

УДК 631.331

ОБГРУНТУВАННЯ ЕНЕРГОЗБЕРІГАЮЧИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ СІВАЛКИ-КУЛЬТИВАТОРА

*Лавріненко О.Т.**

Національний університет біоресурсів і природокористування України

Уточнена закономірність впливу робочої швидкості на удельное сопротивление стрелчатых культиваторных лап и обоснована методика определения рациональных значений ширины захвата и рабочей скорости сеялки-культиватора для обеспечения экономии энергозатрат.

Pattern of the influence of operating speed on the resistivity of the lancet Cultivator feet specified is proved and the method of determination of the rational values of width and operating speed of drills-cultivator for energy saving is proved.

Постановка проблеми

Економія енергоносіїв є однією із самих важливих проблем нашої країни. На витрати палива під час виконання механізованих сільськогосподарських робіт у значній мірі впливає режим роботи агрегатів. Основними чинниками режиму роботи є ширина захвату та швидкість руху. Для визначення величин раціональних величин ширини захвату та швидкості руху необхідна достовірна інформація про вплив останньої на енергозатрати.

Мета дослідження

Обґрунтування раціональних значень робочої швидкості та ширини захвату сівалки-культиватора, які забезпечують економію енерговитрат.

Методика досліджень

Питомі енерговитрати при заданій ефективній потужності визначають за відомою формулою:

$$E_{га} = \frac{N_{eH} \cdot \eta_N}{W_{ч}} \quad , \text{ (кВт}\cdot\text{год)/га; } \quad (1)$$

де - N_{eH} - номінальна ефективна потужність трактора, кВт;

η_N - ступінь використання ефективної потужності;

$W_{ч}$ - продуктивність агрегату за годину чистої роботи, га/год.

Таким чином задача зводиться до визначення продуктивності у залежності від швидкості руху V_P з урахуванням впливу швидкості на тяговий опір та втрати потужності на буксування і переміщення трактора.

Результати досліджень

За вихідне рівняння приймаємо залежність продуктивності від гакової потужності,

* Науковий керівник - д.т.н., проф. Демидко М.О.

яка визначається формулою [4]:

$$W_q = \frac{0,36 \cdot N_{\Gamma}}{K_V} \quad (2)$$

де N_{Γ} - потужність на гаку трактора, кВт;

K_V - питомий опір робочої машини.

Величину N_{Γ} визначаємо за рівнянням балансу потужності трактора, яке для тягового агрегату на рівному полі є таким:

$$N_{\Gamma} = N_{eH} \cdot \eta_N - N_{mm} - N_{\delta} - N_f \quad (3)$$

де N_{mm} - втрати потужності у трансмісії трактора:

$$N_{mm} = N_{eH} \cdot \eta_N (1 - \eta_{mm}), \quad (4)$$

де η_{mm} коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора;

N_{δ} - втрати потужності на буксуванні:

$$N_{\delta} = N_{eH} \cdot \eta_N \cdot \eta_{mm} \cdot \delta \quad (5)$$

де δ - коефіцієнт буксування у частинах від одиниці;

N_f - втрати потужності на переміщення трактора:

$$N_f = \frac{f \cdot g \cdot G_T \cdot V_P}{3,6} \quad (6)$$

де f - коефіцієнт опору переміщення трактора;

g - прискорення земного тяжіння, $g = 9,8$ м/с²;

G_T - маса трактора, т.

Перемноживши праву частину рівняння (6) на $N_{eH} \eta_N / N_{eH} \eta_N$ отримаємо:

$$N_f = \frac{f \cdot g \cdot V_P \cdot N_{eH} \cdot \eta_N}{3,6 \cdot \eta_N \cdot E_T} \quad (7)$$

де E_T - енергонасиченість трактора, кВт/т.

Після підстановки значень N_{mm} , N_{δ} та N_f відповідно (4), (5) та (7) у рівняння (3) отримаємо:

$$N_{\Gamma} = N_{eH} \eta_N - N_{eH} \eta_N (1 - \eta_{mm}) - N_{eH} \eta_N \eta_{mm} \cdot \delta - \frac{f \cdot g \cdot V_P N_{eH} \eta_N}{3,6 \cdot \eta_N E_T}$$

або

$$N_{\Gamma} = \left[\eta_{mm} (1 - \delta) - \frac{f \cdot g \cdot V_P}{3,6 \cdot \eta_N E_T} \right] \cdot N_{eH} \eta_N \quad (8)$$

Для дальшого аналізу рівняння (8) необхідно визначити функціональні залежності від швидкості руху коефіцієнта буксування δ та коефіцієнта опору перекочуванню трактора f .

Для визначення залежності δ від V_P використані табличні дані тягових характеристик тракторів [5]. У таблиці 1 наведено значення коефіцієнтів буксування δ при різних швидкостях руху для ряду тракторів при $N_{\Gamma} = 0,9 N_{\Gamma \max}$.

Таблиця 1

Коефіцієнти буксування δ для різних швидкостей руху різних типів тракторів
при $N_{\Gamma} = 0,9N_{\Gamma_{\max}}$

Тип трактора	Марка трактора	Коефіцієнти буксування δ , % для діапазонів швидкостей V_p км/год					Чинники рівняння (9) залежності буксування δ від швидкості V_p	
		4-6	6-8	8-10	10-12	12-14	A_{δ}	B_{δ}
Колісний 4К2	Т-25А	23	19,5	14,5			33,8	2,12
	Т-40М	12,5	11,5	10,5	9,5		15,0	0,50
	Т-40АМ		11,0	10,0	8,5	7,0		
	МТЗ-80		13,9	11,5	9,5	8,0	20,6	0,99
	ЮМЗ-6АЛ	13,3	12,4	10,3	8,0		18,2	0,90
	МТЗ-100	17,7	14,2	11,8	10,1	9,0		
Колісний 4К4	МТЗ-82		13,5	11,5	10,0	8,5		
	МТЗ-102	15	12,5	11,0	9			
	Т-150К		11	8,5	6,0	4,5	18,5	1,10
	К-701		12,9	10,1	8	5,2	22,2	1,30

Для визначення закономірності зміни коефіцієнтів буксування від швидкості руху табличні дані для тракторів МТЗ-80 та ЮМЗ-6АЛ зображено графічно на рис. 1. З рисунка видно, що залежність δ від V_p близька до лінійної і її можна описати рівнянням:

$$\delta = A_{\delta} - B_{\delta} \cdot V_p \quad (9)$$

Чинники рівняння (9) наведено в таблиці 1.

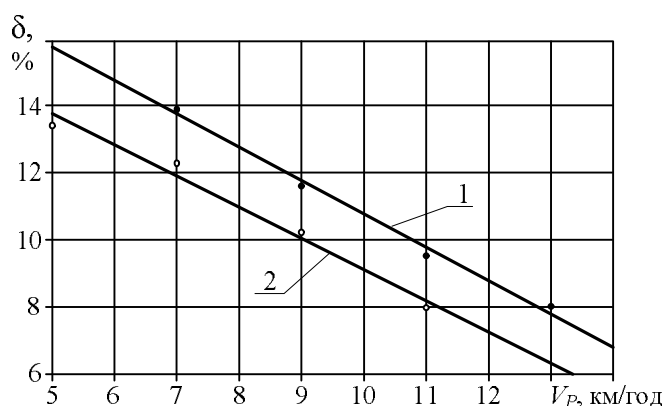


Рис. 1. Залежності коефіцієнта буксування δ від швидкості руху V_p для тракторів: 1 – МТЗ-80; 2 – ЮМЗ-6АЛ

Обробкою експериментальних даних, наведених у монографії Ю.К. Кіртбая [3], нами встановлено що при роботі на стерні коефіцієнт опору перекочуванню трактора можна виразити формулою:

$$f = f_0 + k_f \cdot V_p \quad (10)$$

де $f_0 = 0,8$; $k_f = 0,0022$.

На полі, підготовленому під сівбу, можна вважати, що f істотно не залежить від V_P тому і у нашому випадку приймаємо, що коефіцієнт опору переміщенню трактора не залежить від швидкості руху трактора V_P .

На основі цих положень рівняння (8) матиме вигляд:

$$N_{\Gamma} = \left[\eta_{mm}(1 - A_{\delta} + B_{\delta} \cdot V_P) - \frac{f \cdot g \cdot V_P}{3,6 \cdot \eta_N \cdot E_T} \right] \cdot N_{eN} \cdot \eta_N,$$

або після ряду алгебраїчних дій:

$$N_{\Gamma} = N_{eN} \eta_N \eta_{mm} \left[1 - A_{\delta} + \left(B_{\delta} - \frac{f \cdot g}{3,6 \cdot \eta_N \cdot \eta_{mm} \cdot E_T} \right) V_P \right] \quad (11)$$

Рівняння (11) можна записати у вигляді:

$$N_{\Gamma} = N_{eN} \eta_N \eta_T \quad (12)$$

де η_T - коефіцієнт корисної дії трактора:

$$\eta_T = \eta_{mm} \left[1 - A_{\delta} + \left(B_{\delta} - \frac{f \cdot g}{3,6 \eta_N \eta_{mm}} \right) V_P \right] \quad (13)$$

Аналізуючи рівняння (13) можна зробити висновок, що при збільшенні робочої швидкості ККД трактора зменшується. При збільшенні енергонасиченості трактора E_T вплив швидкості на ККД трактора η_T зменшується.

Розглянемо вплив швидкості руху на тяговий опір, який визначається питомим опором K_V , кН/м.

Теоретично залежність тягового опору від швидкості руху визначається за відомою формулою В.П. Горячкіна. Відповідно до неї тяговий опір має три складові: опір переміщенню, опір деформації ґрунту і опір, спричинений силою інерції при відкиданні скиби ґрунту.

Виходячи з цієї формули питомий опір можна виразити такою залежністю:

$$K_V = K_0 + \varepsilon \cdot V_P^2 \quad (14)$$

де K_0 - частина питомого опору, що не залежить від швидкості руху, кН/м;

ε - коефіцієнт, що залежить від характеристик робочого органу та ґрунтових умов.

Формула (14) не завжди відповідає результатам, які отримано у польових умовах, тому у розрахунках машинвикористання при визначенні опору сівалок, культиваторів, луцильників та інших подібних машин, приймають лінійну залежність питомого опору від робочої швидкості [1; 2].

Пропонованою формулою є така:

$$K_V = K_0 [1 + \Pi(V_P - V_0)] \quad (15)$$

де K_0 – питомий опір при $V_P = V_0 = 5$ км/год

Π – темп приросту опору при збільшенні робочої швидкості на 1 км/год, у частинах від одиниці.

За відомими даними [6] для парових культиваторів K_0 може бути в межах 1,2-3,6 кН/м при глибині обробітку 6-8 см і 1,6-3,0 кН/м – при глибині обробітку 10-12 см.

Величина Π лежить в межах 4-6 % при швидкості 6–9 км/год і 6-8 % – при швидкості 9-12 км/год.

Таким чином енерговитрати визначаємо у такій послідовності:

- за формулою (15) визначаємо питомий опір;
- за формулою (11) розраховуємо потужність на гаку трактора;
- за формулою (2) визначаємо продуктивність ;
- за формулою (1) визначаємо енерговитрати.

Визначені за формулами (11), (15), (2) та (1) потужність на гаку трактора N_G , продуктивність за годину чистої роботи W_q , питомий опір K_V та енерговитрати E_{ga} на різних швидкостях руху наведено в таблиці 2 та показані графічно на рис. 2. Інші чинники формул, що використані для розрахунків приведені в таблиці 3.

Таблиця 2

Розрахунок показників роботи тракторів на різних швидкостях руху.

Марка трактора	Показники	Значення показників для швидкостей руху, км/год					
		3	5	7	9	11	13
ЮМЗ-6КЛ	N_G , кВт	25,0	22,0	19,04	16,1	13,1	10,1
	K_V , кН/м	1,84	2,0	2,16	2,32	2,48	2,64
	W_q , га/год	4,89	3,96	3,17	2,50	1,90	1,38
	E_{ga} , кВт·год/га	8,18	10,1	12,62	16,0	21,0	29
МТЗ-80	N_G , кВт	34,0	31,7	29,5	27,3	25,0	22,8
	K_V , кН/м	1,84	2,0	2,16	2,32	2,48	2,64
	W_q , га/год	6,65	5,71	4,92	4,23	3,63	3,11
	E_{ga} , кВт·год/га	7,85	9,14	10,61	12,34	14,38	16,78

Збільшення швидкості руху обумовлює погіршення усіх показників. Наприклад, по агрегату з трактором МТЗ-80 при збільшенні швидкості від 5 до 9 км/год N_G знижується з 34 до 27,3 кВт, а при швидкості 13 км/год потужність на гаку дорівнює лише 22,8 кВт – знижується на 33%.

Продуктивність за годину чистої роботи для швидкостей 5; 9 та 13 км/год дорівнює 6,6; 4,2 та 3,1 га/год відповідно. У результаті зниження продуктивності істотно зростають енерговитрати. Для швидкостей руху 5; 9 та 13 км/год вони становлять 9,14; 12,34 та 16,78 (кВт·год)/га. Аналогічні закономірності прослідковуються і при використанні трактора ЮМЗ-6АЛ.

Приведені показники визначені за умови, що ширина захвату та робоча швидкість підібрані такими щоб забезпечити роботу агрегата з використанням 90 % ефективної потужності двигуна трактора. Наведені результати досліджень свідчать, що при комплектуванні агрегатів слід надавати перевагу тим варіантам, які забезпечують роботу на малих швидкостях.

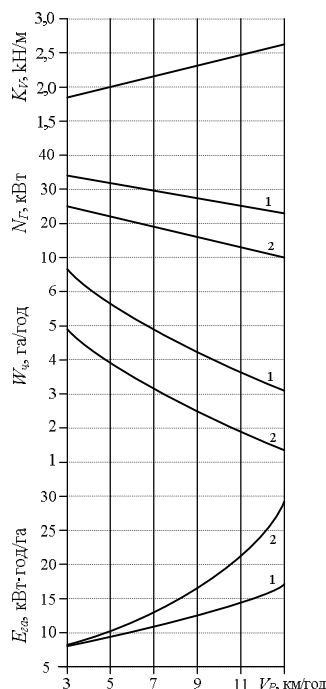


Рис. 2. Залежність питомого опору K_V , потужності на гаку N_G , продуктивності W_q , енергоємності E_{ca} від швидкості руху V_P для тракторів:
1 - МТЗ-80; 2 - ЮМЗ-6АЛ

Таблиця 3

Значення чинників для визначення показників роботи сівалки-культиватора.

Назва чинників	Трактори	
	МТЗ-80	ЮМЗ-6АЛ
Номінальна потужність N_{eH} , кВт	58	44,5
Ступінь використання ефективної потужності η_N	0,9	0,9
Коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора $\eta_{тм}$	0,9	0,9
Коефіцієнт опору переміщенню трактора f	0,18	0,18
Енергонасиченість трактора E_T , кВт/т	18	12
Чинники, що визначають коефіцієнт буксування:		
A_δ	20,6	18,2
B_δ	0,99	0,90
Питомий опір K_0 при $V_P = V_0 = 5 \text{ км/год}$	2,0	2,0
Величина приросту тягового зусилля Π_1 при збільшенні швидкості	0,045	0,045

Для вибору конкретного складу агрегату та режиму його роботи зручно користуватись суміщеними графіками залежності ширини захвату B_P , питомого опору K_V та продуктивності W_q від швидкості руху V_P . Такі графіки для трактора МТЗ-80 приведені на рис.3. Для побудови графіка залежність B_P від V_P визначають за формулою:

$$B_P = \frac{W_q}{0,1V_P} \quad (16)$$

Сівалка-культиватор може комплектуватись на базі трактора класу 1,4 у трьох варіантах ширини захвату: одна сівалка СЗ-3,6А ($B_P = 3,6$ м); одна сівалка СЗ-5,4 ($B_P = 5,4$ м); дві сівалки СЗ-3,6 ($B_P = 7,2$ м).

На рис. 3 у якості прикладу визначені робоча швидкість, питомий опір та продуктивність для агрегату МТЗ-80+СЗ-5,4. Послідовність процесу визначення названих показників наступна:

- на осі B_P відкладаємо ширину захвату (точка a);
- з точки a проводимо горизонтальну лінію до перетину з кривою B_P (точка b);
- через точку b проводимо вертикальну лінію до перетину з віссю V_P (точка c) та лініями K_V та W_u (точки d та e);
- з точок d та e проводимо горизонтальні лінії до перетину з вертикальною віссю в точках n та m .

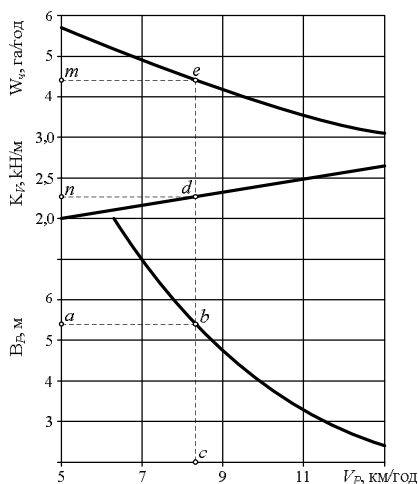


Рис. 3. Залежність ширини захвату B_P , питомого опору K_V , та продуктивності W_u від робочої швидкості руху V_P для агрегату МТЗ-80+СЗ-5,4

Для даної ширини захвату (5,4 м) отримані точки визначають: точка c - максимально можливу швидкість (8,3 км/год); точка n - питомий опір (2,4 кН/м); точка m - продуктивність за годину чистої роботи (4,4 га/год);

Інші показники роботи агрегату визначають за формулами:

$$\text{- тягове зусилля на гаку: } P_T = K_M = K_V \cdot B_P = 2,5 \cdot 5,4 = 12,96 \text{ кН};$$

$$\text{- потужність на гаку: } N_T = \frac{P_T \cdot V_P}{3,6} = \frac{12,4 \cdot 8,3}{3,6} = 28,6 \text{ кВт};$$

$$\text{- енерговитрати: } E_{za} = \frac{N_{eH} \cdot \eta_N}{W_u} = \frac{58 \cdot 0,9}{4,4} = 11,9 \text{ (кВт}\cdot\text{год)/га.}$$

Визначені по наведеній схемі показники роботи сівалок-культиваторів в агрегаті з тракторами МТЗ-80 та ЮМЗ-6АЛ наведені у таблиці 4.

Аналізуючи наведені в таблиці 4 результати розрахунків можна зробити висновок, що за основними показниками, якими є продуктивність та енерговитрати, слід віддати перевагу агрегату з двома сівалками СЗ-3,6А. Але цей агрегат для обох тракторів потребує тягового

зусилля, яке дещо перевищує номінальне (15,1 і 14,4 при номінальному 14 кН). Тому його можна рекомендувати для легких гуртів. Агрегати на базі сівалки СЗ-5,4 мають істотний запас тягового зусилля (1,6 кН з трактором МТЗ-80 і 2,7 кН з трактором ЮМЗ-6АЛ), а також значно більшу продуктивність (на 19% – з трактором МТЗ-80 і на 21% – з трактором ЮМЗ-6АЛ) та менші енерговитрати (на 14% – з трактором МТЗ-80 і на 17% – з трактором ЮМЗ-6АЛ) у порівнянні з агрегатами, що працюють з однією сівалкою СЗ-3,6А.

Таким чином для роботи з тракторами класу 1,4 сівалку-культиватор доцільно комплектувати на базі сівалки СЗ-5,4.

Таблиця 4.

Розрахункові показники роботи сівалок-культиваторів.

Показники	МТЗ-80			ЮМЗ-6АЛ		
	СЗ-3,6	СЗ-5,4	2СЗ-3,6	СЗ-3,6	СЗ-5,4	2СЗ-3,6
Ширина захвату B_P , м	3,6	5,4	7,2	3,6	5,4	7,2
Робоча швидкість V_P , км/год	10,3	8,3	6,7	7,7	5,4	7,2
Питомий опір K_V , кН/м	2,5	2,4	2,1	2,20	2,1	2,01
Зусилля на гаку P_G , кН	9,1	12,4	15,1	7,9	11,3	14,47
Потужність на гаку N_G , кВт	25,8	28,6	29,9	16,9	19,5	20,9
Продуктивність за годину чистої роботи W_q , га/год	3,7	4,4	5,0	2,8	3,4	3,7
Енерговитрати E_{ca} , (кВт·год)/га	13,9	11,9	10,5	14,3	11,8	10,9

Висновки

1. Обґрунтовано рівняння зміни потужності на гаку трактора в залежності від швидкості руху з урахуванням впливу останньої на коефіцієнт буксування.
2. Застосування рівняння потужності на гаку та формули визначення питомого опору забезпечує визначення графоаналітичним методом основних показників агрегату у залежності від ширини захвату.
3. Встановлено, що при агрегуванні сівалки-культиватора з тракторами класу 1,4 за базову машину слід приймати сівалку СЗ-5,4

Література

1. Бондаренко Н.Г. *Експлуатація машинно-тракторного парку*. – К.: Вища школа 1984. – 232 с.
2. Діденко М.К. *Експлуатація машинно-тракторного парку* – К.: Вища школа. 1983. – 447с.
3. Кіртбая Ю.К. *Резервы в использовании машинно-тракторного парка*. –М.: Колос, 1982. – 319 с.
4. *Машинвикористання в землеробстві* /В.Ю. Ільченко, Ю.П. Нагірний, П.А. Джолос та ін.: За ред. В.Ю. Ільченка і Ю.П. Нагірного. – К. : Урожай, 1996. – 384 с.
5. *Тяговые характеристики сельскохозяйственных тракторов: Альбом-справ.*-М.: Россельхозиздат. 1979. – 240 с.
6. *Практикум із машини використання в рослинництві*. /А.С. Лімонт., І.І. Мельник, А.С. Малиновський та ін.: за ред. І.І.Мельника. – К.: «Кондор», 2004 – 282 с.