, наближено можна вирахувати за наступною залежністю

$$A_{еф} = N_б h_b t_b \chi, \tag{18}$$

де $N_б$ – кількість бил; h_b – висота профілю била; t_b – товщина; χ – поправочний коефіцієнт на взаємний вплив елементів та турбулентність.

Тоді сила опору, що створюється аеродинамічним ефектом буде складати

$$F_{пов} = \frac{1}{2}\rho_{пов} C_d A_{еф} \vartheta^2, \tag{19}$$

де $\rho_{пов}$ – густина повітря; C_d – коефіцієнт лобового опору елементів ротора.

Потужність, що затрачається на подолання аеродинамічного опору

$$P_{пов} = F_{пов}\vartheta = \frac{1}{2}\rho_{пов} C_d A_{еф} \vartheta^3. \tag{20}$$

Отже, концептуально було окреслено основні опори, на які затрачається потужність приводу ротаційного робочого органу. Тепер потрібно врахувати конструктивні та кінематичні параметри робочого органу та параметри стеблестою.

Важливим чинником є густота стебел n (шт./м^2), які підлягають подрібненню та видаленню, робоча ширина захвату ротора b (м) та його поступальна швидкість u (м/с).

Тоді пропускна здатність ротора буде складати (шт./с)

$$\dot{N} = nbu, \tag{21}$$

а середня потужність, що затрачається на подрібнення рослин

$$P_{бил} = \dot{N}E_{ст} = nbu \cdot \beta \frac{1}{2} m_b \vartheta^2. \tag{22}$$

При другій стадії взаємодії – роботі ножів фрези

$$P_{ніж} = \dot{N}E_н. \tag{23}$$

Загальна потужність, що затрачається на процес видалення рослинних решток з поверхні поля

$$P_{заг} = P_{бил/ніж} + P_{пов} + \Delta P_{мех}, \tag{24}$$

де $\Delta P_{мех}$ – потужність, що затрачається на подолання механічних втрат у системі,

$$\Delta P_{мех} = \eta_{мех} P_{заг}, \tag{25}$$

тут $\eta_{мех} \approx 0{,}1...0{,}25$ – механічні втрати у системі.

Підсумовуючи виклад основних залежностей моделі, запишемо вираз загальної споживаної потужності приводу комбінованого ротаційного робочого органу при видаленні рослинності з поверхні поля

$$P_{заг} = \frac{1}{2}\left(nbu\beta m_b \vartheta^2 + \rho_{пов} C_d A_{еф} \vartheta^3\right)/\left(1-\eta_{мех}\right). \quad (26)$$

Таким чином, було описано механізм руйнування рослин билами та фрезерними ножами з енергетичної точки зору, враховано вплив опору повітря при обертанні ротора з робочими органами та механічні втрати.

Тепер перейдемо до кількісної оцінки енергетичних затрат на процес мульчування, проведемо числовий експеримент.

Маємо такі параметри ротаційного робочого органу та рослинної маси, на основі яких проведено числовий експеримент:

$b = 1{,}8$ м; $R = 0{,}3$ м; $N_б = 84$; $N_н = 32$; $m_b = 0{,}2$ кг; $\beta = 0{,}15$; $n = 250$ шт./м^2; $u = 1{,}0$ м/с; $\rho_{пов} = 1{,}2$ кг/м^3; $C_d = 1{,}2$; $h_b = 0{,}180$ м; $t_b = 0{,}012$ м; $\chi = 1{,}5$; $\eta_{мех} = 0{,}23$.

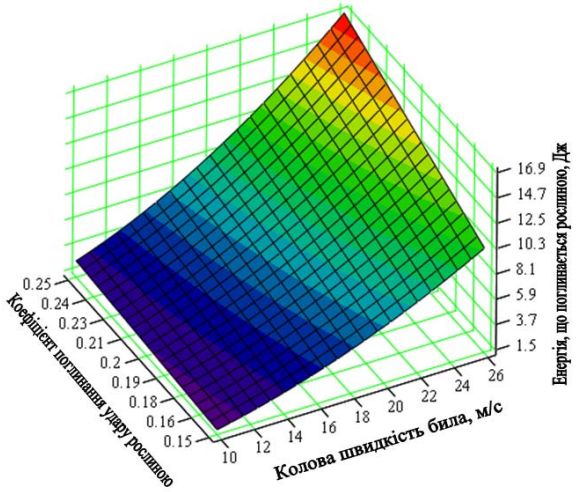


Рисунок 1 – Графічна залежність поглинання енергії рослиною при дії била
Джерело: розроблено авторами

На графічній залежності, рис. 1, показано здатність поглинати стеблом рослини енергію, що передається билом ротаційного апарату. Співставляючи отримані значення з пороговим для даного типу рослин, що визначено за виразом (16) на основі теорії балки Ейлера-Бернулі, регламентуємо діапазон значень колових швидкостей бил при роботі апарату. Такий підхід дозволяє правильно вибрати кінематичний режим роботи ротаційного робочого органу для надійного різання рослинної маси.

На основі проведеного числового експерименту отримано числові значення та графічні залежності потужностей, що затрачаються на процес подрібнення та видалення рослин, рис. 2.

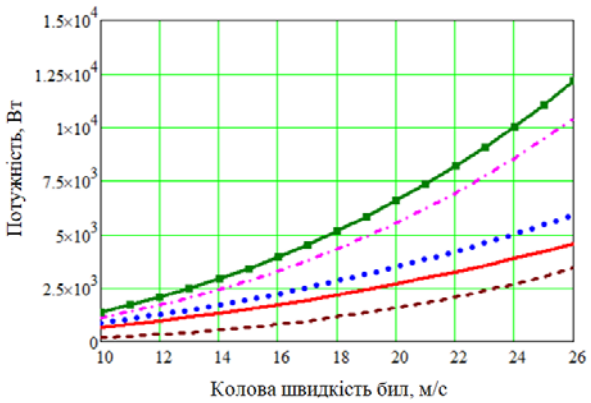


Рисунок 2 – Криві складових потужності, що затрачається на привод ротаційного барабана
Джерело: розроблено авторами

На рис. 2 лініями зображені наступні потужності, що затрачаються на: подрібнення маси билами (суцільна лінія); роботу ножів (лінія крапками); подолання аеродинамічних опорів (пунктирна лінія); загальна потужність з механічними втратами, де подрібнення рослин здійснюється билами (штрих-пунктирна лінія); загальна потужність з механічними втратами, де подрібнення рослин здійснюється ножами барабана (суцільна лінія з квадратиками).

За аналізом графічних залежностей (рис. 2) видно, що потужність на подрібнення маси рослин при їх видаленні не є абсолютно визначальним чинником. Така потужність при максимальній досліджуваній коловій швидкості бил та для наведених умов роботи складає 4,5 кВт у загальній потужності, що затрачається на процес. Достатньо значну частку займає потужність на подолання аеродинамічних опорів при обертанні барабана – 3,44 кВт у загальній потужності. Механічні втрати, вплив інерційності системи на загальну потужність тут враховано через коефіцієнт механічних втрат системи $\eta_{мех} = 0{,}23$.

Крім того, якщо у процесі подрібнення рослинних решток била відхиляються та не перебивають рослину, то у роботу включаються фрезерні ножі барабана, максимальна потужність на їх роботу складає 5,89 кВт.

Тут можна спостерігати, що ця потужність є дещо більшою у порівнянні з роботою самих бил, але головною перевагою є здатність ножів, які жорстко закріплені на дисках барабана, подрібнювати рослини, тобто досягається технологічний ефект.

Збільшення цієї складової потужності на різних режимах роботи ротаційного барабана показаний на рис. 3. Максимальне значення такого приросту потужності складає 1,7 кВт у загальній потужності на привод ротаційного барабана.

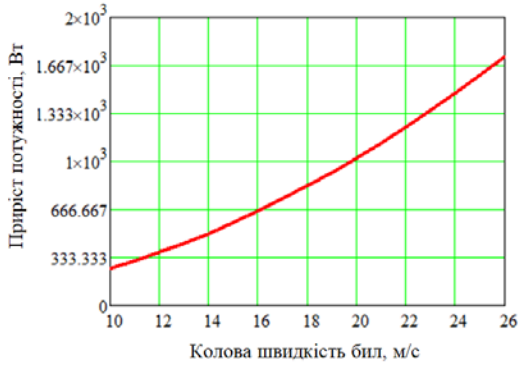


Рисунок 3 – Приріст потужності на привод ротаційного робочого органу,
коли подрібнення рослин здійснюється ножами барабана
Джерело: розроблено авторами

Висновки. У роботі побудовано модель руйнування стебла билом на основі теорії балки Ейлера-Бернулі, розв'язки отримані із застосуванням функції Ґріна, що дозволило отримати порогові значення енергії руйнування стебла, на основі цього вибрано кінематичний режим роботи ротаційного робочого органу. Для барабана діаметром 0,6 м, колова швидкість бил повинна складати не менше 12 м/с при поступальній швидкості агрегату 1 м/с. Зі зростанням поступальної швидкості агрегату та накладанні умови довжини подрібненої маси, колова швидкість повинна бути збільшеною. У даному експерименті було закладено діапазон колових швидкостей бил від 10 м/с до 26 м/с, що дало можливість охопити основні кінематичні режими ротаційного робочого органу та оцінити потужність, що буде споживатися приводом. Максимальна загальна потужність приводу не повинна перевищувати 12,1 кВт для умов, що визначені даним числовим експериментом. Таким чином, наведена методика дозволяє оцінити порогові значення енергії руйнування культур, на основі цього вибрати оптимальний кінематичний режим роботи барабана, встановити потужність, яка необхідна для виконання технологічного процесу подрібнення рослинних решток.

Список літератури

1. Babii A., Vovk I. Mathematical model of contact interaction between a rotating working body and plant stems for their shredding. *Engineering, Energy, Transport AIC. Scientific journals of Vinnitsa national agrarian university.* 2025. Vol. 103, № 3. P. 99-106. DOI: 10.37128/2520-6168-2025-3-11.
2. Fan, J.; Li, Y.; Wang, B.; Gu, F.; Wu, F.; Yang, H.; Yu, Z.; Hu, Z. An Experimental Study of Axial Poisson's Ratio and Axial Young's Modulus Determination of Potato Stems Using Image Processing. *Agriculture 2022*, 12, 1026. https://doi.org/10.3390/agriculture12071026.
3. J.S. Pérez de Corcho Fuentes, F. Garbati Pegna, C. Iglesias Coronel, F. García Reina, and P. Spugnoli. 2009. Power demand of flail mower during field demolition of pineapple fields. *Cien. Inv. Agr.* 36(1): 59-68.
4. Krutiy Yu.S. Forced harmonic oscillations of the euler-bernoulli beam with resistance forces. Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. *Pratsi, Issue* 3(47), 2015. P.9-15. DOI 10.15276/opu.3.47.2015.03.
5. Lorna J. Gibson. The hierarchical structure and mechanics of plant materials. *J. R. Soc. Interface* (2012) 9, 2749–2766. DOI:10.1098/rsif.2012.0341.
6. Ramm, S.; Hasler, M.; Reckleben, Y.; Hartung, E. Single-Pass Grain Corn Harvest and Stubble Shredding: Performance of Three Corn Header Configurations as Effected by Harvesting Speed and Cutting Height. *Agriculture 2023*, 13, 833. https://doi.org/10.3390/agriculture13040833.
7. Sheichenko, V., Volskyi, V., Kotsiubanskyi, R., Bonchyk, V., Shevchuk, V., Shevchuk, M., Vovk, V., Shapoval, O. (2025). Determination of the patterns of changes in the quality indicators of crushing corn and sunflower stems by working bodies of technical equipment. *Technology Audit and Production Reserves, 5* (1 (85)), 12–20. DOI: 10.15587/2706-5448.2025.340915.
8. Sheichenko, V., Volskyi, V., Kotsiubanskyi, R., Dnes, V., Bilovod, O., Shevchuk, M., Skoriak, Y. (2023). Determining the effect of the direction of installing the cutting edges of shredder roller blades on process parameters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (1 (125)), 45–53. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.287483.
9. Sridhar, N. and Surendrakumar, A. (2018). Performance evaluation of rotary and flail shredders. *Internat. J. Agric. Engg.*, 11(1) : 23-29, DOI: 10.15740/HAS/IJAE/11.1/23-29.
10. Бабій А., Вовк І., Гладьо Ю. Багатофункціональний ротаційний робочий орган. *Інновації в агропромисловому комплексі, машинобудуванні та транспорті: збірник тез доповідей. Міжнародної науково-практичної конференції, (м. Рівне, 9-10 квітня 2025 року).* Рівне: НУВГП, 2025. С.6-8.
11. Бабій А.В., Вовк І.В., Гладьо Ю.Б., Валяшек В.Б. Ротаційний робочий орган. Патент на корисну модель 160845, Україна. МПК (2025.01) A01B 33/00. u 2025 00186; заявл. 16.01.2025; опубл. 5.10.2025, Бюл.№ 42.
12. Вовк І.В., Бабій А.В. Обґрунтування доцільності у проєктуванні багатофункціонального ротаційного робочого органу. *Актуальні задачі сучасних технологій : зб. тез доповідей XII міжнар. наук.-практ. конф. Молодих учених та студентів.* Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2023. С.96-97.
13. Вольський В. А., Коцюбанський Р. В. Конструкційно-технологічні особливості сучасних комбінованих знарядь. *Механіка та автоматика агропромислового виробництва.* 2023. Вип. 2 (116). С. 16-24. https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-2-2.

14. Замойський С.М., Замойська К.В. Вплив конструктивно-технологічних параметрів ротаційного розпушувача на якість підготовки ґрунту. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка. Технічні науки.* 2017. Вип. 26. С. 16-22.
15. Корчак М.М., Дудчак Т.В., Вільчинська Д.В. Теоретичні дослідження впливу фрези на процес подрібнення рослинних залишків грубостеблових культур по смугах обробітку. *Подільський вісник: сільське господарство, техніка, економіка. Технічні науки.* 2020. Вип. 32. С. 113-123. https://doi.org/10.37406/2706-9052-2020-1-14.
16. Сало В. М., Богатирьов Д. В., Лещенко С.М. Щодо надійності технологічного процесу подрібнення пожнивних решток. *Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: загальнодерж. міжвід. наук.-техн. зб.* 2023. Вип.53. С.93-101. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.93-101.
17. Труш М.М. Обґрунтування параметрів подрібнювача стебел. *Науковий вісник НЛТУ України.* 2009. Вип. 19.10. С.103-108.

References

1. Babii, A., & Vovk, I. (2025). Mathematical model of contact interaction between a rotating working body and plant stems for their shredding. *Engineering, Energy, Transport AIC. Scientific journals of Vinnitsa national agrarian university*. Vol. 103, № 3. P. 99-106. DOI: 10.37128/2520-6168-2025-3-11.
2. Fan, J.; Li, Y.; Wang, B.; Gu, F.; Wu, F.; Yang, H.; Yu, Z., & Hu, Z. (2022). An Experimental Study of Axial Poisson's Ratio and Axial Young's Modulus Determination of Potato Stems Using Image Processing. *Agriculture*, 12, 1026. https://doi.org/10.3390/agriculture12071026.
3. J.S. Pérez de Corcho Fuentes, F. Garbati Pegna, C. Iglesias Coronel, F. García Reina, and P. Spugnoli. (2009). Power demand of flail mower during field demolition of pineapple fields. *Cien. Inv. Agr.* 36(1): 59-68.
4. Krutiy, Yu.S. (2015). Forced harmonic oscillations of the euler-bernoulli beam with resistance forces. Odes'kyi Politechnichnyi Universytet. *Pratsi, Issue* 3(47). P.9-15. DOI 10.15276/opu.3.47.2015.03.
5. Lorna, J. Gibson. (2012). The hierarchical structure and mechanics of plant materials. *J. R. Soc. Interface* 9, 2749–2766. DOI:10.1098/rsif.2012.0341.
6. Ramm, S.; Hasler, M.; Reckleben, Y.; & Hartung, E. (2023). Single-Pass Grain Corn Harvest and Stubble Shredding: Performance of Three Corn Header Configurations as Effected by Harvesting Speed and Cutting Height. *Agriculture*, 13, 833. https://doi.org/10.3390/agriculture13040833.
7. Sheichenko, V., Volskyi, V., Kotsiubanskyi, R., Bonchyk, V., Shevchuk, V., Shevchuk, M., Vovk, & V., Shapoval, O. (2025). Determination of the patterns of changes in the quality indicators of crushing corn and sunflower stems by working bodies of technical equipment. *Technology Audit and Production Reserves, 5* (1 (85)), 12–20. DOI: 10.15587/2706-5448.2025.340915.
8. Sheichenko, V., Volskyi, V., Kotsiubanskyi, R., Dnes, V., Bilovod, O., Shevchuk, M., & Skoriak, Y. (2023). Determining the effect of the direction of installing the cutting edges of shredder roller blades on process parameters. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5 (1 (125)), 45–53. DOI: 10.15587/1729-4061.2023.287483.
9. Sridhar, N. and Surendrakumar, A. (2018). Performance evaluation of rotary and flail shredders. *Internat. J. Agric. Engg.*, 11(1) : 23-29, DOI: 10.15740/HAS/IJAE/11.1/23-29.
10. Babii, A., Vovk, I., & Hlado, Yu. (2025). Multifunctional Rotary Working Element. *Innovations in the Agro-Industrial Complex, Mechanical Engineering, and Transport: Proceedings of the International Scientific and Practical Conference, Rivne, April 9–10, 2025*. Rivne: NUWEE. P. 6–8 [in Ukrainian].
11. Babii, A. V., Vovk, I. V., Hlado, Yu. B., Valiashek, V. B. (2025). Rotation working body. Patent for utility model 160845, Ukraine. IPC (2025.01) A01B 33/00. u 2025 00186; declared Jan. 16, 2025; published Oct. 5, Bull. No. 42 [in Ukrainian].
12. Vovk, I.V., & Babii, A.V. (2023). Substantiation of Expediency in Designing a Multifunctional Rotary Working Element. *Actual Problems of Modern Technologies: Proc. of the XII International Scientific and Practical Conference of Young Scientists and Students*. Ternopil: FOP Palianytsia V. A. P. 96–97 [in Ukrainian].
13. Volskyi, V. A., & Kotsiubanskyi, R. V. (2023). Design and Technological Features of Modern Combined Implements. *Mechanics and Automation of Agro-Industrial Production*. Issue 2 (116). P. 16–24. https://doi.org/10.37204/2786-7765-2023-2-2 [in Ukrainian].
14. Zamoyskyi, S.M., & Zamoyska, K.V. (2017). Influence of Design and Technological Parameters of a Rotary Cultivator on the Quality of Soil Preparation. *Podilian Bulletin: Agriculture, Engineering, Economics. Technical Sciences.* Issue 26. P. 16–22 [in Ukrainian].
15. Korchak, M.M., Dudchak, T.V., & Vilchynska, D.V. (2020). Theoretical Studies of the Influence of the Cutter on the Process of Shredding Plant Residues of Coarse-Stemmed Crops in Tillage Strips. *Podilian Bulletin: Agriculture, Engineering, Economics. Technical Sciences.* Issue 32. P. 113–123. https://doi.org/10.37406/2706-9052-2020-1-14 [in Ukrainian].

16. Salo, V. M., Bohatyryov, D. V., & Leshchenko, S.M. (2023). Regarding the Reliability of the Technological Process of Shredding Post-Harvest Residues. *Design, Production and Operation of Agricultural Machines. All-State Interdepartmental Scientific and Technical Collection*. Issue 53. P. 93–101. https://doi.org/10.32515/2414-3820.2023.53.93-101 [in Ukrainian].
17. Trush, M.M. (2009). Substantiation of Stem Shredder Parameters. *Scientific Bulletin of UNFU*. Issue 19.10. P. 103–108 [in Ukrainian].

Andrii Babii, Prof., DSc., **Ivan Vovk**
Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

Research of Energy Parameters in Plant Shredding Using Flail Working Bodies

The aim of this study is the theoretical substantiation of the energy parameters of the process of shredding plant residues using a combined rotating working body that integrates the action of flail and cutting elements. Based on the Euler–Bernoulli beam equation and the Green's function, the dynamics of the impulse interaction between the flail and the stem are determined, as well as the threshold energy conditions for plant destruction. Additionally, the task is to evaluate the influence of the structural parameters of the working bodies, kinematic modes, and aerodynamic resistance on the total power consumption of the drum drive.

In this work, a mathematical model of stem bending under the action of an impact impulse from a flail working body is developed, where the stem is considered as a cantilever beam and the load as a short-term delta impulse. The Euler–Bernoulli equation is solved using the Green's function, which makes it possible to determine the spatiotemporal characteristics of deformations, maximum bending moments, and critical failure conditions. Based on the model, expressions for the flail impulse, impact energy, and energy absorbed by the stem are derived and an energy-based fracture criterion for the plant is formulated. The case of flail deflection on a hinge and the transition of shredding to the cutter blades is also analyzed, for which an estimation of cutting energy is provided. The influence of rotor aerodynamic resistance is considered, the area of elements creating resistance is determined and the corresponding force and power relationships are obtained. The throughput capacity of the device under a given stem density is established, and formulas for the average power consumed in mulching and in the operation of cutting elements are derived. A numerical experiment is conducted for real geometric and kinematic parameters of the drum, within which graphical dependencies of absorbed energy, components of drive power and the increase in energy consumption when switching to cutting mode are obtained.

The developed model made it possible to determine threshold values of energy and speed of flail elements at which effective stem destruction is ensured. It is shown that the aerodynamic resistance of the rotor constitutes a significant portion of energy consumption, while the power required for shredding plants with flail elements is not dominant in the overall energy balance. For a drum with a 0.6 m diameter, it is determined that the minimum circular speed of the flail should be at least 12 m/s, and the maximum total drive power is about 12.1 kW under the studied conditions. The proposed methodology can be used in the design of combined rotating working bodies, optimization of their kinematic modes, and prediction of energy consumption in the mulching process.

working body, process, shredding, stem, parameters, speed, destruction, load, kinematic mode, energy indicators, experiment, model, energy, power, research

Одержано (Received) 26.03.2026 *Прорецензовано (Reviewed) 27.03.2026*
Прийнято до друку (Approved) 01.04.2026