

# СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКА ТЕХНІКА ТА ОБЛАДНАННЯ: ПРОГНОЗУВАННЯ, КОНСТРУЮВАННЯ, ВИПРОБУВАННЯ

УДК 631.37-076

[https://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2023-2-33\(47\)-1](https://dx.doi.org/10.31473/2305-5987-2023-2-33(47)-1)

## СИСТЕМНИЙ ПІДХІД ДО ПІДВИЩЕННЯ ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНИХ ПОКАЗНИКІВ КОМБІНОВАНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

Лебедев С., канд. техн. наук,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>

Коробко А., д-р техн. наук, доц., провідний науковий співробітник,

e-mail: ak82andrey@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>

Харківська філія УкрНДІПВТ імені Леоніда Погорілого,

Лебедев А., д-р техн. наук, проф.,

e-mail: tiaxntusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>

Шуляк М., д-р, техн. наук, проф.,

e-mail: m.l.shulyak@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>

Сумський національний аграрний університет

Макаренко М., доцент,

e-mail: mak\_nk@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4078-9045>

Державний біотехнологічний університет

### Анотація

**Мета дослідження** — пошук раціонального співвідношення мас тягового засобу і сільськогосподарської машини для систем розосередженого приводу з позицій енергетичного критерію. Для досягнення мети обґрунтовано методологію підвищення тягових властивостей комбінованого сільськогосподарського агрегату.

**Методи дослідження.** Методологічною основою роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів відносно комбінованих сільськогосподарських агрегатів із використання системного підходу. Для формування наукової проблеми, визначення мети і постановки завдань дослідження використовувався аналітичний метод і порівняльний аналіз.

**Результати дослідження.** Комбіновані МТА з розосередженим приводом опорних коліс сільськогосподарських машин або додаткового ведучого мосту є ефективними під час роботи на полі підготовленому під посів. У енергозасобу з системою розосередженого приводу і  $\eta_{\text{вн}}=0,5$  енергетичні показники вище, ніж у трактора. Тяговий коефіцієнт корисної дії такого агрегату  $\eta_{\text{вн}}=0,52\div 0,63$ . За  $G_{\text{см}}=8\div 10$  т і  $P_{\text{кр}}=70$  кН енергозасіб масою 12 т може реалізувати до 40 % потужності. За  $\eta_{\text{вн}}=0,7$  і  $\eta_{\text{вн}}=0,8$  тяговий коефіцієнт корисної дії досягає відповідно 0,64 і 0,68. На відборі доцільно реалізувати від 20 до 60 % потужності за  $\eta_{\text{вн}}=0,7$  і від 40 до 80 % за  $\eta_{\text{вн}}=0,8$  ( $m_{\text{см}}=6\div 10$  т). Агрегати з енергозасобом масою 5 т на полі підготовленому під посів ефективні за  $G_{\text{см}}=100,0$  кН до  $P_{\text{кр}}=40$  кН ( $\eta_{\text{вн}}=0,7$ ) і до  $P_{\text{кр}}=50$  кН ( $\eta_{\text{вн}}=0,8$ ), а енергозасоби масою 12 т - починаючи з  $P_{\text{кр}}=40$  кН за  $m_{\text{см}}=2$  т. Розрахунки показали, що на стерні в агрегаті з енергозасобом 4К2 система розосередженого приводу конкурентоздатна за  $\eta_{\text{вн}}=0,7$ . Тяговий коефіцієнт корисної дії енергозасобу коливається в межах  $0,63\div 0,67$ , тобто приблизно дорівнює максимальному тяговому ККД трактора 4К4 в тяговому режимі. У енергозасобу 4К2 на полі, підготовленому під посів, тяговий коефіцієнт корисної дії  $\eta_{\text{вн}}=0,58\div 0,64$  ( $\eta_{\text{вн}}=0,7$ ). На відборі доцільно реалізувати від 60 до 80% потужності ( $m_{\text{см}}=6\div 10$  т). Розрахунки підтвердили теоретичну передумову про те, що зі зростанням  $\eta_{\text{вн}}$  зменшується оптимальний коефіцієнт кінематичної невідповідності  $K_V$ : на стерні за  $\eta_{\text{вн}}=0,5\div 0,65$  маємо  $K_V=1,135$ ; за

$\eta_{\text{вн}} = 0,8 - K_V = 1,1$ ; за  $\eta_{\text{вн}} = 0,95 - K_V = 1,0$ .

**Висновок.** Застосування розосередженого приводу на додатковий ведучий міст або привід ходових систем сільськогосподарських машин дає змогу суттєво зменшити масу МТА, та ущільнення ґрунту, скоротити типаж тягових засобів до трьох тягових класів масою 2, 5 і 12 т. Агрегати з системою розосередженого приводу конкурентоздатні за показником мінімуму енерговитрат із агрегатами, що працюють у тяговому режимі на стерні, за  $\eta_{\text{вн}} = 0,7 \div 0,75$ ; на полі, підготовленому під посів, – за  $\eta_{\text{вн}} = 0,5$ . Потужність, яку слід реалізувати для приводу додаткових ведучих коліс, суттєво збільшується зі зростаннями ваги  $G_{\text{см}}$  і  $\eta_{\text{вн}}$ . Для сільськогосподарських машин масою 4–10 т за  $\eta_{\text{вн}} = 0,7$  на відборі слід реалізувати до 60%, для сільськогосподарських машин масою до 4 т – до 30% потужності.

**Ключові слова:** комбінований сільськогосподарський агрегат, експлуатаційні властивості, маса, тяговий опір, розосереджений привід, коефіцієнт корисної дії сільськогосподарського агрегату.

**Вступ.** Системний підхід – це напрямок методології наукового пізнання, в основу якого покладено дослідження об'єктів як систем, так і умов їхнього функціонування. Підвищення продуктивності праці в аграрному секторі і зниження енерговитрат на виконання технологічних процесів виробництва сільгосппродукції пов'язане з необхідністю наукового обґрунтування модернізації і створення тракторів і сільгоспмашин нового покоління [Надикто, 2000; Білоконь та ін., 2003; Шуляк, 2017].

Підвищений інтерес виробників і користувачів сільськогосподарської техніки до комбінованих машинно-тракторних агрегатів (МТА) пояснюється, перш за все, можливістю виконання ними за один прохід полем декількох технологічних операцій, унаслідок чого знижується витрата палива на одиницю вирощеної продукції та зменшується ущільнення ґрунту ходовими системами тракторів і сільськогосподарських машин. Еволюцію технічної концепції енергетичних засобів слід прогнозувати за співвідношенням мас енергетичної (трактори)  $M_{\text{ез}}$  і технологічної (сільськогосподарські машини)  $M_{\text{мс}}$  частин [Шуляк, 2017]. На початку застосування тракторів замість живої тягової сили зберігалася нерівність  $M_{\text{ез}} > M_{\text{мс}}$ . Зараз із упровадженням широкозахватних комбінованих агрегатів  $M_{\text{ез}} \approx M_{\text{мс}}$ . У перспективі слід чекати  $M_{\text{ез}} < M_{\text{мс}}$ . Збільшення  $M_{\text{мс}}$  до рівня  $M_{\text{ез}}$  і вище дає змогу використовувати  $M_{\text{мс}}$  як зчіпну масу. Якщо при цьому опорним колесам технологіч-

ної частини машинно-тракторного агрегату забезпечити привід від енергозасобу, то технологічна частина перетворюється з пасивної в активну. У цьому випадку, за збереження тягово-зчіпних властивостей агрегату, реалізується тягово-енергетична концепція трактора. Водночас необхідною є розробка «своєї» системи агрегування, щоб належним чином відповідати новим вимогам до їхнього використання і забезпечувати підвищення продуктивності праці, зниження енергетичних витрат і матеріалів, зменшення шкідливого впливу на навколишнє середовище, високу універсальність і зайнятість протягом року, необхідну надійність і рівень уніфікації.

На сучасному етапі розвитку суспільства задоволення цих вимог у рамках тягової концепції побудови тракторів неможливе. Так, подальше зростання продуктивності, зниження енергетичних витрат МТА за рахунок збільшення швидкості їхнього руху практично вичерпано [Кравчук та ін., 2013]. Окрім того, для більшості сучасних сільськогосподарських машин перехід на робочі швидкості вище 10 км/год. є недоцільним у першу чергу з енергетичної точки зору [Яковенко та ін., 2019]. Багаторічний досвід випробувань тракторів у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого дав змогу сформулювати для тракторів загального призначення під час їхньої технологічної адаптації на основному обробітку ґрунту методики забезпечення найбільшого виробітку й максимальної економічності за

зміну [Лебедев, 2021]. При цьому трактор за аналогією із суміжними галузями техніки [Сорока, 2004] розглядається як «система з безліччю елементів, що певним чином взаємопов'язані та утворюють певну цілісність, єдність». Водночас у відомих публікаціях [Шуляк, 2017] зазначається, що системний підхід зараз не існує у вигляді методологічної концепції підвищення експлуатаційних властивостей сільськогосподарських тракторів.

Вирішення проблеми енергозбереження мобільних машин в аграрному секторі відображено у ряді робіт закордонних видань [Klets, 2013; Fluck, 2014; Donnell, 2001; Rebrov et al., 2020]. У цих роботах відзначається перспективність досліджень у напрямку системного вирішення проблеми підвищення енергоефективності тракторних агрегатів.

Огляд стану питання щодо підвищення експлуатаційних властивостей трактора дав змогу сформулювати проблему системного підходу підвищення тягово-енергетичних показників блочно-модульних тракторних агрегатів.

**Постановка завдання.** Сучасні перспективні сільськогосподарські машини мають складну будову й, у ряді випадків, значну масу, що сягає маси тягового засобу. Цю масу можна використовувати як зчипну для створення сили тяги, що дасть змогу агрегатувати сільськогосподарські машини з тяговими засобами меншого тягового класу і при цьому зменшити енерговитрати й ущільнення ґрунту. Зменшення капітальних вкладень може бути досягнуто, якщо перенести частину маси сільськогосподарської машини, що агрегується, на ведучі колеса додаткового тягово-технологічного візка оснастити опорні колеса сільськогосподарської машини мотор-редукторами, що можуть використовуватися за необхідності неодноразово протягом року. Особливості управління цими агрегатами не отримали належного висвітлення в технічній літературі під час оцінювання їхньої енергоощадливості, тому виникають нові завдання щодо вирішення цієї наукової

проблеми.

Огляд стану питання щодо підвищення енергоефективності блочно-модульних тракторних агрегатів дав змогу сформулювати проблему (мету дослідження) – пошук раціонального співвідношення мас тягового засобу і сільськогосподарської машини для систем розосередженого приводу з позицій енергетичного критерію. Для досягнення цієї мети необхідно обґрунтувати методологію підвищення тягових властивостей комбінованого сільськогосподарського агрегата.

**Методи і матеріали.** Методологічною основою роботи є узагальнення та аналіз відомих наукових результатів відносно комбінованих сільськогосподарських агрегатів із використанням системного підходу. Для формування наукової проблеми, визначення мети і постановки завдань дослідження використовувався аналітичний метод і порівняльний аналіз.

Комбіновані МТА з розосередженим приводом агрегатованих сільськогосподарських машин можна розподілити на три групи:

– серійні одноопераційні машини-зна-



**Рисунок 1** – Комбінований ґрунтообробний посівний агрегат на базі трактора «Challenger MT 875 В» і посівний комплекс «Агро-Союз Horsch»



**Рисунок 2** – Комбінований ґрунтообробний агрегат на базі трактора «John Deere 8430» і дискової борони «John Deere 637»

ряддя, послідовно з'єднанні з трактором і між собою за допомогою зчіпок (рис. 1);

– трактор, агрегатований із моноблочною сільськогосподарською машиною, на рамі якої встановлені постійні або змінні робочі органи (рис. 2);

– декілька одноопераційних сільськогосподарських машин навішуються на передню і задню навісні системи трактора.

Комбіновані агрегати першої групи є перспективними для великих господарств зі значною площею вирощування зернових культур (рис. 1).

Світовий рекорд під час посіву зернових встановлено в агропідприємстві «Агро-Союз» (Дніпропетровська обл.) з використанням трактора «Challenger MT 875» (потужність двигуна 570 к.с.) + сівалка «Агро-Союз Horsch» (ширина захвату 18,35 м) [Рекорди, 2023]. Показники цього рекорду (загальна засіяна площа за 24 години роботи – 571,0 га, продуктивність агрегату – 24,3 га/год., витрата палива – 3,84 л/га) свідчать про високі експлуатаційно-технологічні показники МТА на базі тракторів підвищеної потужності.

Зараз в аграрному секторі України найбільше використовуються комбіновані ґрунтообробні агрегати другої групи (рис. 2). Ці агрегати більш компактні та менш металомісткі, що дає змогу виробляти частину машин-зрядь навісними або напівнавісними. При цьому є можливість використовувати змінні робочі органи і секції сільськогосподарських машин у необхідному технологічному поєднанні. Щоб використовувати масу сільськогосподарських машин, що агрегуються, як зчіпну, необхідно передати енергію для приводу опорних коліс. З цією метою можна використовувати механічний, гідро- або електропривід. У зв'язку з подвійним перетворенням енергії коефіцієнт корисної дії (ККД) у двох останніх приводів нижчий, ніж у механічної трансмісії трактора. Таким чином, під час вибору параметрів системи розосередженого приводу необхідно визначити, яку частину потужності енергетичного засобу доцільно реалізувати на ведучих колесах

додаткового тягово-технологічного візка чи на опорних колесах сільськогосподарських машин.

### Результати.

**Обґрунтування методології підвищення тягових властивостей комбінованого сільськогосподарського агрегата.**

Рівняння балансу потужності тягово-приводного агрегата з приводом опорних коліс сільськогосподарських машин під час руху в сталому режимі має вид:

$$N_e = N_{mp\ m} + N_{fm} + N_{\delta\ m} + N_{kp\ m} + N_{\eta} + N_{f\ cm} + N_{\delta\ cm} + N_{kp\ cm}, \quad (1)$$

де  $N_{mp\ m}, N_{fm}, N_{\delta\ m}, N_{kp\ m}$  – потужність, що втрачається в трансмісії, при перекочуванні і буксуванні тягового засобу та тягова потужність відповідно;

$N_{\eta}, N_{f\ cm}, N_{\delta\ cm}, N_{kp\ cm}$  – потужність, що втрачається в системі відбору потужності енергозасобу, при перекочуванні і буксуванні та тягова потужність сільськогосподарської машини відповідно.

Частина потужності двигуна реалізується на тяговому засобі  $N_m$ , а частина  $N_{cm}$  – на сільськогосподарській машині:

$$N_e = \frac{N_m}{\eta_{mp}} + \frac{N_{cm}}{\eta_{\eta}}, \quad (2)$$

де  $\eta_{mp}, \eta_{\eta}$  – ККД трансмісії тягового засобу, системи відбору потужності та приводу ходової системи сільськогосподарської машини відповідно.

Потужність, що втрачається тягового засобу  $N_m$  та сільськогосподарської машини  $N_{cm}$ , оцінюється за залежностями:

$$N_m = P_{fm} V \frac{V}{1 - \delta_m} + P_{kp\ m} \frac{V}{1 - \delta_m}; \quad (3)$$

$$N_{cm} = P_{f\ cm} V \frac{V}{1 - \delta_{cm}} + P_{kp\ cm} \frac{V}{1 - \delta_{cm}}, \quad (4)$$

де  $V$  – дійсна швидкість агрегату;  $\delta_m, \delta_{cm}$  – буксування тягового засобу та сільськогосподарської машини, відпо-

відно;

$P_{f\ m}$ ,  $P_{кр\ m}$ ;  $P_{f\ см}$ ,  $P_{кр\ см}$  – втрати тягового зусилля тягового засобу та сільськогосподарської машини на кочення і буксування відповідно.

Експериментально встановлено лінійний характер залежності буксування трактора від тягового зусилля  $\delta = f(P_{кр})$  у тракторів класу 14 кН в діапазоні до  $P_{кр} = 12$  кН, а класу 50 кН – до  $P_{кр} = 45$  кН, тобто практично у всьому робочому діапазоні.

$$\text{Тоді} \quad \delta_m = \frac{aP_{кр\ m}}{G_{зч.\ m}}; \quad \delta_{см} = \frac{aP_{кр\ см}}{G_{зч.\ см}}, \quad (5)$$

де  $a$  – безрозмірний коефіцієнт;

$G_{зч.\ m}$ ,  $G_{зч.\ см}$  – зчіпні маси тягового засобу та сільськогосподарської машини відповідно.

З урахуванням умов (3), (4) та (5) отримуємо

$$N_e = \frac{P_{f\ m}V}{\eta_{mp} \left(1 - \frac{aP_{кр\ m}}{G_{зч.\ m}}\right)} + \frac{P_{кр\ m}V}{\eta_{mp} \left(1 - \frac{aP_{кр\ m}}{G_{зч.\ m}}\right)} + \frac{P_{f\ см}V}{\eta_{см} \left(1 - \frac{aP_{кр\ см}}{G_{зч.\ см}}\right)} + \frac{P_{кр\ см}V}{\eta_{см} \left(1 - \frac{aP_{кр\ см}}{G_{зч.\ см}}\right)}, \quad (6)$$

Нехай  $P_{кр} = P_{кр\ m} + P_{кр\ см}$ ,  $G_{зч.\ m} = \gamma G_t$ , де  $\gamma$  – коефіцієнт використання зчіпної маси трактора. Тоді

$$1 - K_p = \frac{P_{кр\ см}}{P_{кр}}; \quad K_p = \frac{P_{кр\ m}}{P_{кр}}. \quad (7)$$

Прийнято вважати, що маса сільськогосподарської машини використовується як зчіпна  $G_{зч.\ см} = G_{см}$ . Кінематичні співвідношення швидкостей тягового засобу і привідної сільськогосподарської машини пов'язані з силовими співвідношеннями. Кінематична невідповідність колесів швидкостей обертання коліс сільськогосподарської машини і тягового засобу

$$1 - K_p = \frac{P_{кр\ см}}{P_{кр}}; \quad K_p = \frac{P_{кр\ m}}{P_{кр}}. \quad (8)$$

Звідси

$$K_v = \left( \frac{1 - aP_{кр}K_p}{\gamma G_m} \right) = \quad (9)$$

$$= \left\{ \frac{1 - a \left[ P_{кр} (1 - K_p) - P_{f\ см} \right]}{G_{см}} \right\};$$

$$K_p = \frac{\left[ K_v - 1 + \frac{a(P_{кр} - P_{f\ см})}{G_{см}} \right]}{\left[ \frac{aP_{кр}}{\gamma G_m} K_v + \frac{aP_{кр}}{G_{см}} \right]}. \quad (10)$$

Після підстановки виразів (9), (10) у формулу (6) отримуємо

$$N_e = V \left[ \frac{AG_m^{4/3}}{\eta_{mp}} + \frac{P_{кр}V_{кр}}{\eta_{mp}} \right] \frac{1}{1 - aP_{кр}K_p} + \frac{P_{кр}(1 - K_p)V}{\eta_{ен} \left\{ \frac{1 - a \left[ P_{кр} (1 - K_p) - P_{f\ см} \right]}{G_{см}} \right\}}; \quad (11)$$

де  $A = \frac{1}{2} \sqrt[3]{D^2 b K}$  за діаметру колеса

трактора  $D$ , ширині шини  $b$  і коефіцієнта об'ємного зминання ґрунту  $K$ .

Таким чином, для агрегата з незалежними змінними параметрами сільськогосподарської машини та системи їхнього приводу  $P_{кр}$ ,  $G_{см}$ ,  $A$ ,  $\eta_{mp}$ ,  $\eta_{ен}$  і  $\gamma$  слід визначити залежні параметри  $G_m$ ,  $K_p$ ,  $K_v$ , що характеризують оптимальні енергетичні показники агрегату. Ця задача може бути розв'язана в часткових похідних:

$$\frac{\partial N_e}{\partial G_m} = 0; \quad \frac{\partial N_e}{\partial K_p} = 0; \quad \frac{\partial N_e}{\partial K_v} = 0.$$

З урахуванням (7) і (10) формулу (11) можна записати так:

$$\frac{N_e}{V} = \frac{G_m^{4/3} a A \left[ \frac{K_V}{\gamma G_m} + \frac{1}{G_{cm}} \right] + \frac{a}{G_{cm}} (P_{kp} - P_{fcm})}{\eta_{mp} a \left( \frac{1}{G_{cm}} + \frac{1}{\gamma G_m} - \frac{a(P_{kp} - P_{fcm})}{\gamma G_m G_{cm}} \right)} + \frac{1 - K_V - \frac{a P_{kp} K_V}{\gamma G_m} + \frac{a P_{fcm}}{G_{cm}}}{K_V \eta_{cm} \left( \frac{1}{\gamma G_m} + \frac{1}{G_{cm}} - \frac{a(P_{kp} - P_{fcm})}{\gamma G_m G_{cm}} \right)} \quad (12)$$

Звідси

$$\frac{\partial N_e}{\partial G_m} = 0;$$

$$\frac{4A_{cm}}{3G_{cm}B} G_m^{4/3} + \left[ \frac{K_V}{3\gamma B} + \frac{7}{3G_{cm}} \right] A \eta_{cm} G_m^{4/3} + \frac{4A}{3\gamma} \eta_{cm} K_V G_m^{4/3} + \left[ \frac{a P_{fcm} K_V}{G_{cm}} + 1 - K_V \right] \cdot \left( \eta_{mp} - \eta_{cm} K_V + a P_{kp} \left( \frac{\eta_{cm}}{G_{cm}} - \frac{\eta_{mp}}{\gamma B} \right) \right) \quad (13)$$

де  $B = G_{cm} - a(P_{kp} - P_{fcm})$ .

З виразу (6) візьмемо часткову похідну за  $K_V$ :

$$\frac{\partial N_e}{\partial K_V} = 0.$$

Звідки

$$K_V = \sqrt{\frac{\left[ \frac{1 + a P_{fcm}}{G_{cm}} \right] \eta_{bn}}{\left[ \frac{1 + a P_{fm}}{\gamma G_m} \right] \eta_{mp}}} \quad (14)$$

Аналіз формули (14) показує, що оптимальне значення  $K_V$  значно залежить від  $\eta_{bn}$  і  $\eta_{mp}$ , але менше – від  $G_m$  і  $G_{cm}$ .

Таким чином, для визначення  $\eta_{bn}$  і  $\eta_{mp}$  отримано систему рівнянь (10), (13) і (14), розв'язання яких пов'язане з рядом технічних труднощів. Тому оптимальне поєднання параметрів  $G_m$ ,  $K_p$  і  $K_V$  необхідно визначати, виходячи з аналізу рівняння балансу потужності (12). Розрахунки слід провести для двох ґрунтових фонів – стерні, середнього суглинку; оранки, супіски,

що злежалися, і двох колісних схем – 4К4 і 4К2.

Початкові дані для розрахунку визначаються так.

1. Маса тягового засобу. В умовах України малоімовірно, що знайдуть застосування агрегати з шириною захвату більше 15 м. Водночас важкі трактори істотно ущільнюють поширені в Україні суглинисті і супіщані ґрунти.

Тому під час розрахунку приймали максимальну масу  $G_{mmax} = 12$  т. Виходячи з умови, що тяговий засіб повинен бути пристосований для робіт у тяговому режимі, приймали  $G_{mmax} = 8$  т.

2. Маса і тяговий опір сільськогосподарських знарядь. На високоенергоємних операціях (на одиницю ширини захвату) застосовуються відносно легкі знаряддя, наприклад, плуги, і в цьому випадку  $K_G = P_{kp}/G_{cm} = 4$ ; на малоенергоємних – відносно важкі, наприклад, причепа, сівалки, тоді  $K_G = 0,4$ . Чим менше значення  $K_G$ , тим вище ефективність застосування приводу ходових коліс сільськогосподарських знарядь.

З урахуванням діапазону тягових опорів існуючих сільськогосподарських знарядь, а також тенденції до застосування широкозахватних і комбінованих знарядь діапазон тягових опорів сільськогосподарських машин вибраний у межах  $P_{kp} = 5 \div 12$  кН, ваги –  $G_{cm} = 5,0 \div 120,0$  кН.

3. ККД механічної трансмісії приймемо  $\eta_{mp} = 0,95$ . Дослідження показали, що в серійних тракторів значення  $\eta_{mp}$  коливаються в межах  $0,92 \div 0,95$ ; ККД систем відбору потужності і приводу сільськогосподарських знарядь прийняти  $\eta_{bn} = 0,6; 0,7; 0,9; 0,95$ . Для верхнього значення  $\eta_{bn} = \eta_{mp}$ .

4. Коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту для стерні середнього суглинку  $K = 0,1$ ; для ґрунту, що злежався,  $K = 0,5$  кН/см<sup>3</sup>.

5. Коефіцієнт пропорційності за результатами тягових випробувань тракторів класу 30 кН на стерні середнього суглинку  $\alpha = 0,25$ ; на оранці супіску, що злежався,  $\alpha = 0,45$ .

Розрахунки показали, що на стерні

енергозасіб із системами безступінчастого відбору потужності і приводу сільськогосподарських машин  $\eta_{en} = 0,5 \div 0,65$  не конкурентоздатний за критерієм мінімуму енерговитрат із працюючими в тяговому режимі агрегатами, у яких на стерні в діапазоні тягових опорів до 100 кН  $\eta_{mp} = 0,6 \div 0,64$ . За ККД систем відбору потужності і приводу  $\eta_{en} = 0,7$  енергетичні показники енергозасобу вище, ніж тягового агрегата з механічною трансмісією трактора  $\eta_{mp} = 0,68 \div 0,72$ .

Комбіновані МТА для діапазону тягових опорів  $P_{кр} = 0 \div 100$  кН і маси сільськогосподарської машини  $m_{см} = 1 \div 10$  т можуть бути створені на базі енергозасобів масою 2, 5 і 12 т. Такий результат значною мірою обумовлений початковими передумовами. Найлегші і найважчі тягові засоби масою 2 і 12 т прийняті під час розрахунку.

Комбіновані МТА з розосередженим приводом опорних коліс сільськогосподарських машин або додаткового ведучого мосту є особливо ефективними під час роботи на полі підготовленому під посів. У енергозасобу з системою розосередженого приводу і  $\eta_{en} = 0,5$  енергетичні показники вище, ніж у трактора. Тяговий ККД такого агрегату  $\eta_{en} = 0,52 \div 0,63$ . За  $G_{см} = 8 \div 10$  т і  $P_{кр} = 70$  кН енергозасіб масою 12 т може реалізувати до 40 % потужності.

За  $\eta_{en} = 0,7$  і  $\eta_{en} = 0,8$  тяговий ККД досягає відповідно 0,64 і 0,68. На відборі доцільно реалізувати від 20 до 60% потужності за  $\eta_{en} = 0,7$  і від 40 до 80 % за  $\eta_{en} = 0,8$  ( $m_{см} = 6 \div 10$  т).

Агрегати з енергозасобом масою 5 т на полі, підготовленому під посів, ефективні за  $G_{см} = 100,0$  кН до  $P_{кр} = 40$  кН ( $\eta_{en} = 0,7$ ) і до  $P_{кр} = 50$  кН ( $\eta_{en} = 0,8$ ), а енергозасоби масою 12 т, починаючи з  $P_{кр} = 40$  кН за  $m_{см} = 2$  т. Розрахунки показали, що на стерні в агрегаті з енергозасобом 4К2 система розосередженого приводу конкурентоздатна за  $\eta_{en} = 0,7$ . Тяговий ККД енергозасобу коливається в межах  $0,63 \div 0,67$ , тобто приблизно рівний максимальному тяговому ККД трактора 4К4 у тяговому режимі.

У енергозасобу 4К2 на полі, підготовленому під посів, тяговий ККД

$\eta_{mp} = 0,58 \div 0,64$  ( $\eta_{mp} = 0,7$ ). На відборі доцільно реалізувати від 60 до 80% потужності ( $m_{см} = 6 \div 10$  т).

Розрахунки підтвердили теоретичну передумову про те, що зі зростанням зменшується оптимальний коефіцієнт кінематичної невідповідності  $K_V$ : на стерні за  $\eta_{en} = 0,5 \div 0,65$  маємо  $K_V = 1,135$ ; за  $\eta_{en} = 0,8$  –  $K_V = 1,1$ ; за  $\eta_{en} = 0,95$  –  $K_V = 1,0$ .

**Обговорення.** Результати досліджень спрямовані на розвиток методології системного підходу підвищення експлуатаційних якостей блочно-модульних тракторних агрегатів за раціональним співвідношенням між масами тягового засобу і сільгоспмашин для систем розосередженого приводу з позицій оцінки потужності двигуна трактора від дійсної швидкості агрегату за нестабільності тягово-енергетичних якостей тягового засобу й агрегатованої сільськогосподарської машини. Водночас необхідно відзначити недостатню кількість наукових робіт для систем розосередженого приводу з позицій енергетичного критерію для активних робочих органів сільськогосподарських машин, що агрегуються.

У роботі [Bulgakov ... & Melnyk, 2021] автори дослідили можливості підвищення плавності ходу багатовісного блочно-модульного трактора за рахунок гасіння його вертикальних коливань дроселюванням гідросистеми механізму задньої підвіски силового модуля. Синтез параметрів з'єднання модулів багатовісного блочно-модульного сільськогосподарського трактора здійснено шляхом моделювання умов його роботи на персональному комп'ютері. Також досліджено експлуатаційно-технологічні властивості орно-модульного машинно-тракторного агрегату [Bulgakov ... & Olt, 2021] і встановлено, що робота такого агрегата за забезпечення раціональної жорсткості зв'язку його енергетичного та технологічного модулів досягається дроселюванням гідросистеми його задньої підвіски на рівні 75%, характеризується підвищенням його продуктивності на 6% і зниженням питомої витрати палива на 12,4%.

Також досліджуються питання підвищення рівня керованості руху МТА модульного типу з начіпним плугом шляхом оснащення одного з гідроциліндрів, що з'єднують енергетичний і технологічний модулі, спеціальним дроселем [Adamchuk et al., 2020].

Закордонні вчені наголошують на тому, що ефективність тракторів суттєво залежить від режимів роботи двигуна, де наявні відповідні резерви підвищення економічності [Juostas & Janulevičius, 2014; Kim et al., 2020; Siddique et al., 2023]. Про це свідчить спрямованість методики випробування тракторів за процедурою OECD Code 2 в лабораторіях NTTL [Test report search, 2022] у Сполучених Штатах Америки та в Німеччині [DLG, 2023]. При цьому найбільш узагальненими критеріями ефективності тракторів є ККД машинно-тракторного агрегата та близький за суттю до нього показник – середня питома витрата палива під час тягово-динамічних випробувань за циклами DLG «PowerMix», що імітують повний комплекс сільськогосподарських операцій. В Україні випробування тракторів за ДСТУ 7462:2013 (підрозділи 4.3-4.6) базуються на їхньому гальмуванні через ВВП і рухомої гальмівної установки.

Недолік методик випробувань тракторів у лабораторіях «NTTL» (США) і «DLG» (Німеччина) з оцінювання тягово-енергетичних показників тракторів полягає в тому, що вони передбачають випробування тракторних агрегатів за сталого руху без урахування циклів робочого і холостого ходу. Це не дає змоги оцінити витрати енергії трактором під час виконання технологічної операції та комбінованих сільськогосподарських агрегатів.

Вирішення цієї проблеми можливе з використанням методу парціальних прискорень [Артемов, 2012], реалізованого у СОУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого і вимірювально-реєстраційним комплексом, розроблених за участю Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого та авторів цієї статті, ефективність яких доведена під час випробувань тракторів у

складі ґрунтообробних агрегатів [Лебедев та ін., 2018].

**Висновки.** У статті теоретично узагальнено й подано нове вирішення наукової проблеми підвищення ефективності роботи комбінованого сільгоспагрегату, що базується на раціональному співвідношенню між масами тягового засобу й агрегованих сільгоспмашин. Результати досліджень дали змогу сформулювати основні теоретичні та науково-практичні висновки.

1. Застосування розосередженого приводу на додатковий ведучий міст або привід ходових систем сільськогосподарських машин дає змогу суттєво зменшити масу МТА, зменшити ущільнення ґрунту, скоротити типаж тягових засобів до трьох тягових класів масою 2, 5 і 12 т.

2. Агрегати з системою розосередженого приводу конкурентоздатні за показником мінімуму енерговитрат із агрегатами, що працюють у тяговому режимі на стерні, за  $\eta_{en} = 0,7 \div 0,75$ ; на полі, підготовленому під посів, – за  $\eta_{en} = 0,5$ .

3. Потужність, яку слід реалізувати для приводу додаткових ведучих коліс, суттєво збільшується зі зростаннями ваги  $G_{cm}$  і  $\eta_{en}$ . Для сільськогосподарських машин масою 4-10 т за  $\eta_{en} = 0,7$  на відборі слід реалізувати до 60%, для сільськогосподарських машин масою до 4 т – до 30% потужності.

## Перелік літератури

Артемов, Н. П. (2012). Метод парціальних прискорень и его приложения в динамике мобильных машин / Артемов Н.П., Лебедев А.Т., Подригало М.А. и др. Под ред. Подригало М.А. Харьков: Мiськдрук. 219 с.

Білоконь, Я. Ю., Окоча, А. І., Войцехівський, С. О. (2003). Трактори та автомобілі: підручник. К.: Вища освіта. 560 с.

Кравчук, В., Погорілий, В., Маринін, С., & Боднар, О. (2013). Новітні техніко-технологічні рішення для різних систем обробітку ґрунту і сівби при вирощуванні зернових культур: проект АгроОлімп. Тех-



ніка і технології АПК, (7), 37-41.

Лебедеєв, А. Т., Лебедеєв, С. А., Коробко, А. І. (2018). Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів / Під ред. А.Т. Лебедеєва. Харків : Вид-во «Міськдрук». 394 с.

Лебедеєв, А., Лебедеєв, С. (2021). Технологічна адаптація тракторів загального призначення. техніка і технології АПК. № 4 (121). С. 17-21.

Надикто, В. Т. (2000). Основи агрегування модульних енергетичних засобів: автореф. дис... д-ра техн. наук: 05.20.01; Ін-т механізації та електрифікації сіл. госп-ва УААН. Глеваха, 36 с.

Рекорди (2023). HORSCH : веб-сайт. URL : <https://www.horsch.com/ua/kompanija/nagorodi/rekordi>. (дата звернення: 22.05.2023).

Сорока, К. О. (2004). Основи теорії систем і системного аналізу: Навч. посібник. ХНАМГ, 291 с.

Шуляк, М. Л. (2017). Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах : автореф. дис. ... доктора техн. наук : 05.22.02 – автомобілі та трактори, ХНАДУ. Харків, 40 с.

Яковенко, А., Макачук, В., & Сербінов, В. (2019). Вибір режиму роботи машинно-тракторних агрегатів. Аграрний вісник Причорномор'я, (94), 117-121. <https://doi.org/10.37000/abbsl.2019.94.17>

Adamchuk V., Bulgakov V., Nadykto V., Golovach I., Prysiazhniuk D. & Parahin, O. (2020). The study of controllability of motion of tractor aggregate of module type. *Bulletin of Agricultural Science*. Is. 98 Vo. 6. 47–54. doi: 10.31073/agrovisnyk202006-06.

Bulgakov V., Kuvachov V., Ivanovs S & Melnyk V. (2021). Simulation of elastic-dissipative connection of multi-axle block-modular agricultural tractor modules: *Engineering for rural development : 20th International Scientific Conference: 26-28.05.2021. Jelgava*. 628-634. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF135.

Bulgakov V., Kuvachov V., Ivanovs S., Melnyk V., Santoro F. & Olt J. (2021). Operational and technological properties of ploughing block-modular machine-and-trac-

tor aggregate. *Engineering for rural development : 20th International Scientific Conference : 26–28.05.2021. Jelgava*. 650–656. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF138.

DLG – Qualitätsprüfungen Technik & Betriebsmittel. (2023). DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft : веб-сайт. URL : <https://www.dlg.org/de/landwirtschaft/tests> . (дата звернення: 22.05.2023).

Fluck R. C. (2014). Energy analysis for agricultural systems. *Energy in Farm Production*. P. 45-51.

Hunt D. (2001). *Farm Power and Machinery Management*, Wiley-Blackwell. 368 p.

Juostas A. & Janulevičius A. (2014). Tractor's engine efficiency and exhaust emissions' research in drilling work. *Journal of Environmental Engineering and Landscape Management*. 22. doi: 10.3846/16486897.2013.852556.

Kim W.-S., Kim Y.-J., Baek S.-M., Baek S.-Y., Moon S.-P., Lee N.-G., Kim T.-J., Siddique M.A.A., Jeon H.-H. & Kim Y.-S. (2020). Effect of the Cone Index on the Work Load of the Agricultural Tractor. *J. Drive Control*. 17. 9–18.

Klets D. M. (2013). Modeling of Mobile Vehicle Skid in Traction Movement Mode. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Vol. 15 (7). P. 156-161.

Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin E., & Holovina E. (2020). Mathematical Model Of Diesel Engine Characteristics For Determining The Performance Of Traction Dynamics Of Wheel-Type Tractor. *EUREKA : Physics and Engineering*. 4. 90–100.

Siddique M.A.A., Baek S.-Y., Baek S.-M., Jeon H.-H., Lee J.-H., Son M.-A., Yoon S.-Y., Kim Y.-J. & Lim, R.-G. (2023). The Selection of an Energy-Saving Engine Mode Based on the Power Delivery and Fuel Consumption of a 95 kW Tractor during Rotary Tillage. *Agriculture*. 13. 1376. doi: 10.3390/agriculture13071376.

Test report search. (2022). Nebraska Tractor Test Laboratory : веб-сайт. URL : <https://tractortestlab.unl.edu/test-page-nttl> . (дата звернення: 22.05.2023).

## References

- Adamchuk, V., Bulgakov, V., Nadykto, V., Golovach, I., Prysiazhniuk, D. & Parahin, O. (2020). The study of controllability of motion of tractor aggregate of module type. *Bulletin of Agricultural Science*. Is. 98 Vo. 6. 47–54. DOI: 10.31073/agrovisnyk202006-06.
- Artemov, N. P. (2012). The method of partial accelerations and its applications in the dynamics of mobile machines / Artemov N.P., Lebedev A.T., Podrigalo M.A. and others. Ed. Podrigalo M.A. Kharkov: Miskdruk. 219 p.
- Bilokon, Y. Yu., Okocha, A. I., Voitsekhivskyi, S. O. *Tractors and cars: a textbook*. K.: Higher education, 2003. 560 p.
- Bulgakov, V., Kuvachov, V., Ivanovs, S. & Melnyk, V. (2021). Simulation of elastic-dissipative connection of multi-axle block-modular agricultural tractor modules: Engineering for rural development: 20th International Scientific Conference: 26-28.05.2021. Jelgava. 628–634. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF135.
- Bulgakov, V., Kuvachov, V., Ivanovs, S., Melnyk, V., Santoro, F. & Olt, J. (2021). Operational and technological properties of ploughing block-modular machine-and-tractor aggregate. *Engineering for rural development: 20th International Scientific Conference: 26–28.05.2021. Jelgava*. 650–656. doi: 10.22616/ERDev.2021.20.TF138.
- DLG – Qualitätsprüfungen Technik & Betriebsmittel. (2023). DLG – Deutsche Landwirtschafts-Gesellschaft: веб-сайт. URL: <https://www.dlg.org/de/landwirtschaft/tests> . (дата звернення: 22.05.2023).
- Fluck, R. C. (2014). Energy analysis for agricultural systems. *Energy in Farm Production*. P. 45-51.
- Hunt, D. (2001). *Farm Power and Machinery Management*, Wiley-Blackwell. 368 p.
- Juostas, A. & Janulevičius, A. (2014). Tractor's engine efficiency and exhaust emissions' research in drilling work. *Journal of Environmental Engineering and Landscape Management*. 22. doi: 10.3846/16486897.2013.852556.
- Kim, W. S., Kim, Y. J., Baek, S. M., Baek, S. Y., Moon, S. P., Lee N. G., Kim, T. J., Siddique, M. A. A., Jeon, H. H. & Kim, Y. S. (2020). Effect of the Cone Index on the Work Load of the Agricultural Tractor. *J. Drive Control*. 17. 9–18.
- Klets, D. M. (2013). Modeling of Mobile Vehicle Skid in Traction Movement Mode. *Motrol. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture*. Vol. 15 (7). P. 156-161.
- Kravchuk, V., Pohorily, V., Marinin, S., & Bodnar, O. (2013). The latest technical and technological solutions for various systems of soil cultivation and sowing in the cultivation of grain crops: the AgroOlymp project. *Techniques and technologies of agriculture*, (7), 37-41.
- Lebedev, A. T., Lebedev, S. A., & Korobko, A. I. (2018). Qualimetry and metrological support of tractor tests. Kharkiv: «Miskdruk». 394 p.
- Lebedev, A., Lebedev, S. (2021). Technological adaptation of general purpose tractors. machinery and technologies of agriculture. No. 4 (121). P. 17-21.
- Nadykto, V. T. (2000). Basics of aggregating modular energy means: autoref. dis... Dr. Tech. Sciences: 05.20.01; Institute of Mechanization and Electrification of Agriculture. State University of Ukraine. Glevakha, 36 p.
- Rebrov, O., Kozhushko, A., Kalchenko, B., Mamontov, A., Zakovorotniy, A., Kalinin, E., & Holovina, E. (2020). Mathematical Model Of Diesel Engine Characteristics For Determining The Performance Of Traction Dynamics Of Wheel-Type Tractor. *EU-REKA : Physics and Engineering*. 4. 90–100.
- Records (2023). HORSCH : веб-сайт. URL : <https://www.horsch.com/ua/kompanija/nagorodi/rekordi>. (дата звернення: 22.05.2023).
- Shulyak, M. L. (2017). Formation of functional stability of tractors in transport works: autoref. thesis ... doctor of technology Sciences: 05.22.02 - cars and tractors, KhNAHU. Kharkiv, 40 p.
- Siddique, M. A. A., Baek, S. Y., Baek, S. M., Jeon, H. H., Lee, J. H., Son, M. A., Yoon, S. Y., Kim, Y. J. & Lim, R. G. (2023). The Selection of an Energy-Saving Engine Mode Based on the Power Delivery

and Fuel Consumption of a 95 kW Tractor during Rotary Tillage. Agriculture. 13. 1376. doi: 10.3390/agriculture13071376.

Soroka, K. O. (2004). Fundamentals of systems theory and system analysis: Teaching manual. KhNAMG, 291 p.

Test report search. (2022). Nebraska Tractor Test Laboratory : веб-сайт. URL :

<https://tractortestlab.unl.edu/test-page-nttl> . (дата звернення: 22.05.2023).

Yakovenko, A., Makarchuk, V., & Serbinov, V. (2019). Selection of the operation mode of machine-tractor units. Agrarian Bulletin of the Black Sea Coast, (94), 117-121. <https://doi.org/10.37000/abbsl.2019.94.17>

UDC 631.37-076

## A SYSTEMATIC APPROACH FOR INCREASEING OF TRACTION-ENERGY INDICATORS IN COMBINED AGRICULTURAL UNITS

Lebedev S., Ph. D,

e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>

Korobko A., Dr. of Eng. Sc., Ass. Prof., Leading Researcher,

e-mail: ak82andrey@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-6618-7790>

Kharkiv branch of L. Pogorilyy UkrNDIPVT

Lebedev A., Dr. of Eng. Sc., Prof.,

e-mail: tiaxtusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>

Shulyak M., Dr. of Eng. Sc., Prof.,

e-mail: m.l.shulyak@gmail.com , <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>

Sumy National Agrarian University

Makarenko M., Ass. Prof.,

e-mail: mak\_nk@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0003-4078-9045>

State Biotechnological University

### Summary

**Purpose of the study.** The search for a rational ratio of the masses of the traction vehicle and the agricultural machine for distributed drive systems from the standpoint of the energy criterion. To achieve the goal, the methodology of increasing the traction properties of the combined agricultural unit is substantiated.

**Research methods.** The methodological basis of the work is the generalization and analysis of known scientific results regarding combined agricultural units using a systemic approach. Analytical method and comparative analysis were used to form a scientific problem, determine the goal and set research objectives.

**The results of the study.** Combined MTA with a decentralized drive of the support wheels of agricultural machines or an additional driving bridge are effective when working on a field prepared for sowing. A power tool with a distributed drive system and  $\eta_{\text{en}}=0.5$  has higher energy indicators than a tractor. The traction coefficient of the useful action of such a unit  $\eta_{\text{en}}=0.52\div 0.63$ . For  $G_{\text{sm}}=8\div 10$  t and  $P_{\text{kr}}=70$  kN, a power source weighing 12 t can realize up to 40 % of power. For  $\eta_{\text{en}}=0.7$  and  $\eta_{\text{en}}=0.8$ , the traction efficiency reaches 0.64 and 0.68, respectively. During selection, it is expedient to realize from 20 to 60 % of the capacity for  $\eta_{\text{en}}=0.7$  and from 40 to 80% for  $\eta_{\text{en}}=0.8$  ( $m_{\text{cm}}=6\div 10$  t). Units with an energy resource weighing 5 t on a field prepared for sowing are effective at  $G_{\text{cm}}=100.0$  kN up to  $P_{\text{кр}}=40$  kN ( $\eta_{\text{en}}$

$\eta_{\text{bn}} = 0.7$ ) and up to  $P_{\text{kp}} = 50 \text{ kN}$  ( $\eta_{\text{bn}} = 0.8$ ), and energy resources weighing 12 t starting from with  $P_{\text{kp}} = 40 \text{ kN}$  per  $m_{\text{cm}} = 2 \text{ t}$ . Calculations showed that the decentralized drive system is competitive for  $\eta_{\text{bn}} = 0.7$  on the stubble in the unit with the 4K2 energy source. The traction coefficient of the useful action of the power tool ranges from  $0.63 \div 0.67$ , that is, it is approximately equal to the maximum traction efficiency of the 4K4 tractor in the traction mode. In the 4K2 energy resource on a field prepared for sowing, the traction coefficient of useful action  $\eta_{\text{bn}} = 0.58 \div 0.64$  ( $\eta_{\text{bn}} = 0.7$ ). At selection, it is advisable to realize from 60 to 80 % of the capacity ( $m_{\text{sm}} = 6 \div 10 \text{ t}$ ). The calculations confirmed the theoretical premise that the optimal coefficient of kinematic discrepancy  $K_V$  decreases with growth: on stubble for  $\eta_{\text{bn}} = 0.5 \div 0.65$  we have  $K_V = 1.135$ ; for  $\eta_{\text{bn}} = 0.8$  -  $K_V = 1.1$ ; for  $\eta_{\text{bn}} = 0.95$  -  $K_V = 1.0$ .

**Conclusion.** The use of a decentralized drive on an additional drive axle or the drive of the running systems of agricultural machines allows you to significantly reduce the weight of the MTA, reduce soil compaction, and reduce the type of traction vehicles to three traction classes weighing 2, 5, and 12 tons. Units with a decentralized drive system are competitive in terms of minimum energy consumption with aggregates working in traction mode on the stubble, by  $\eta_{\text{bn}} = 0.7 \div 0.75$ ; on a field prepared for sowing - by  $\eta_{\text{bn}} = 0.5$ . The power that should be realized to drive the additional drive wheels increases significantly with increasing weight  $G_{\text{cm}}$ . For agricultural machines with a mass of 4-10 t, for  $\eta_{\text{bn}} = 0.7$ , up to 60% of the power should be realized on the selection, for agricultural machines with a mass of up to 4 t, up to 30% of the power.

**Keywords:** combined agricultural unit, operational properties, mass, traction resistance, distributed drive, efficiency factor of the agricultural unit.