



УДК631.363.2:620.179.112:633/635.052

DOI: 10.37128/2520-6168-2020-3-14

**МОМЕНТ ВІД ЗУСИЛЬ ТЕРТЯ ТРАВ'ЯНОЇ МАСИ НА
ДИСКОВОМУ НОЖІ ПОДРІБНЮВАЛЬНОГО АПАРАТУ****Холодюк Олександр Володимирович**, к.т.н., ст. викладач

Вінницький національний аграрний університет

Кузьменко Володимир Федорович, к.т.н., старший науковий співробітник

Національний науковий центр "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"

A. Kholodiuk, PhD., Senior teacher

Vinnytsia National Agrarian University

V. Kuzmenko, Ph.D., Senior Researcher

National Scientific Center "Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture"

Подрібнювальний апарат – основний і найбільш енергомісткий вузол будь-якої кормозбиральної машини. Його конструкційне виконання визначає технологічну схему машини і розташування основних вузлів. Набули поширення дискові та барабанні подрібнювальні апарати, якими оснащено причіпні, начіпні та самохідні кормозбиральні комбайни. Бітерно-ножові різальні апарати встановлюються на візках-підбирачах та прес-підбирачах.

У загальному виді робота, що витрачається на подрібнення трав'яної маси, включає складові на подрібнення (стискання, різання, тертя), транспортування листостеблової маси, а також витрати на холостий хід робочих органів. Характерною особливістю досліджуваного бітерно-ножового апарату є використання активних дискових ножів якими розрізається порція листостеблової маси. Тому для об'єктивної оцінки питомої енергоємності процесу подрібнення трав'яної маси є актуальним визначення моменту від зусиль тертя на бічних поверхнях дискового ножа подрібнювального апарату.

Об'єктом дослідження був процес транспортування розрізаної порції трав'яної маси пальцями живильного ротора крізь дискові ножі у формуючому каналі бітерно - ножового подрібнювального апарату. Мета роботи полягала у встановленні аналітичних залежностей моменту і роботи від зусиль тертя трав'яної маси по бічній поверхні дискового ножа бітерно-ножового подрібнювального апарата. Завданням роботи передбачалось: здійснити аналіз досліджень і публікацій щодо розрізання матеріалу (грунт, рослинні залишки, стебла рослин) дисковим ножем та їх взаємодія у процесі; визначення площі частини дискового ножа, яка безпосередньо контактує з трав'яною масою; встановлення загального зусилля дії розрізаного шару стеблової маси та аналітичних залежностей крутного моменту і роботи від зусилля тертя трав'яної маси на бічній поверхні дискового ножа подрібнювального апарату.

Методика дослідження ґрунтувалася на аналізі взаємодії розрізаної порції трав'яної маси з бічною поверхнею дискових ножів у формуючому каналі подрібнювального апарату із використанням методів теоретичної механіки.

У роботі встановлено напрямок абсолютного вектору швидкості та зусилля тертя трав'яної маси по бічній поверхні дискового ножа; визначено площу поверхні диска ножа обмеженої днищем подрібнювального апарату і лезом ножа та площу (6) частини дискового ножа, яка безпосередньо контактує з трав'яною масою; встановлено загальне зусилля (7) дії розрізаного шару стеблової маси. Наведено аналітичні залежності крутного моменту (9) і роботи(10) від зусилля тертя трав'яної маси на бічній поверхні дискового ножа подрібнювального апарата.

Встановлено, що коефіцієнт тертя руху при заготівлі люцерни на сінаж вологістю 45-55 % в залежності від швидкості обертання і тиску на бокову поверхню ножа приймає значення в межах $f_0 = 0,25 - 0,55$.

Ключові слова: зусилля, крутний момент, робота, подрібнення, різання, подрібнювальний апарат, енергоємність, тертя, вектор швидкості, площа контакту, дисковий ніж, трав'яна маса.

Рис. 3. Ф. 10. Літ. 12.



1. Вступ

Розвиток галузі тваринництва потребує використання усіх різновидів стеблових кормів: сіна, сінажу, силосу, зелених кормів, тощо. Вибір з існуючих технологій заготівлі залежить від вирощуваної культури, необхідного виду корму, способу заготівлі та наявної кількості енергозасобів та машин в господарстві. Майже 80-90 % стеблових кормів – це подрібнені корми.

Подрібнювальний апарат – основний і найбільш енергомісткий робочий вузол кормозбиральної машини. Його конструкційне виконання визначає її технологічну схему і розташування основних вузлів.

Більшість високопродуктивних кормозбиральних комбайнів (понад 75 %) використовують барабанний подрібнювальний апарат, що включає різальний барабан, закритий кожухом, протиризальну пластину та живильні вальці ("Полессе" FS8060, Don 680M, BIG X 500, Jaguar V-Max 930, John Deere 8000). Їх перевагою є великий момент інерції, а від так порівняно висока стабільність робочого процесу та підвищена пропускна здатність. До недоліків слід віднести значну енергоємність подрібнення та перевитрату енергії на створення потужного повітряного потоку.

Окрім барабанних подрібнювальних апаратів виробники випускають машини з дисковим подрібнювальним апаратом. Такий апарат встановлюють переважно на причіпні і напівнавісні кормозбиральні машини, а також машини, які агрегатуються з універсальними енергетичними засобами, де їхнє використання обумовлюється конструкцією комбайна в цілому. Прикладом таких машин є комбайни моделі "Champion" фірми Kemper, КПК 3000 комплексу К-Г-6 "Полісся-250" та КДП-3000 виробництва «Гомсільмаш». До недоліків дискових подрібнювальних апаратів слід віднести обмеження ширини завантажувальної горловини апарату радіусом диска, що не дозволяє використовувати його на високопродуктивних машинах та нерівномірність навантаження на вал диска.

Нині набувають широкого використання бітерно-ножові подрібнювальні апарати, які здійснюють багатоплощине різання із швидкістю 4-8 м/с. Такі апарати застосовують у конструкційно-технологічних схемах прес-підбирачів та візків-підбирачів таких відомих зарубіжних фірм як: Pottinger, Mengerle, Taagur (Данія), Far, Claas, Krone, Deutz Fahr (Німеччина), New Holland, Case, John Deere (США) та ін. Ці машини за загальним компонуванням близькі між собою і різняться лише конструкційним виконанням окремих вузлів і агрегатів.

2. Постановка проблеми

При оцінці чипорівнянні подрібнювальних (різальних) апаратів стеблових кормів кормозбиральних машин важливе значення має їхня техніко-економічна характеристика, у якій найбільш інформативними і об'єктивними є енергетичні показники. Найчастіше при цьому користуються показником питомої енергоємності (E_n , кДж·год/кг, кДж·год/м³), яку визначають відношенням питомої загальної роботи ($A_{\text{заг}}$, кДж/кг), що витрачається на різання трав'яної маси, до продуктивності подрібнювального апарату (Q , кг/год, м³/год). Енергомісткість процесу різання залежить від багатьох факторів: фізико-механічних властивостей, способів подрібнення, стану робочих органів машини тощо.

У загальному виді робота, що витрачається на подрібнення трав'яної маси, включає витрати роботи на подрібнення (стискання, різання, тертя), транспортування по каналу і подачу листостеблової маси в кузов чи камеру пресування, а також витрати роботи на холостий хід робочих органів [1, 2]. Характерною особливістю бітерно-ножового апарату [3] є те, що порція розрізаної листостеблової маси, протягуючись пальцями бітера по каналу і впововж активних дискових ножів, створює момент опору від зусиль тертя на дисковому ножі. Тому для об'єктивної оцінки питомої енергоємності процесу подрібнення трав'яної маси необхідно встановити момент від зусиль тертя на бічних поверхнях дискового ножа подрібнювального апарату.

3. Аналіз останніх досліджень і публікацій

Як знаряддя чи робочий орган диски використовують у різних галузях народного господарства, зокрема: у деревообробній, легкій та харчовій промисловості, у сільському господарстві у машинах для обробітку ґрунту, підрізання гілок дерев, скошування та подрібнення листостеблової маси тощо. Так, наприклад, дискові ножі широко використовуються у машинах для обробітку ґрунту та посіву. Їх основне призначення – різання рослинних залишків перед стійками лап, сошниками сівалок прямого посіву, польовим обрізом корпусів плуга, формуванням маркерної борозни, а також розпушування



грунту.

Ряд наукових досліджень [4, 5] присвячені побудові математичних моделей взаємодії дискового ножа з ґрунтом, проте у них з ціллю спрощення завдання розглядаються часткові випадки процесу, визначені лише окремі його силові характеристики при різних обмеженнях заглиблення чи режимі роботи ножа. Завдання визначення головного вектора реакції ґрунту на бічну поверхню і лезо ножа вирішене у роботах [6, 7].

Результати досліджень впливу дискового ножа на процес розрізання рослинних залишків грубостеблових та стебел сидеральних культур, зокрема вивчення динаміки дискового ножа, активізації впливу на ґрунт та сила тертя між дисковим ножом і ґрунтом, наведену у роботах [8, 9].

Результати досліджень встановлення опору дискового ножа від сил тертя по боковим поверхням і опору ґрунту зм'яття лезом в напрямку руху орного агрегату наведено у роботі [10]. Встановлено, що сила опору для диска приблизно в 4 рази менша, ніж для череслового ножа. Заїка П.М. зазначає, що загальна сила (R_x) опору в напрямку руху орного агрегату залежить від показника кінематичного режиму леза ножа (λ). Чим більше λ , тим менше R_x . При збільшенні λ від 0 до 1 значення R_x зменшується в 2,5 рази.

Однією із основних технологічних властивостей стеблової рослинної маси, що впливає на процес подрібнення, є коефіцієнт тертя, який залежить від виду поверхні та її стану, виду рослини та її вологості.

У окремих типах подрібнювальних апаратів частина потужності витрачається при виконанні технологічного процесу різання дисковим ножом внаслідок подолання сил тертя, що виникають на його боковій поверхні. Яроцький В.А. [11] зазначає, що уповільнення обертання дискового ножа збільшує складову потужності, яка підводиться до механізму подачі матеріалу чи тягової станції, а значне прискорення його обертання, в свою чергу, спричиняє різке підвищення енерговитрат на подолання моменту сил тертя. Ним запропонована залежність розрахунку повного моменту від сил тертя, завдяки якій можна аналізувати характер його зміни при будь-якому режимі роботи, радіусі чи величині заглиблення дискового ножа. Так, мінімальні енерговитрати на тертя при роботі дискового ножа відповідають оптимальному значенню кінематичного параметра λ в межах 0,5-0,9 [11].

Відомі аналітичні залежності визначення моменту від складових зусиль тертя і відповідних енерговитрат на її подолання не дозволяють в цілому оцінити енергетичні показники роботи бітерно-ножового подрібнювального апарату [3], тому що не враховують ту частину потужності, яка підводиться до дискового ножа.

Методика дослідження ґрунтувалася на аналізі взаємодії розрізаної порції трав'яної маси на пальцях живильного ротора з боковою поверхнею дискових ножів у формуючому каналі подрібнювального апарату із використанням методів теоретичної механіки.

4. Мета досліджень

Полягає у встановленні аналітичної залежності крутного моменту від зусилля тертя трав'яної маси на бічній поверхні дискового ножа подрібнювального апарата.

5. Викладення основного матеріалу

Після розрізання порції трав'яної маси дисковим ножом палець живильного ротора проштовхує її у зону вивантаження. На бокових поверхнях дискового ножа виникають зусилля тертя, які необхідно подолати. Визначимо момент від зусилля тертя на валу різального механізму.

Вважаємо, що рослинна маса у каналі однорідна і проштовхується з постійною кутовою швидкістю ω_p (рис. 1). Ніж занурений у масу, що знаходиться в формуючому каналі на величину h_n і обертається з постійною кутовою швидкістю ω_d .

Поверхня дискового ножа, на якій виникатиме момент від зусиль тертя обмежена дугою ножа DAE радіусом r_d і дугою формуючого каналу DKE радіусом R_p . Таким чином, момент опору виникатиме на секторі дискового ножа $DAEK$. Розрізана трав'яна маса перерізом $FAKB$ проштовхується торцевою поверхнею FB пальця живильного ротора по бічній поверхні дискового ножа від т. D до т. E . Враховуючи, що розрізана маса однорідна, приймаємо, що тиск цієї маси на бічні сектори дискового ножа $DAEK$ однаковий у всіх точках цього сектора. Приймаємо, що розрізана маса трави діє перпендикулярно на поверхню дискового ножа з обох його сторін із питомим зусиллям $p_{тр}$. Слід зазначити, що максимальне значення моменту опору від зусиль тертя виникатиме, коли середина перерізу $FAKB$ розрізаної маси проходить повз лінію AO_I . Мінімальне його значення спостерігатиметься біля точок D та E на дисковому ножі. Зміна величини моменту опору від зусиль

тертя пояснюється зміною площі контакту розрізаної трав'яної маси із сектором дискового ножа $DAEK$. А тому при проштовхуванні пальцем ротора розрізаної маси момент від зусиль тертя від т. D до т. A зростатиме до M_{max} і від т. A до т. E спадатиме до M_{min} .

Для визначення моменту, що викликають зусилля тертя на боковій поверхні дискового ножа пов'яжемо із диском систему координат, сумістивши її початок в центрі диска т. O_1 (рис. 1). Спрямуємо вісь O_1X горизонтально в сторону його обертання, а вісь O_1Z - вертикально вгору. На бічній поверхні диска виділяємо елементарну площадку $dx dz$, яка містить т. L ($x; z$). Елементарне зусилля тертя, яке діє на цю площадку, спрямоване протилежно вектору абсолютної швидкості в т. L . Встановимо напрямок вектора абсолютної швидкості V_L елементарної площадки у т. L на який впливає обертання дискового ножа і пальця живильного ротора (рис. 1).

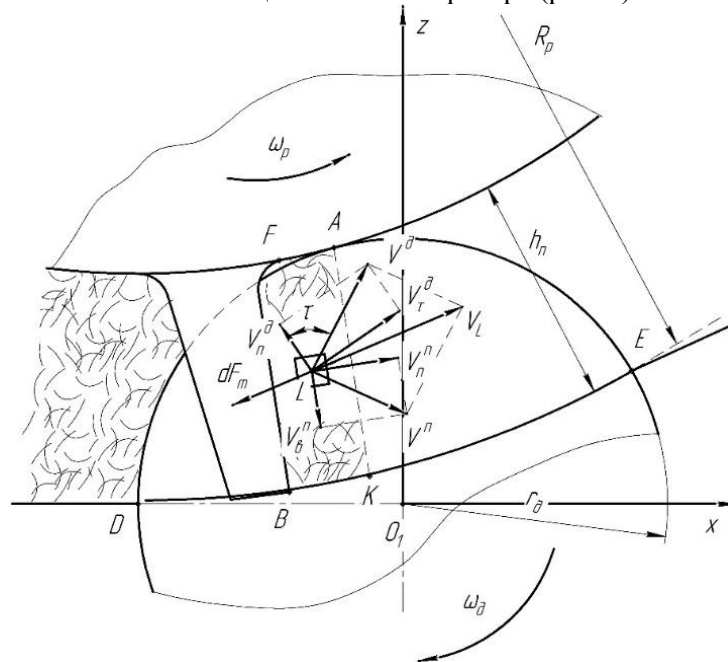


Рис. 1. Схема до визначення напрямку абсолютного вектору швидкості та зусилля тертя

При обертанні дискового ножа матеріал у т. L буде рухатись із швидкістю V^d : тангенційна складова якої V_τ^d спрямована по дотичній у т. L у сторону обертання ножа тоді як нормальна складова V_n^d спрямована по нормалі ($V_n^d \perp V_\tau^d$). Сумарний вектор швидкості V^d спрямований під кутом τ до нормальної V_n^d складової швидкості у т. L . Кут τ є кутом ковзання.

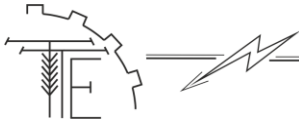
Одночасно з обертанням дискового ножа палець живильного ротора проштовхує розрізану трав'яну масу перерізом $FAKB$ крізь формуючий канал (рис. 1). Внаслідок чого елементарна частина матеріалу у т. L буде рухатись із швидкістю V^n , нормальна складова якої V_n^n спрямована перпендикулярно радіус - вектору r або поверхні пальця FB , поряд з цим, дотична складова швидкості V_τ^n спрямована паралельно поверхні пальця FB .

Загальний вектор абсолютної швидкості V_L руху виділеної елементарної площадки у т. L являє собою суму векторів швидкостей від дії дискового ножа V^d та пальця V^n . Тому, елементарне зусилля dF_m тертя, яке діє на цю площу, спрямовано протилежно вектору абсолютної швидкості в т. L (рис. 1).

Визначимо площу поверхні диска ножа обмеженої днищем подрібнювального апарата як колом радіусом R_p і лезом ножа, як колом радіусом r_d (рис. 2). Таким чином, одержимо сектор $DF_1A_1EK_1B_1$.

З рис. 2 рівняння кола днища має вигляд:

$$x^2 + (y - R_p)^2 = R_p^2, \quad (1)$$



а рівняння кола леза дискового ножа

$$(x - r_o)^2 + y^2 = r_o^2. \quad (2)$$

Перейдемо до полярних координат, в яких лінійна координатна вісь співпадає з віссю Dx .

Тоді

$$x = \rho \cos \theta, \quad y = \rho \sin \theta. \quad (3)$$

Підставивши (3) в (1) і (2) маємо

$$\rho_1 = 2R_p \sin \theta, \quad \rho_2 = 2r_o \cos \theta. \quad (4)$$

Відповідно до формули площі криволінійної трапеції в полярних координатах можемо записати:

$$S_c = \frac{1}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} (\rho_2 - \rho_1) d\theta. \quad (5)$$

Підставивши (4) в (5) і перетворивши з полярних координат в прямокутну, одержимо площу сектора дискового ножа, що обмежений днищем каналу подрібнювального апарата і лезом ножа

$$S_c = r_o^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2} + \frac{1}{2} \sin \beta \right) - R_p^2 \left(\frac{\pi}{2} - \frac{\beta}{2} - \frac{1}{2} \sin \beta \right).$$

Визначимо площу частини дискового ножа, яка безпосередньо контактує з трав'яною масою. Приймаємо, що фігура $A_1K_1B_1F_1$ – трапеція з основами B_1F_1 і K_1A_1 . Виходячи із рис. 2, шляхом нескладних математичних перетворень визначаємо площу фігури $A_1K_1B_1F_1$:

$$S_{mp} = \frac{d_{ш}}{2} (2R_p - \sqrt{(R_o + r_o)^2 + r_o^2} - 2(R_o + r_o)r_o \cos \beta_1 - \sqrt{(R_o + r_o)^2 + r_o^2} - 2(R_o + r_o)r_o \cos \beta_2), \quad (6)$$

де $d_{ш}$ – товщина шару стеблової маси, що розрізалась.

Тоді загальне зусилля дії шару стеблової маси визначається як

$$F_{mp} = f_{mp} \cdot N_{mp} = f_{mp} \cdot p_{mp} \cdot S_{mp}, \quad (7)$$

де f_{mp} – коефіцієнт тертя;

p_{mp} – питоме зусилля стеблової маси, яке діє на бічну поверхню дискового ножа, Н/м².

Момент від зусиль тертя на дисковому ножі буде становити

$$M_o = 2F_{mp} \cdot l_o, \quad (8)$$

де l_o – плече прикладання зусилля тертя на дисковому ножі, м.

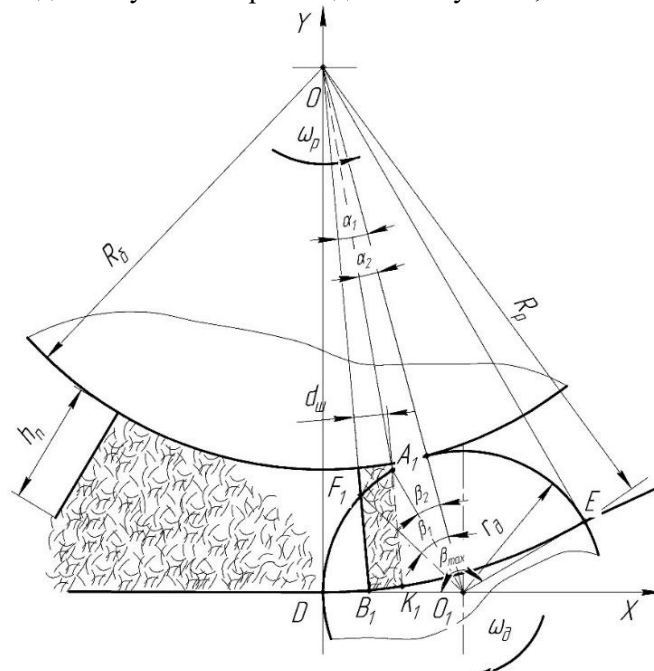


Рис. 2. Схема до визначення площі контакту трав'яної маси із поверхнею дискового ножа



Підставивши (6) і (7) в (8) будемо мати:

$$M_{\delta} = f_{mp} \cdot p_{mp} \cdot l_{\delta} \cdot d_{uu} \cdot (2R_p - \sqrt{(R_{\delta} + r_{\delta})^2 + r_{\delta}^2} - 2(R_{\delta} + r_{\delta})r_{\delta} \cos \beta_1 - \sqrt{(R_{\delta} + r_{\delta})^2 + r_{\delta}^2} - 2(R_{\delta} + r_{\delta})r_{\delta} \cos \beta_2). \quad (9)$$

Максимальне значення роботи, що витрачається на тертя стеблової маси по поверхні дискового ножа

$$A_{тер \max} = 0,5 f_{mp} \cdot p_{mp} \cdot r_{\delta} \cdot d_{uu} \cdot (2R_p - \sqrt{(R_{\delta} + r_{\delta})^2 + r_{\delta}^2} - 2(R_{\delta} + r_{\delta})r_{\delta} \cos \beta_1 - \sqrt{(R_{\delta} + r_{\delta})^2 + r_{\delta}^2} - 2(R_{\delta} + r_{\delta})r_{\delta} \cos \beta_2). \quad (10)$$

Таким чином, залежності (9) і (10) дозволяють розрахувати момент опору і роботу від зусиль тертя розрізаної трав'яної маси по поверхні дискового ножа.

Для визначення коефіцієнта тертя трав'яної маси по боковій поверхні дискового ножа була виготовлена експериментальна установка будова і принцип роботи якої описано у роботі [12]. Дослідження проводили із люцерною сорту "Вінничанка", відносна вологість якої змінювалась в межах від 20,3 до 75,7 %.

Поверхнею тертя були обидві сторони дискового ножа з шорсткістю поверхні R_a 1,6, що відповідає шорсткості поверхні дискових ножів різального механізму після їх "притирання".

Встановлення залежності коефіцієнта тертя руху від режимів роботи та властивостей матеріалу проводились із використанням методу математичної теорії планування експерименту. Скориставшись нормальним законом розподілу було проведено перевірку експериментальних даних на відсутність грубих помилок. Одержана математична модель у вигляді рівняння регресії другого порядку адекватно ($R^2=0,98$) описує зміну коефіцієнта тертя руху від дії тиску, колової швидкості та вологості.

Коефіцієнт тертя стеблового матеріалу визначався в діапазоні швидкостей обертання дискового ножа від 0,56 до 3,10 м/с ($\omega_{\delta} = 3,18 - 17,61 \text{ с}^{-1}$). Тиск маси на поверхню дискового ножа змінювалося у межах від 58,3 до 188,6 кПа (5,8 – 18,9 Н/см²).

На рис. 3 наведена графічна залежність зміни коефіцієнта тертя руху від тиску маси на бічну поверхню дискового ножа.

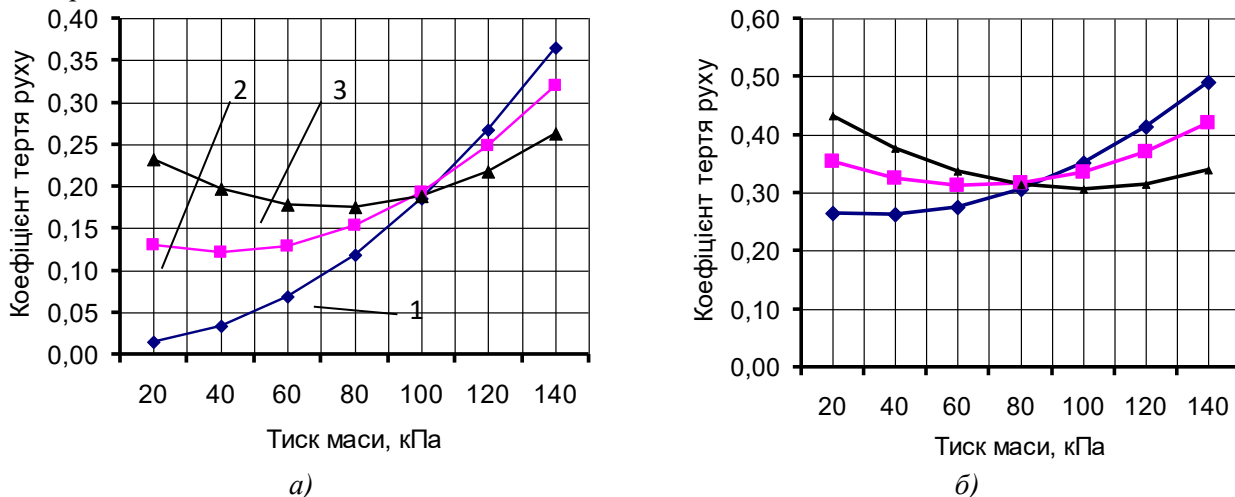


Рис. 3. Графік залежності коефіцієнта тертя руху від тиску маси для вологості люцерни 20 % (а) і 48 % (б) при швидкості обертання ножа: 1 – $V = 1,0 \text{ м/с}$; 2 – $V = 2,0 \text{ м/с}$; 3 – $V = 3,0 \text{ м/с}$

Аналізуючи графічну залежність можна зазначити, що при вологості 20 % збільшення тиску з 60 до 140 кПа (більш ніж в два рази) призводить до збільшення коефіцієнта тертя руху з 0,07 до 0,37 (при швидкості 1,0 м/с), з 0,13 до 0,32 (при швидкості 2,0 м/с) і з 0,18 до 0,26 (при швидкості 3,0 м/с) (рис. 3, а). Причому, із збільшенням швидкості обертання дискового ножа зміна коефіцієнта тертя, при збільшенні тиску є менш інтенсивна. Із збільшенням відносної вологості до 48 % (рис. 3, б), при збільшенні тиску, збільшення коефіцієнта тертя відбувається менш інтенсивно (збільшення в 1,5



рази). Для маси вологістю 80 % аналогічне збільшення тиску також призводить до зростання коефіцієнта тертя руху.

За результатами досліджень встановлено, що коефіцієнт тертя руху при заготівлі люцерни на сінаж вологістю 45 – 55 % в залежності від швидкості обертання і тиску на ніж приймає значення в межах $f_0 = 0,25 - 0,55$.

6. Висновки

1. Момент і роботу від зусиль тертя трав'яної маси по бічній поверхні дискового ножа бітерно-ножового різального апарата слід визначати індивідуально, враховуючи вид різання, конструкційні особливості різальної пари, їхні режимні параметри роботи та властивості матеріалу.

2. Розроблено математичну модель для визначення крутного моменту(9) від зусилля тертя на бічній поверхні дискового ножа, що дозволяє встановити енерговитрати (10) від цих зусиль. Величина енерговитрат залежить як від конструкційних параметрів різальної пари, так і властивостей матеріалу.

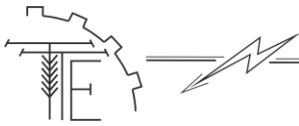
3. Експериментально встановлено, що коефіцієнт тертя руху при заготівлі люцернового сінажу вологістю 45 – 55 % в залежності від швидкості обертання і тиску на ніж набуває значень в межах $f_0 = 0,25 - 0,55$.

Список використаних джерел

1. Резник Н. Е. Теория резания лезвием и основы расчета режущих аппаратов. Машиностроение, 1975. 311 с.
2. Мельников С. В. Механизация и автоматизация животноводческих ферм. Л : Колос, Ленингр. отд-ние. 1978. 560 с.
3. Кузьменко В. Ф., Холодюк О. В. Битерно-ножевой режущий аппарат с дисковыми ножами. *Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве : материалы Междунар. науч.-техн. конф. (Минск, 22–23 октября 2014 г.). В 3 т. Т. 1. г. Минск : НПЦ НАН Беларуси по механизации сельского хозяйства. 2014. С. 224–230.*
4. Канарев Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия. Москва: Машиностроение, 1983. 142 с.
5. Кобяков И. Д. Исследование работы плужного дискового ножа. *Техника в сельском хозяйстве. 2008. № 2. С. 6–8.*
6. Медведев В. И., Константинов Ю. В., Акимов А. П., Обобщенная математическая модель взаимодействия дискового ножа с почвой. *Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2001. № 2. С. 34–37.*
7. Акимов А. П., Константинов Ю. В., Скольжение-буксование дискового ножа в почве и его силовые характеристики. *Тракторы и сельскохозяйственные машины. 2005. № 4. С. 30–34.*
8. Дубровін В. О., Голуб Г. А., Скоробогатов Д. В. Обґрунтування діаметра дисків подрібнювача стебел сидеральних культур. *Науковий вісник НАУ. К : 2007. Вип. 107. С. 388-392.*
9. Корчак М. М. Теоретичні дослідження впливу дискового ножа на процес розрізання рослинних залишків грубостеблових культур в міжряддях. *Зб. наук. праць Подільського державного аграрно-технологічного університету. Кам'янець-Подільський. 2009. Вип. 17. С. 450-458.*
10. Заїка П.М. Теорія сільськогосподарських машин. Т.1 (ч.1). Машина та знаряддя для обробітку ґрунту. Харків : Око, 2001. 444 с.
11. Яроцький В. А. Енерговитрати на подолання сил тертя при різних режимах роботи дискового ножа. *Зб. наук. праць УкрНДІ механізації та електрифікації сіл. госп-ва. Глеваха. 1991. Вип. 73. С. 11-14.*
12. Середа Л. П., Кузьменко В. Ф., Холодюк О. В. Визначення коефіцієнта тертя руху маси люцерни по металевій поверхні. *Зб. наук. стат. Луцьк. НТУ. Луцьк. 2013. Вип. 24. С. 178-186.*

References

- [1] Reznik N. Ye. (1975). *Teoriya rezaniya lezviyem i osnovy rascheta rezhushchikh apparatov*. Moskva: Mashinostroyeniye. [in Russian].
- [2] Mel'nikov S. V. (1978). *Mekhanizatsiya i avtomatizatsiya zhivotnovodcheskikh ferm*. Leningrad : Kolos. [in Russian].



- [3] Kuz'menko, V. F., Kholodyuk, O. V. (2014). Biterno-nozhevyy rezhushchiy apparat s diskovymi nozhami. *Nauchno-tekhnicheskii progress v sel'skokhozyaystvennom proizvodstve*, (3 t. 1), 224–230. [in Belarus].
- [4] Kanarev F. M. (1983). *Rotatsionnyye pochvoobrabatyvayushchiye mashiny i orudiya*. Moskva : Mashinostroyeniye. [in Russian].
- [5] Kobayakov, I. D. (2008). Issledovaniye raboty pluzhnogo diskovogo nozha. *Tekhnika v sel'skom khozyaystve*, 2, 6–8. [in Russian].
- [6] Medvedev, V. I., Konstantinov, YU. V., Akimov, A. P., (2001). Obobshchennaya matematicheskaya model' vzaimodeystviya diskovogo nozha s pochvoy. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*, 2, 34–37. [in Russian].
- [7] Akimov, A. P., Konstantinov, YU. V., (2005). Skol'zheniye-buksovaniye diskovogo nozha v pochve i yego silovyye kharakteristiki. *Traktory i sel'skokhozyaystvennyye mashiny*. 4, 30–34. [in Russian].
- [8] Dubrovin, V. O., Holub, H. A., Skorobohatov, D. V. (2007). Obgruntuvannya diametra dyskiv podribnyuvacha stebel syderal'nykh kul'tur. *Naukovyy visnyk NAU*, (107), 388-392. [in Ukrainian].
- [9] Korchak, M. M. (2009). Teoretychni doslidzhennya vplyvu diskovoho nozha na protses rozrizannya roslynnykh zalyskhiv hrubosteblovnykh kul'tur v mizhryaddyakh. *Zb. nauk. prats' Podil's'koho derzhavnoho ahrarno-tekhnolohichnoho universytetu. Kam"yanets'-Podil's'kyi*. (17), 450-458. [in Ukrainian].
- [10] Zayika, P.M. (2001). *Teoriya sil's'kohospodars'kykh mashyn. Mashyny ta znaryaddya dlya obrobitku gruntu* (Vol. 1). Kharkiv : Oke. [in Ukrainian].
- [11] Yarots'kyi, V. A. (1991). Enerhovytраты na podolannya syl tertya pry riznykh rezhymakh roboty diskovoho nozha. *Prats' UkrNDI mekhanizatsiyi ta elektryfikatsiyi sil. hosp-va*. (73), 11-14. [in Ukrainian].
- [12] Sereda, L. P., Kuz'menko, V. F., Kholodyuk, O. V. (2013). Vyznachennya koefitsiyenta tertya rukhu masy lyutserny po metaleviy poverkhni. *Zb. nauk. stat. Luts'k. NTU*. (24), 178-186. [in Ukrainian].

МОМЕНТ ОТ УСИЛИЯ ТРЕНИЯ ТРАВЯНОЙ МАССЫ НА ДИСКОВОМ НОЖЕ ИЗМЕЛЬЧАЮЩЕГО АППАРАТА

Измельчающий аппарат - основной и наиболее энергоемкий узел любой кормоуборочной машины. Его конструктивное исполнение определяет технологическую схему машины и расположение основных узлов. Получили распространение дисковые и барабанные измельчающие аппараты, которыми оснащены прицепные, навесные и самоходные кормоуборочные комбайны. Битерно-ножевые режущие аппараты устанавливаются на тележках-подборщиках и пресс-подборщиках.

В общем виде работа, используется на измельчение травяной массы, включая составляющие на измельчение (сжатие, резание, трение), транспортировку листостебельной массы, а также расходы на холостой ход рабочих органов. Характерной особенностью исследуемого битерно-ножевого аппарата является использование активных дисковых ножей которыми разрезается порция листостебельной масса. Поэтому для объективной оценки удельной энергоемкости процесса измельчения травяной массы является актуальным определение момента от усилий трения на боковых поверхностях дискового ножа измельчающего аппарата.

Объектом исследования был процесс транспортировки разрезанной порции травяной массы пальцами питающего ротора сквозь дисковые ножи в формирующем канале битерно-ножевого измельчающего аппарата. Цель работы заключалась в установлении аналитических зависимостей момента и работы от усилий трения травяной массы по боковой поверхности дискового ножа битерно-ножевого измельчающего аппарата. Задачей работы предполагалось: осуществить анализ исследований и публикаций по разрезанию материала (грунт, растительные остатки, стебли растений) дисковым ножом и их взаимодействие в процессе; определение площади части дискового ножа, которая непосредственно контактирует с травяной массой; установление общего усилия действия разрезанного слоя стеблевой массы и аналитических зависимостей крутящего момента и работы от усилия трения травяной массы на боковой поверхности дискового ножа измельчающего аппарата.



Методика исследования основывалась на анализе взаимодействия разрезанной порции травяной массы с боковой поверхностью дисковых ножей в формирующем канале измельчающего аппарата с использованием методов теоретической механики.

В работе установлено направление абсолютного вектора скорости и усилия трения травяной массы по боковой поверхности дискового ножа; определена площадь поверхности диска ножа ограниченной днищем измельчающего аппарата и лезвием ножа, а также площадь (6) части дискового ножа, которая непосредственно контактирует с травяной массой; установлено общее усилие (7) действия разрезанного слоя стеблевой массы. Приведены аналитические зависимости крутящего момента (9) и работы (10) от усилия трения травяной массы на боковой поверхности дискового ножа измельчающего аппарата.

Установлено, что коэффициент трения движения при заготовке люцерны на сенаж влажностью 45-55% в зависимости от скорости вращения и давления на боковую поверхность ножа принимает значения в пределах $f_0 = 0,25 - 0,55$.

Ключевые слова: усилие, крутящий момент, работа, измельчение, резание, измельчающий аппарат, энергоёмкость, трения, вектор скорости, площадь контакта, дисковый нож, травяная масса.

Рис. 3. Ф. 10. Лит. 12.

THE MOMENT FROM THE EFFORT OF FRICTION OF THE GRASS MASS ON THE DISC KNIFE OF THE CUTTING MACHINE

The shredder is the main and most energy-consuming unit of any forage harvester. Its design determines the technological scheme of the machine and the location of its main joints. Pull-type and self-propelled forage harvesters are equipped with disc and drum shredders, which have become widespread. Beater-knife cutters are installed on balers.

In general, the work which is done on grinding the grass mass includes grinding (compression, cutting, friction), transportation of leaf mass, as well as the cost of idle motion of the working parts. A characteristic feature of the bither-knife apparatus under the study is the use of active disc knives, which cut a portion of the leaf mass. Therefore, the determination of the moment of friction forces on the side surfaces of the disk knife of the shredder is important for an objective assessment of the energy density of the process of grinding the grass mass.

The object of the study was the process of transporting the cut portion of the grass mass with the fingers of the feed rotor through the disc knives in the forming channel of the biter-knife shredder. The purpose of the work was to establish the analytical dependences of the moment and the work on the friction forces of the grass mass on the side surface of the disk knife of the biter-knife shredder. The task of the work was: to analyze researches and publications on cutting the material (soil, plant debris, plant stems) with a disk knife and their interaction during the process; to determine the area of the part of the disk knife that is in direct contact with the grass mass; to establish the total force of action of the cut layer of the stem mass and the analytical dependences of the torque and work on the force of friction of the grass mass on the side surface of the disk knife of the shredder. The research methodology was based on the analysis of the interaction of the cut portion of the grass mass with the side surface of the disc knives in the formation of channels of the grinding apparatus using the methods of theoretical mechanics.

In the work were established the direction of the absolute vector of speed and friction force of the grass mass on the side surface of the disk knife; was determined the area of the surface of the blade disk bounded by the bottom of the shredder and the blade of the knife and the area (6) of the part of the disk knife that is in direct contact with the grass; was established the total force (7) of action of the cut layer of the stem mass. The analytical dependences of the torque (9) and work (10) on the friction force of the grass mass on the side surface of the disk knife of the shredder are given.

It is established that the coefficient of friction of the movement while harvesting lucerne for soliage with a humidity of 45-55% depending on the speed of rotation and pressure on the side surface of the knife takes the magnitude within the limits of $f_0 = 0,25 - 0,55$.

Key words: force, torque, work, grinding, cutting, shredder, energy consumption, friction, velocity vector, contact area, disc knife, grass mass.

Fig. 3. F. 10. Ref. 12.



ВІДОМОСТІ ПРО АВТОРІВ

Холодюк Олександр Володимирович – кандидат технічних наук, старший викладач кафедри "Агроінженерії та технічного сервісу" Вінницького національного аграрного університету (вул. Сонячна, 3, м. Вінниця, 21008, Україна, e-mail: holodyk@vsau.vin.ua).

Кузьменко Володимир Федорович - кандидат технічних наук, старший науковий співробітник, завідувач відділу "Біотехнічних систем в тваринництві та заготівлі кормів" Національного наукового центру Інституту механізації та електрифікації сільського господарства (вул. Вокзальна, 11, смт. Глеваха, Васильківського р-ну, Київська області, 08631, Україна, e-mail: vfkuzmenko@ukr.net)

Холодюк Александр Владимирович - кандидат технических наук, старший преподаватель кафедры "Агроинженерии и технического сервиса" Винницкого национального аграрного университета (ул. Солнечная, 3, г. Винница, 21008, Украина, e-mail: holodyk@vsau.vin.ua).

Кузьменко Владимир Федорович - кандидат технических наук, старший научный сотрудник, заведующий отделом "Биотехнических систем в животноводстве и заготовки кормов" Национального научного центра Института механизации и электрификации сельского хозяйства (ул. Вокзальная, 11, пгт. Глеваха, Васильковский р-н, Киевская обл., 08631, Украина, e-mail: vfkuzmenko@ukr.net).

Kholodiuk Oleksandr - Ph.D, Senior Lecturer of the Department of "Operation of a machine-tractor park and technical service" of Vinnytsia National Agrarian University (3, Sonychna St., Vinnytsia, 21008, Ukraine, e-mail: holodyk@vsau.vin.ua).

Kuzmenko Volodymyr - Ph.D, Senior Researcher, head of the department "Biotechnical systems in animal husbandry and harvesting of feeds" of the National Scientific Center of the Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture (11, Vokzalna St., Glevakha, Vasylkivskyi district, Kyiv region ., 08631, Ukraine, e-mail: vfkuzmenko@ukr.net).