3. Лобода П.П. Иследование массотдачи от твердых тел к жидкости в аппарате с вибрирующим устройством: дис. … канд.техн.наук: 05.18.12 / Лобода Павел Петрович. – К.,1966. – 182 с.

4. Хоменко М.Д. Принципова схема підключення ежектора при водоповітряному пульсаційному відмиванню цукрових буряків / М.Д. Хоменко, С.О., Нарожний,А.І., Сорокін // Харчова промисловість. – 2011. – № 10. – С. 155 – 157.

Рецензент д.т.н., проф. В.Ф.Дідух.

УДК 631.363.2

© В.Ф. Кузьменко, к.т.н.
ННУ "Інститут механізації та електрифікації сільського господарства"
Л.П. Середа, к.т.н.; О.В. Холодюк
Вінницький національний аграрний університет

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ РУХУ МАСИ ЛЮЦЕРНИ ПО МЕТАЛЕВІЙ ПОВЕРХНІ

Розглянутий метод визначення коефіцієнта тертя руху стеблової маси по диску. Описана будова лабораторної установки і принцип її дії. Визначена залежність коефіцієнта тертя руху стеблової маси люцерни різної вологості від тиску та швидкості взаємодії з диском.

ДИСК, КОЕФІЦІЄНТ ТЕРТЯ РУХУ, СТЕБЛОВА МАСА, ПОДРІБНЮВАЛЬНИЙ АПАРАТ.

Постановка проблеми. Коефіцієнт тертя руху є однією із основних фізико-механічних властивостей стеблової маси, що суттєво впливає на зусилля і енерговитрати в процесах різання та транспортування матеріалу по робочим органам кормозбиральних машин. Основними чинниками, що впливають на величину коефіцієнта тертя руху є швидкість ковзання, питоме навантаження (тиск), вологість матеріалу, стан поверхні тертя, температура, час притирання і т.і.

Перелічені чинники характерно присутні в бітерно-ножовому різальному апараті з дисковими ножами, під час роботи якого маса різної вологості взаємодіє із дисками, що обертаються (швидкість ковзання), притискається до бічної поверхні диска (тиск) [1, 2].

Розглядаючи роботу бітерно-ножового подрібнювального апарата, можна стверджувати, що коефіцієнт тертя руху залежить від швидкості обертання дискового ножа, тиску стеблової маси, вологості і стану поверхні ножа.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідженням фізико-механічних властивостей стеблових матеріалів займались визначні вчені, такі як: В.А. Желіговський, Н.В. Сабліков, Н.Є. Рєзнік, С.В. Мельников, О.М. Царенко, Л.В. Крагельський, Г.А. Хайліс, С.І. Рустамов, В.І. Особов та ін. У своїх роботах автори наводять результати експериментальних досліджень зміни коефіцієнта тертя руху за певних умов, наприклад: досліджувана культура, її вологість, тиск маси на поверхню, швидкість руху робочого органу та матеріал його поверхні. При дослідженні коефіцієнта тертя руху використовували, як найпростіший пристрій – похилу площину з можливістю змінювати матеріал поверхонь тертя, так і пристрій В.А. Желіговського, Л.В. Крагельського (трибометр) та ряд модернізованих конструкцій пристроїв [3]. Для отримання достовірних результатів у роботах [4, 5, 6] наведені схеми пристроїв для дослідження коефіцієнта тертя руху, що дозволяють максимально наблизити умови досліджень в лабораторії до реального процесу роботи у польових умовах.

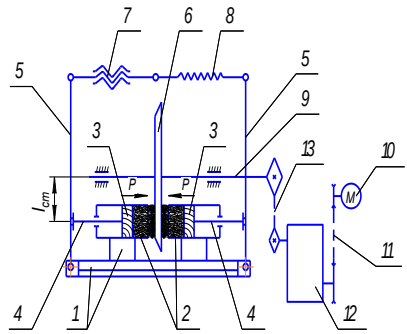
Результати, які наводять дослідники у своїх роботах різняться, оскільки виконувались за різних умов, не містять емпіричних залежностей, які дозволили б описати зміну коефіцієнта тертя руху від досліджуваних факторів.

Мета дослідження – встановлення математичної моделі зміни коефіцієнта тертя руху стеблової маси люцерни по диску.

Результати досліджень. Для визначення величини коефіцієнта тертя руху (*f*) та його залежності від навантаження (*P*), швидкості ковзання маси (*V*) по диску за різної вологості було виготовлено експериментальну установку, представлену на рис. 1.

Установка складається з рами 1 до якої жорстко закріплені стакани 2 у яких зворотно-поступально можуть переміщуватись поршні 3. На рамі 1 шарнірним з'єднанням закріплені упорні 4 та поворотні 5 важелі, через які передається навантаження на поршні 3, що притискують зразки до диска 6. Система притискання зразків до поверхні диска 6 включає послідовно з'єднані гвинтову стяжку 7 пружину 8. Диск 6 діаметром 440 мм, який закріплений на валу 9, розташований у проміжку між стаканами 2.

а)



б)

Рис. 1 – Загальний вигляд установки для визначення коефіцієнта тертя руху (*а*) та схема установки (*б*): 1 – рама; 2 – стакан; 3 – поршень; 4 – важіль упорний; 5 – важіль поворотний; 6 – диск; 7 – стяжка гвинтова; 8 – пружина; 9 – вал з тензометричним датчиком крутного моменту; 10 – електродвигун; 11 – передача клинопасова; 12 – варіатор; 13 – передача ланцюгова

Привод диска 6 здійснюється від електродвигуна 10 через клинопасову передачу 11 варіатор 12 та ланцюгову передачу 13. Швидкість обертання дискового ножа 6 змінюється з використанням варіатора 12. Вал 9 із диском 6 встановлено на окремій рамі, що зменшує передачу вібрацій від приводу. Для усунення биття і вібрації диска 6 він виготовлений із достатньою точністю і збалансований.

Під час проведення дослідів наважки різаної стеблової маси розміщували всередині стаканів 2 (внутрішній діаметр стакана 84 мм, довжина 150 мм) між рухомим поршнем 3 та поверхнею диск 9. Під дією сили пружини 8 через поворотний 5 і упорний 4 важелі та поршень 3 на зразок стеблової маси створювався тиск P, величину якого можливо змінювати в широких межах завдяки гвинтовій стяжці 7.

Знаючи відстань від осі вала до центра стакана (l_c) і величину крутного моменту (M) визначали сили тертя T_m, що діють по обох сторонах поверхні диска в його площині:

$$M = T_m \cdot l_c, \text{ Н·м.} \quad (1)$$

Оскільки диск стискається стебловою масою з обох сторін, то сила тертя (T_m) з однієї сторони вдвічі менша.

$$T_m = \frac{M}{2l_c}, \text{ Н.} \quad (2)$$

Використовуючи відому формулу Амонтона–Кулона, коефіцієнт тертя руху $f_{ä}$ визначатиметься :

$$T_m = f_{ð} \cdot P, \quad f_{ð} \cdot P = \frac{M}{2l_c}, \quad f_{ð} = \frac{M}{2l_c \cdot P}, \quad (3)$$

де P – зусилля, що діють на упорні важелі 4 та поршні 3 (рис. 1, б), Н.

Співвідношення між зусиллям P та тиском p_x, що діють в стакані 2 заданого діаметра, знаходяться по відомій залежності. Враховуючи те, що зусилля P, що діє на шар матеріалу вздовж осі камери знижується внаслідок дії сили тертя F по бічній поверхні стакана 2, величина тиску p_x, що діє в осьовому напрямку на довільній відстані x від поршня (рис. 2), визначається по залежності [7]:

$$p_x = (P + \frac{q_o}{\mu_1}) exp(-f \mu_1 \frac{l}{U} x) - \frac{q_o}{\mu_1}, \quad (4)$$

де P – навантаження на шар матеріалу вздовж осі камери (осьове навантаження), кПа; q_o – тиск на бічну поверхню, кПа; μ_1 – коефіцієнт бічного тиску; f – коефіцієнт тертя матеріалу по стінкам камери; l – периметр поперечного перерізу камери, м; U – площа перерізу, м^2; x – відстань від поршня до перерізу маси, м.

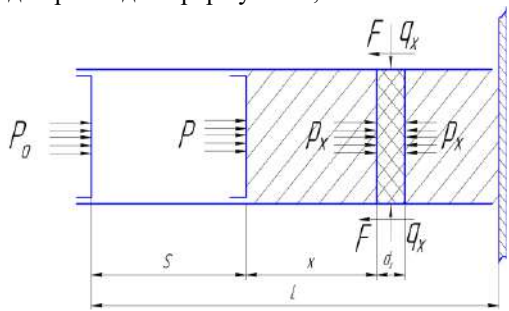


Рис. 2 – Схема сил, що діють при стисканні стеблової маси в стакані

При малій щільності матеріалу до 100 кг/м^3 значення q_o настільки мале, що в практичних розрахунках його можна не враховувати [7], а при щільності до 200 кг/м^3 його слід приймати рівним 1 кПа. Автор [7] зазначає, що коефіцієнт бічного тиску μ_1 при щільності пресування до 200 кг/м^3 слід приймати рівним 0,3-0,4.

Підставляючи значення розміру стиснутого матеріалу по осі стакана 2 у залежність (4), отримували величину тиску на поверхні диска.

Коефіцієнт тертя руху визначали для люцерни сорту "Вінничанка" при її переміщенні по металевому диску. Відносна вологість люцерни змінювалась в межах від 20 до 76 %

Поверхнею тертя були обидві сторони диска, оброблені на токарному верстаті, що відповідає чистоті 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. Основним завданням планування експерименту було отримання статистичної математичної моделі (рівняння регресії) залежності коефіцієнта тертя руху від швидкості руху, зусилля притискання та вологості матеріалу у вигляді полінома.

Аналіз процесу роботи бітерно-ножового різального апарату з дисковим ножем дозволили визначити основні фактори, що впливають на зміну коефіцієнта тертя руху, а саме: вологість люцерни X_1 (W, %), швидкість обертання диска X_2 (V_o, м/с) і тиск стеблової маси на бічну поверхню диска X_3 (p_x, кПа). Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів (X_1, X_2, X_3) наведено у таблиці 1. Необхідна кількість повторень при надійності досліду 0,95 і помилці ± 3G дорівнювала трьом [8].

Таблиця 1 – Інтервали значень та рівні варіювання досліджуваних факторів при випробуванні різального механізму

№ п/п	Найменування фактора та його позначення	Рівні факторів			Інтервал варіювання
		-1	0	+1	
1	Вологість (X_1), %	20	48	76	28
2	Швидкість обертання дискового ножа (X_2), м/с	1,0	2,0	3,0	1,0
3	Питоме навантаження маси (X_3), кПа	60	100	140	40

Реалізувавши трьохфакторний експеримент згідно плану Бокса–Бенкіна (B_3) отримано результати, частина яких наведена в таблиці 2.

Таблиця 2 – Матриця плану проведення та результати лабораторних експериментальних досліджень

Рівні та інтервал варіювання факторів	Фактори			Коефіцієнт тертя руху, $f_{д}$			
	Вологість маси, W, %	Колова швидкість диска, $V_д$, м/с	Тиск маси, p_x, кПа				
	X_1	X_2	X_3	Y			
Верхній рівень (+1)	76	3,0	140	-			
Основний	48	2,0	100	-			
Нижній рівень (-1)	20	1,0	60	-			
Інтервал	28	1,0	40	Повторності			
План				1	2	3	середнє
1	+1	-1	-1	0,213	0,191	0,214	0,206
2	+1	-1	0	0,275	0,253	0,225	0,251
3	+1	-1	+1	0,354	0,377	0,292	0,341
4	+1	0	-1	0,209	0,251	0,239	0,233
	…	…	…	….	….	….	….
24	-1	0	+1	0,373	0,303	0,305	0,327
25	-1	+1	-1	0,166	0,215	0,159	0,180
26	-1	+1	0	0,197	0,250	0,168	0,205
27	-1	+1	+1	0,298	0,245	0,267	0,270

Перевірка підтвердила нормальний розподіл отриманих результатів (значення коефіцієнта тертя руху знаходиться в межах інтервалу ±3σ) і, відповідно, відсутність грубих помилок при проведенні досліджень.

Однорідність дисперсії (G^2) дослідів перевіряли за критерієм Кохрена для 95 % рівня довірчої ймовірності. Згідно табличних значень критерій Кохрена [9] при рівні значимості 0,05, числі ступенів вільності $f_1 = 2$ і кількості дослідів $f_2 = 27$, використовуючи інтерполяцію, становив $G_{0,05} = 0,217$. Оскільки $G_{д} = 0,124 \prec G_{0,05} = 0,217$ однорідність дисперсії результатів експериментів підтвердилась.

Обробка експериментальних даних проводилася з використанням регресійного аналізу та стандартних програм для ПК.

У результаті проведеного регресійного аналізу було отримано наступну апроксимуючу квадратичну залежність, що дозволяє визначити вплив на коефіцієнт тертя руху стеблової маси по дисковому ножі факторів X_1, X_2, X_3 (величина достовірної апроксимації $R^2 = 0,98$):

$$Y = 0,353 + 0,003X_1 - 0,022X_2 + 0,055X_3 - 0,153X_1^2 -$$
$$-0,006X_2^2 + 0,032X_3^2 - 0,024X_1X_2 - 0,041X_1X_3 - 0,053X_2X_3. \quad (5)$$

Статистичну значимість коефіцієнтів $в_i$ отриманого рівняння регресії визначали за критерієм Стьюдента. Адекватність апроксимуючої квадратичної залежності експериментальним даним визначали за критерієм Фішера: $F_{роз}$=0,038. Встановивши кількість ступенів вільності дисперсії адекватності $f_{ад}$=18 та дисперсії відтворення f_y=54 за відповідною таблицею [9] визначили табличне значення критерія Фішера, використовуючи інтерполяцію $F_{таб}$=1,83 для рівня значимості 0,05. Враховуючи те, що $F_{роз}$ = 0,038 < $F_{таб}$ = 1,83 отримана квадратична залежність адекватна експериментальним даним.

Дійсні значення незалежних факторів пов'язані з кодованими значеннями наступними залежностями:

$$X_1 = \frac{W - 48}{28}; \qquad X_2 = \frac{V - 2,0}{1,0}; \qquad X_3 = \frac{p - 100}{40}. \quad (6)$$

Регресійна залежність коефіцієнта тертя руху від дійсних значень факторів має вигляд:

$$f = -0,542 + 0,0241W + 0,176V + 0,00179p - 0,0002W^2 - 0,006V^2 +$$
$$+0,00002p^2 - 0,00086W \cdot V - 0,000037W \cdot p - 0,00133V \cdot p. \quad (7)$$

На рисунку 3 представлено залежність коефіцієнта тертя руху $f_ä$ від вологості (W, %) і тиску маси (р, кПа).

Аналізуючи поверхню відгуку та інші залежності (у статті не наведені) бачимо, що при вологості 20 % збільшення тиску з 60 до 150 кПа (більш ніж в два рази) приводить до збільшення коефіцієнта тертя 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). тобто, із збільшенням швидкості взаємодії зміна коефіцієнта тертя, при збільшені тиску, відбувається менш інтенсивно. Із збільшенням відносної вологості до 50-60% при збільшенні тиску, збільшення коефіцієнта тертя відбувається менш інтенсивно (збільшення в 1,5 рази). Для маси вологістю 80 % аналогічне збільшення тиску також приводить до зростання коефіцієнта тертя. Таким чином, збільшення тиску призводить до збільшення коефіцієнта тертя, тоді як збільшення вологості маси до 45-50 % приводить до збільшення коефіцієнта тертя,

а подальше збільшення понад 50 % сприяє зменшенню коефіцієнта тертя. Це пояснюється виділенням рідини із матеріалу і змочуванням поверхні диска, що зменшує силу ковзання. Під час взаємодії робочих органів машин з масою вологістю 45–55% будуть розвиватися максимальні зусилля, а відповідно будуть максимальні витрати енергії.

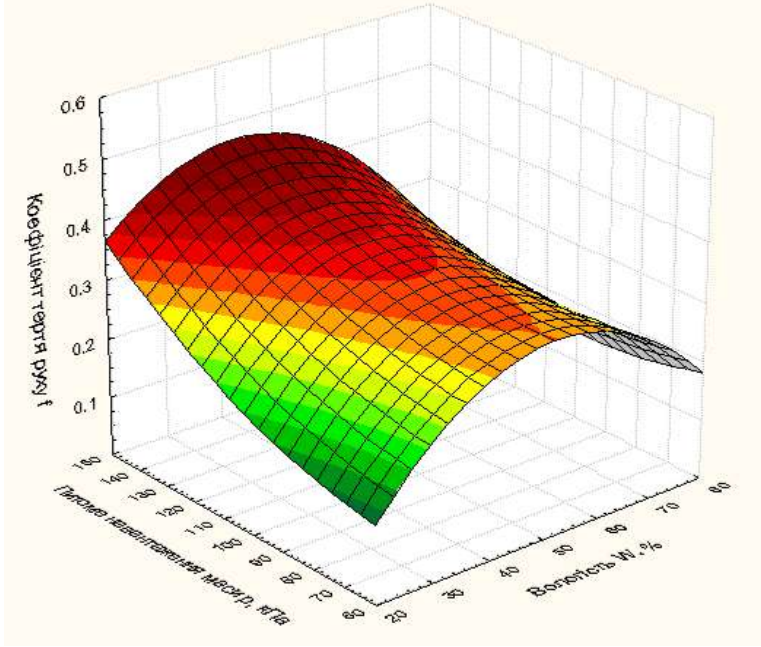


Рис. 3 – Залежність коефіцієнта тертя руху $f_{ä}$ від вологості (W, %) і тиску маси (p, кПа)

Висновки. В результаті експериментальних досліджень отримана модель у вигляді регресійної залежності (залежність 7), що адекватно описує зміну коефіцієнту тертя руху від відносної вологості маси в межах 20–80 %, тиску (60–150 мПа) та швидкості (1–3 м/с) під час взаємодії маси з металевою поверхнею. Збільшення тиску та швидкості взаємодії маси люцерни приводить до збільшення величини коефіцієнта тертя руху. Із збільшенням вологості коефіцієнт тертя руху також зростає, досягаючи свого максимуму біля 45–55 %, а надалі із збільшенням вологості зменшується, оскільки поверхня починає змочуватись виділеною із стеблової маси вологою.

Література

1. Гарькавий А.Д., Кузьменко В.Ф., Холодюк О.В. Обґрунтування конструктивних та технологічних параметрів різального апарата стеблових кормів з дисковими ножами // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. Спеціальний випуск № 2. 2009. – С. 105-108

2. Патент № 89655, Україна, МПК (2009) A01Д 34/00, A01F 29/00 «Різальний апарат стеблових матеріалів» / Кузьменко В.Ф., Холодюк О.В., Єсипчук М.І. (Україна), № a200707211, заявл. 26.06.2007, опубл. 25.02.2010 р., бюл. № 4, 4 с.

3. Ялпачик Ф.Ю. Коефіцієнт тертя еспарцетової соломи // Вісник сільськогосподарської науки. – 1986. – № 12 – С. 64-67.

4. Арнаутов В.І. Визначення коефіцієнтів тертя різних поверхонь при контакті з стебловими соковитими кормами // Вісник сільськогосподарської науки. – 1969. – № 6 – С. 34-37.

5. Мухин В.А. Определения коэффициента трения движения стебельных кормов // Сборник научных работ Саратовского института механизации сельского хозяйства им. М.И. Калинина. – Серия. Механизация животноводческих ферм. – 1977. – Вып. 103. С. 12-15.

6. Радченко Г.Е. Исследование коеффициентов внешнего трения измельченной зеленной массы // Сборник научных трудов Белорусская с.х. академия. Серия. Совершенствование технологии и средств механизации в животноводстве. – 1982. – Вып. 87. – С. 25–31.

7. Особов В.И. Механическая технология кормов. – М.: Колос, 2009. – 344 с.

8. Веденяпин Г.В. Общая методика экспериментальних исследований и обработка экспериментальных данных. – М.: Колос, 1973. – 199 с.

9. Бондарь А.Г., Стасюха Г.А., Потяженко И.А. Планирование эксперимента при оптимизации процессов химической технологии: Учеб. пособие. – Киев: Вища школа. Головное изда-во, 1980. – 264 с.

Рецензент д.т.н., проф. А.І. Фененко.