

ОБГРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНИХ ТА ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ПАРАМЕТРІВ РІЗАЛЬНОГО АПАРАТА СТЕБЛОВИХ КОРМІВ З
ДИСКОВИМИ НОЖАМИ

А.Д. Гарькавий, докт. техн. наук – Вінницький державний аграрний університет

В.Ф. Кузьменко, канд. техн. наук – ННЦ "ІМЕСГ"

О.В. Холодюк, асистент - Вінницький державний аграрний університет

Наведено результати обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів кривошипно-шатунного подаючого механізму та різального апарата з дисковими ножами. Встановлені енергетичні та якісні показники роботи подрібнювача.

Проблема. Сіно є традиційним кормом для жуйних тварин у зимово-стійловий період. Воно багате вітамінами, мінеральними речовинами та протеїном. Проте ще й досі у багатьох господарствах України якість сіна дуже низька, а втрати його при заготівлі перевищують 40 % [1]. Так заготівля сіна в розсипному стані не в повній мірі придатна для машинної технології. Багаторазове завантаження, перевезення і вивантаження призводить до значних втрат листочків і суцвіть, що знижує поживну цінність корму, а також спричиняє необхідність в додаткових транспортних засобах.

Одним із різновидів сіна – різане (довжина часток подрібнених рослин складає 10-15 см) може бути заготовлено як у розсипному так і у пресованому виді. Воно вважається найбільш технологічним і перспективним [1].

Аналіз основних досліджень і публікацій. Заготівля різаного сіна кормозбиральними комбайнами супроводжується втратами через оббивання та видування листових фракцій.

Відомі візки-підбирачі-подрібнювачі, наприклад фірми "Поттінгер" [2, 3], які широко застосовуються для заготівлі сіна, сінажу і силосу із трав. Відомий підбирач валків ПВ-6 (м. Таганрог, Росія), перевагою якого є простота конструкції і висока продуктивність [4, 5]. Проте через відсутність

$$(R_d + e) \geq (h + c) \quad (1)$$

де R_d – радіус дискового ножа, м;

e - ексцентриситет диска ножа, м;

h - висота формуючого каналу, м;

c - зміщення осі вала дисків від дна вивантажувального каналу, м.

Другий критерій ефективності роботи різального апарата, враховуючи те, що ексцентричний дисковий ніж діє на рослину масу періодично з частотою, яка визначається швидкістю обертання вала, становитиме:

$$ML = V_{ш} \cdot \Delta t, \text{ м} \quad (2)$$

де ML – відстань між точками початку і кінця перекриття товщини шару рослин (h), м;

$V_{ш}$ - швидкість проштовхування шатуном рослинної маси по вивантажувальному каналу, м/с;

Δt - час провертання вала подрібнювача від моменту проходження лезом ножа точки L до M , с.

З кінематичної схеми кривошипно-шатунного механізму відстань між точками початку і кінця перекриття товщини шару рослин становить:

$$ML = \sqrt{e^2 - (h + c_1 - R_d)^2} + \sqrt{(R_d + \varepsilon)^2 - (h + c)^2}. \quad (3)$$

Час провертання вала з дисковим ексцентричним ножом можна визначити із співвідношення:

$$\Delta t = \frac{\pi(180^\circ + \lambda_1 + \lambda_2)}{180^\circ \omega_2} = \frac{(180^\circ + \lambda_1 + \lambda_2)30}{180^\circ n_2} = \frac{180^\circ + \lambda_1 + \lambda_2}{60^\circ n_2}, \quad (4)$$

Таким чином, знаючи конструктивні параметри підбирача (h і c) та подрібнюючих ножів (R_d і e) і технологічний параметр (n_2), можна вирахувати відстань ML (3) і час подавання трав'яної маси набивачем на один оберт вала дискового ножа (4).

Проаналізувавши кінематичну схему кривошипно-шатунного механізму подаючого механізму ПВ-6 та застосувавши систему декартових прямокутних координат X і Y , для написання рівняння проекцій ланок на координатні осі, одержимо:

$$\begin{cases} X = x_0 + R_k \cos \psi - B \sin \gamma - a \cos \delta = 0, \\ Y = Y_0 + R_k \sin \psi - B \cos \gamma - a \sin \delta = 0. \end{cases} \quad (5)$$

Це дозволило побудувати траєкторію руху кінця шатуна. Продиференціювавши рівняння проекцій ланок на координатні осі одержано загальну аналітичну залежність швидкості руху шатуна від кута повертання кривошипа. Абсолютну швидкість руху кінця шатуна визначали із виразу:

$$V_a = \sqrt{V_x^2 + V_y^2}, \quad (6)$$

$$\text{де } V_x = dX / dt; \quad V_y = dY / dt.$$

У підбирачі ПВ-6 вивантажувальний канал розміщений під кутом 45^0 до його горизонтальної осі і під таким же кутом він знаходиться по відношенню до координатних осей [6]. Тому нами визначена складова швидкості шатуна, яка направлена під кутом 45^0 до складових V_x і V_y .

Можна прийняти, що на ділянці діаграми швидкостей точки N , обмеженої кутами повороту кривошипа 30^0 і 210^0 (режим транспортування маси), швидкість V_{a45^0} носить синусоїдальний характер (рисунок 2). Середнє значення швидкості $V_{a45^0 \text{ ср}}$ в цьому випадку може бути визначене із виразу:

$$V_{a45^0 \text{ ср}} = \frac{2}{\pi} V_{a45^0 \text{ max}} = 0,637 V_{a45^0 \text{ max}}. \quad (7)$$

Таким чином встановлено, що середнє значення швидкості шатуна в робочому напрямі становить 0,682 м/с, відстань між точками початку і кінця перетину товщини шару рослин, перерізуваних у вивантажувальному каналі склала, $ML = 163,2 \text{ мм} \geq 56,6 \text{ мм}$ (розмір 56,6 мм визначено експериментально,

що залежить від конструктивних особливостей похилого формуючого каналу), що підтверджує можливість ефективної роботи розроблювального подрібнювача з дисковими ексцентричними ножами для установки на підбирач ПВ-6.

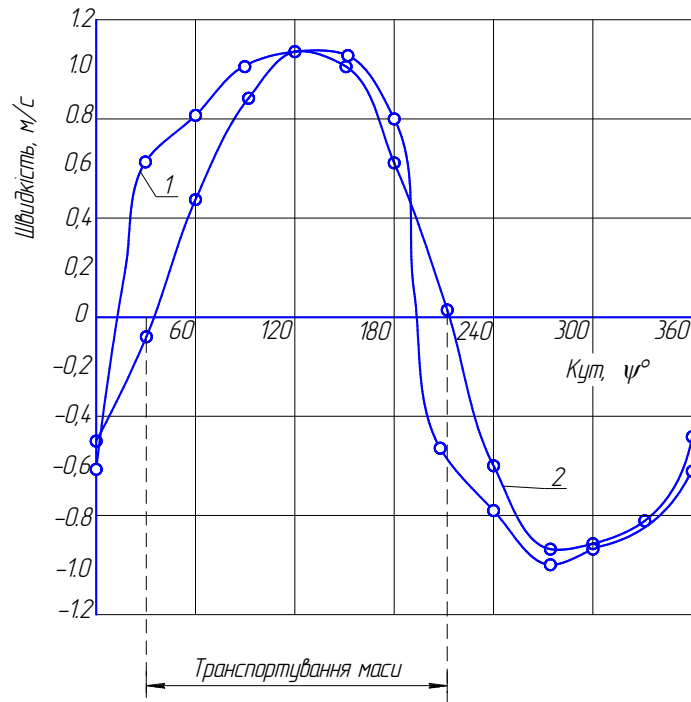


Рисунок 2 - Залежність швидкості шатуна точка N набивача ПВ-6 від кута повороту кривошипа:

1 - абсолютна швидкість;

2 - проекція абсолютної швидкості на вісь, направлену під кутом 45° до координатних осей

Таким чином, на основі проведених теоретичних досліджень та конструктивних особливостей підбирача ПВ-6 були прийняті наступні конструктивні і технологічні параметри подрібнювача:

- тип різального органу – дискові ексцентричні ножі;
- діаметр дискового ножа - $D_d = 500$ мм;
- ексцентриситет – $e = 50$ мм;
- висота вивантажувального каналу - $h = 200$ мм;
- зміщення осі вала дисків від дна вивантажувального каналу – $c = 75$ мм;
- число обертів вала дисків – $n_2 = 554,7$ об/хв.

Експериментальні дослідження. Ефективність роботи підбирача-навантажувача ПВ-6 з різальним органом у вигляді батареї дискових ножів проводилась у виробничих умовах на валках соломи гречки потужністю 3,1-4,2 кг/м, вологістю 44,7 % на швидкостях 5,3-8,2 км/год (рисунок 3). Діаметр дискових ножів складав 500 мм, товщина 3 мм, кут заточування дискових ножів 29° - 30° , частота обертання вала 204,20; 294,1 і 490,0 об/хв. (лінійна швидкість обертання дисків становила 5,34; 7,70 і 12,82 м/с).

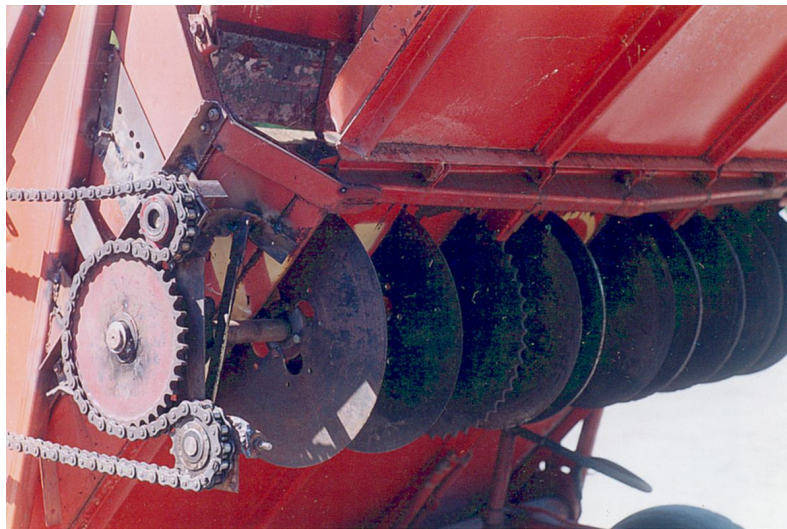


Рисунок 3 – Загальний вигляд встановленого на підбирачі валків ПВ-6 дискового різального апарата

Експериментально було встановлено, що середньозважена довжина різки перевищує встановлену відстань між дисками в 1,3 – 1,4 рази, що пояснюється хаотичною орієнтацією стебел у масі (рисунок 4) [7]. Енерговитрати на різання рослинної маси зростають із збільшенням швидкості обертання ножів. Так, при лінійній швидкості обертання 5,34 м/с витрати пального складають 7,34 кг/год, при 12,82 м/с – 8,08 кг/год, а при відключеному приводі ножів – 6,70 кг/год. Затрати на виконання процесу різання в залежності від технологічних режимів роботи складають 7,0 - 15,0 % від загальних витрат палива.

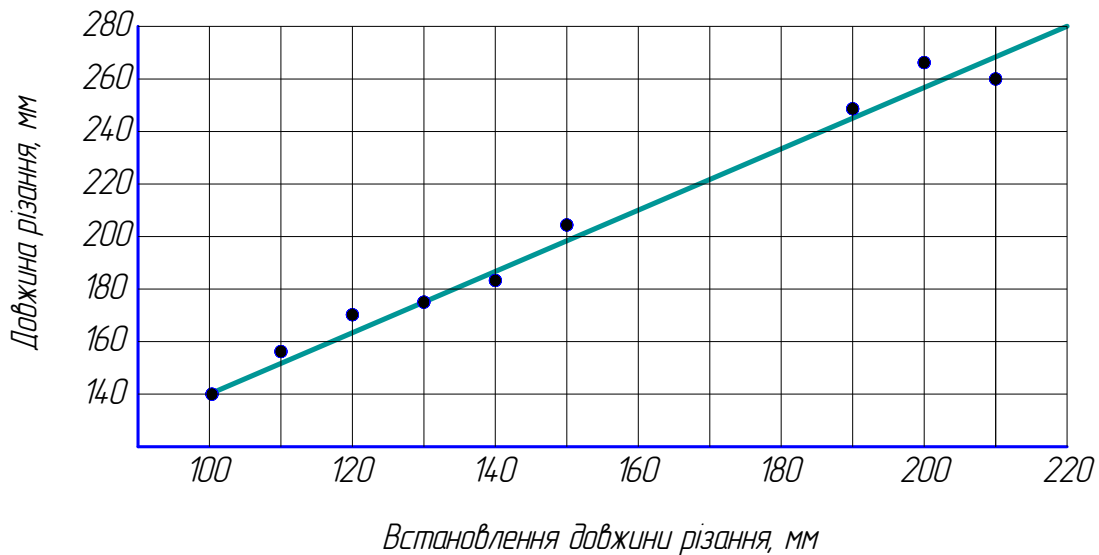


Рисунок 4 – Залежність довжини різки від конструктивної довжини різки (відстань між дисками)

Висновки:

1. Визначено вплив параметрів кривошипно-шатунного механізму набивача ПВ-6 на характер траєкторії руху шатуна. Встановлено, що для покращення процесу транспортування стеблової маси коромисло повинно мати довжину 820 мм, а шатун - 1067,5 мм.

2. Встановлені математичні залежності для аналітичних розрахунків траєкторії руху і швидкості шатуна кривошипно-шатунного механізму набивача ПВ-6 і їх функціональний взаємозв'язок з параметрами та технологічними показниками дискового різального апарата.

3. Виготовлено експериментальний зразок дискового різального апарата і змонтовано на підбирач-навантажувач ПВ-6. Діаметр дисків 500 мм, товщина 2 - 4 мм, кут загострення 29-30°. Батарея складається із 10 дисків, розташованих на валу з кроком 100-200 мм. Частота обертання дисків становить 200-490 об/хв.

4. Експериментальні дослідження різання рослинної маси дисковими ножами, встановленими на ПВ-6, показали, що довжина різки в 1,3-1,4 рази більша за відстань на яку віддалені між собою дискові ножі, що пояснюється орієнтацією рослинної маси, яка подається на різання.

Перспективою подальших розробок у даному напрямі є виробнича перевірка роботи удосконаленого підбирача-навантажувача ПВ-6 на підбиранні сіна з природних та сіяних трав різної вологості.

ЛІТЕРАТУРА

1. Столярчук П.З., Боярський Л.Г. Заготівля кормів і нормована годівля сільськогосподарських тварин: Довідник. – Львів: Каменяр, 1989. – 173 с.
2. Проспекти фірми "Поттінгер".
3. Проспекти фірми "Кроне".
4. Ясенецкий В.А. Машины для заготовки стебельчатых кормов. - М.: Россельхозиздат, 1987. - 71 с.
5. Особов В.И., Васильев Г.К. Сеноуборочные машины и комплексы. М.: Машиностроение.
6. Подборщик-уплотнитель ПВ-6. Техническое описание и инструкция по эксплуатации. - Минсельхозмашиностроение. - 1988. - 44 с.
7. Гарькавий А.Д., Холодюк О.В., Кузьменко В.Ф., Логвин О.І. Активний протиризальний підпір у подрібнювальних апаратах // Вісник Інженерної академії України. – 2004. - № 1. – С. 16 – 21.

ОБОСНОВАНИЕ КОНСТРУКТИВНЫХ И ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ РЕЗАТЕЛЬНОГО АППАРАТА СТЕБЛЕВЫХ КОРМОВ С ДИСКОВЫМИ НОЖАМИ

РЕЗЮМЕ. Приведены результаты обоснования конструктивных и технологических параметров кривошипно-шатунного подающего механизма и резательного аппарата с дисковыми ножами. Установлены энергетические и качественные показатели работы измельчителя.

A GROUND OF STRUCTURAL AND TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF FOGGER SHREDDER WITH KNIFE DISKS

Summary. The results of grounds of structural and technological parameters of gyratory-conrod mechanism of pick up and shredding machine with knife disks are resulted. The energy datum and qualitative indexes of shredder's work are set.