

АКТИВНА І ПАСИВНА РОБОТА ТРАКТОРА

Лебедев А., д-р техн. наук, проф.,
e-mail: tiaxntusg@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>
Харківський національний технічний університет
сільського господарства ім. Петра Василенка

Анотація

Мета дослідження. Підвищення енергозбереження трактора завдяки обґрунтуванню залежності активної і пасивної роботи, які він виконує, від нестабільності режимів його руху і пошук шляхів зниження пасивної роботи.

Методи дослідження. Дослідження балансу потужності трактора та визначення його коефіцієнта корисної дії залежно від експлуатаційної маси і тягового зусилля.

Результати дослідження. Нестабільність режимів руху трактора є наслідком дії на нього змінних сил під час технологічного процесу та зміни умов його функціонування. Розв'язання проблеми енергозбереження тракторних агрегатів запропоновано оцінювати за його корисною (активною) і не корисною (пасивною) роботою. При цьому до активної роботи віднесені витрати енергії на подолання тягового опору машин та знарядь, які агрегуються з трактором, до пасивної – витрати енергії в трансмісії на подолання опору руху і буксування трактора. Для побудови динамічної моделі машино-тракторного агрегата за точку приведення, тобто точку, в якій зосереджена приведена маса, можна вибирати будь-яку точку агрегата. Завжди можна визначити такі значення приведених сили тяги і маси, за яких рівняння руху точки приведення виявиться тотожним рівнянню руху машино-тракторного агрегата і, отже, узагальнена координата точки приведення буде збігатися з узагальненою координатою агрегата в будь-який момент часу. Тому приведеною масою машинно-тракторного агрегата можна назвати масу, яку необхідно зосередити у точці агрегата (точці приведення), щоб кінетична енергія цієї матеріальної точки дорівнювала кінетичній енергії всіх ланок агрегата. Для оцінювання динаміки трактора за точку приведення рекомендується приймати його центр мас. Приведені сила та маса трактора не залежать від швидкості точки приведення. Активна (корисна) робота вітчизняних тракторів коливається від 60 до 70 %, решта енергії двигуна витрачається на пасивну (не корисну) роботу. Розв'язання проблеми енергозбереження тракторів забезпечується їх адаптацією до умов функціонування за приведеними силами та масою. Доведено, що робота рушійної сили тракторного агрегата змінної маси не залежить від форми траєкторії руху центру мас, а залежить лише від початкового і кінцевого його положення.

Висновки. Запропоновано оцінювати активну і пасивну роботу трактора за його приведеними силою та масою, які визначаються під час оцінювання тягового коефіцієнту корисної дії трактора залежно від його експлуатаційної маси і тягового зусилля. Ця методологія дає можливість визначити максимальний тяговий коефіцієнт корисної дії трактора під час його функціонування у тривимірному просторі. Експериментально визначена пасивна робота транспортного агрегата ХТЗ-17221+напівпричіп ТСП-16 (маса вантажу – 12 т), який здійснював рух прямолінійною дорогою завдовжки 1000 м з твердим ґрунтовим покриттям, склала 3,2 МДж (0,075 кг дизельного палива), під час руху з підворотами –6,4 МДж (0,15 кг дизельного палива).

Ключові слова: трактор, робота активна, робота пасивна, приведена сила, приведена маса, нерівномірність руху, витрати енергії.

Постановка проблеми. Теоретична механіка [1] визначає роботу як фізичну величину, яка характеризує перетворення енергії з однієї форми в іншу. При цьому визначається на певній ділянці шляху робота сили корисна (активна), яка характеризується збігом напрямку дії сили та напрямку руху і не корисна (пасивна) робота – у разі незбігу напрямків дій сил і руху. Природно, що з підвищенням незбігу напрямку дії на об'єкт сили з напрямком руху, підвищується пасивна робота, що призводить до підвищення витрат енергії на рух об'єкта.

Роботу й енергію вимірюють у джоулях, що з підвищенням пасивної роботи об'єкта, наприклад трактора, дає змогу оцінити некорисно витрачену енергію дизельного палива.

Класичний підхід до трактора, як до об'єкту проектування та управління, [2] полягає в уявленні про нього, як про тягову машину, яка має один зв'язок із зовнішнім середовищем (ходову систему). Таке уявлення призводить до постановки задач оптимізації відносно властивостей трактора: тягове зусилля та коефіцієнт корисної дії (ККД), опір руху, буксування тощо. Між тим, трактор сам по собі роботу не виконує і застосовується як тягова, несна та енергетична основа агрегата, наприклад орного. У цьому випадку зв'язок трактора з зовнішнім середовищем здійснюється за двома каналами (ходовою системою, робоче знаряддя), що призводить до нестабільності впливів на нього режимів руху, умов роботи тощо. Ця суттєва особливість руху трактора не отримала комплексного висвітлення в технічній літературі під час оцінювання виконаної ним роботи і ставить нові завдання щодо вирішення цієї наукової проблеми. На необхідність оцінювання роботи об'єкта зі зміною опору руху і його швидкості вказував О. Д. Хвольсон (1923 р.) [3]. На зниження активної роботи трактора і відповідно на підвищення пасивної роботи істотно впливає нерівномірність його руху, яка призводить до додаткових витрат енергії [4, 5].

Зазначений режим супроводжується появою поздовжніх лінійних прискорень, які викликають коливання лінійної швидкості трактора, які призводять до додаткових витрат енергії [6]. Проводити оцінку додаткових енерговитрат транспортно-тягових машин доцільно з урахуванням коливання тягової сили трактора та сумарної сили опору руху [7]. Комплексну оцінку енергії, яка корисно використовується в тракторах тягово-енергетичної концепції, запропоновано оцінювати за тяговим ККД [8].

Отже, витрати енергії цих агрегатів істотно залежать від стабільності їхнього швидкісного режиму та умов роботи. Проблема підвищення енергозбереження трактора на основі зниження його пасивної роботи не вирішена.

Мета досліджень – підвищення енергозбереження трактора обґрунтуванням залежності активної і пасивної роботи, яку він виконує від нестабільності режимів його руху і пошуку шляхів зниження пасивної роботи. Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі задачі:

– визначити екстремальні значення тягової потужності, необхідної для подолання тягових опорів машин та знарядь, які агрегуються з трактором;

– визначити роботу рушійної сили трактора у разі агрегуванні його з машиною перемінної маси.

Виклад основних матеріалів дослідження. Нестабільність режимів руху трактора є наслідком дії на нього змінних сил під час виконання технологічного процесу та змін умов його функціонування. Баланс потужності трактора, який характеризує витрату потужності двигуна на подолання втрат енергії під час його рівномірного руху на горизонтальній поверхні записується у вигляді [2]

$$N_e = N_{\text{тр}} + N_z + N_f + N_\sigma + N_T, \quad (1)$$

де $N_{\text{тр}}$ – втрати потужності в трансмісії; N_z , N_f – потужність, яка витрачається на подолання внутрішніх опорів у рушії та на деформацію ґрунту рушіями;

N_σ – потужність, яка витрачається на

буксування рушія;

N_T – тягова потужність, необхідна для подолання тягових опорів машин та знарядь, які агрегуються з трактором.

Відношення $\eta_T = N_T / N_e$, яке характеризує енергію трактора, яка корисно використовується до підведеної від двигуна, називається тяговим ККД трактора. Можна стверджувати, що η_T відображає корисну потужність, яка реалізується під час виконання трактором активної роботи, а $\eta_n = (N_{тр} + N_T + N_f + N_6) / N_e$ – характеризує витрати потужності на виконання ним корисної (пасивної) роботи.

На прикладі тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 (маса експлуатаційна 4990 кг і 8900 кг, номінальна потужність двигуна 96 кВт і 128,7 кВт, відповідно) теоретично доведено і експериментально підтверджено, що тягова потужність N_T тракторів на орних роботах описується опуклою функцією тягового зусилля P_K з локальним максимумом (рис. 1).

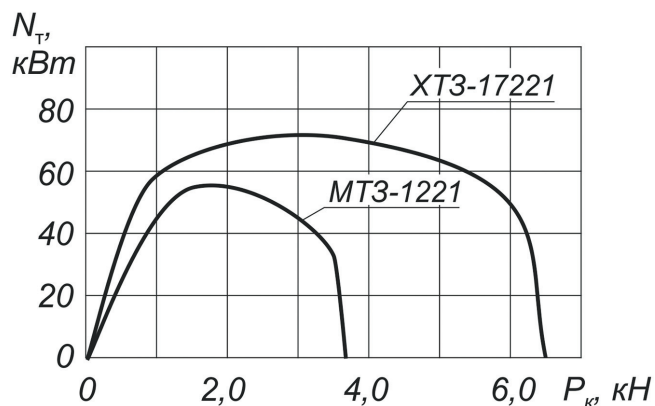


Рисунок 1 – Потенційна тягова характеристика тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах

Визначаючи локальний максимум потенційної тягової характеристики трактора, який характеризується залежністю $N_T = f(P_K)$, необхідно для знаходження екстремуму такої функції визначити першу похідну за її незалежною змінною і прирівняти до нуля, тобто $dN_T / dP_K = f'(P_K) = 0$. Розв'язуючи цю залежність відносно P_K визначається екстремальне значення N_T . Наприклад, за рівності тягового зусилля номінальному значенню $P_K = P_{кн}$ маємо функцію $N_T = f(P_{кн})$, екстремум якої визначається за знаком другої похідної. За

$d^2N_T / d^2P_K > 0$ маємо мінімум функції, за $d^2N_T / d^2P_K < 0$ – максимум.

Розглядаючи залежність $N_T = f(P_K)$ в динаміці, що характерно під час виконання трактором орних робіт, можна записати $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$, де a, b, c – коефіцієнти енергоємності оранки. Для цієї функції формулюється таке твердження:

Твердження 1 (активна тягова потужність трактора).

Квадратична функція $N_T = aP_K^2 + bP_K + c$ набуває екстремального максимального значення $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$ за $P_K = -b / 2a$ та $a < 0$.

Доказ. Функцію $aP_K^2 + bP_K + c$ ($a \neq 0$) для визначення максимального екстремального значення перетворимо до вигляду:

$$\begin{aligned} aP_K^2 + bP_K + c &= a(P_K^2 + b/aP_K) + c = \\ &= a(P_K^2 + 2P_K b/2a + b^2/4a - b^2/4a^2) + \\ &+ c = a[(P_K + b/2a)^2 - b^2/4a^2] + c = \\ &= a(x + b/2a)^2 + (c - b^2/4a). \end{aligned}$$

За $a < 0$ перший доданок $a(P_K + b/2a)^2$ від'ємний і матиме найбільше значення за $P_K + b/2a = 0$, тобто за $P_K = -b/2a$.

З постійним значенням другого доданка квадратична функція має найбільше значення $N_{T \max} = c - b^2 / 4a$.

Твердження доведено.

Адекватність максимального значення $N_{T \max}$ (МТЗ-1221 – 56 кВт, ХТЗ-17221 – 74 кВт) розрахункам за цим твердженням максимальних значень потенційної тягової характеристики тракторів МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 на орних роботах (оранка стерні озимої пшениці на глибину 25...27 см) підтверджені результатами тягових випробувань тракторів. При цьому маємо для тракторів МТЗ-1221 $-\eta_{T \max} = 0,58$, ХТЗ-17221 $-\eta_{T \max} = 0,57$.

За цим показником трактори МТЗ-1221 і ХТЗ-17221 істотно відстають від закордонних аналогів. Наприклад, трактор Case IH Farmall 95 ($N_e = 60,2$ кВт) має $\eta_T = 0,92$, John Deere 5101E ($N_e = 62,47$ кВт) $-\eta_T = 0,77$; Case IH Maxxum 110 Pro ($N_e = 80,9$ кВт) $-\eta_T = 0,73$, John Deere 6130D ($N_e = 81,76$ кВт) має $\eta_T = 0,84$ [9].

Беручи до уваги те, що η_T характеризує відношення корисної (активної) роботи до витраченої, можна зробити висновок про завищені витрати пасивної роботи вітчизняних тракторів порівняно із закордонними аналогами.

Оцінюючи залежності η_T від втрат енергії в трансмісії η_{TP} і рушії η_r , на буксування η_δ і пересування η_f , тобто $\eta_T = f(\eta_{TP}, \eta_r, \eta_\delta, \eta_f)$, вирішується завдання забезпечення η_{Tmax} за рівності нулю перших похідних зазначеної функції за параметрами.

Параметри η_{TP} та η_r характеризують досконалість конструкції трансмісії і рушії трактора, η_δ та η_f – досконалість взаємодії ходових систем трактора з ґрунтом.

При цьому параметри η_{TP} , η_r , η_δ , η_f записуються у вигляді $\eta_{TP} = f_1(N)$, $\eta_r = f_2(N, m, S_p)$, $\eta_\delta = f_3(v, m, S_p, P_k)$ і $\eta_f = f_4(v, m, S_p, P_k)$, де N – потужність, яка передається трансмісією; m – зчїпна маса; S_p – опорна площа рушії; v – швидкість руху; P_k – тягове зусилля. У цьому випадку можна записати

$$\eta_T = f_1(N)f_2(N, m, S)f_3(v, m, S_p, P_k)f_4(v, m, S_p, P_k).$$

Для визначення параметрів, наприклад m і P_k , за яких забезпечується η_{Tmax} , необхідно розв'язати такі рівняння:

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial m} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial m} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial m} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial m} f_2 f_3 \right) = 0; \quad (2)$$

$$\frac{\partial \eta_T}{\partial P_k} = f_1 \left(\frac{\partial f_2}{\partial P_k} f_3 f_4 + \frac{\partial f_3}{\partial P_k} f_2 f_4 + \frac{\partial f_4}{\partial P_k} f_2 f_3 \right) = 0. \quad (3)$$

У цьому прикладі розв'язується функція двох змінних, яка за геометричної інтерпретації являє собою поверхню в тривимірному просторі у вигляді перевернутої чаші (рис. 2).

З цієї поверхні визначається η_{Tmax} , що відповідає вищій точці поверхні $\eta_T = f(m, P_k)$.

Для забезпечення η_{Tmax} необхідне оптимальне поєднання P_k та m трактора. Подібні задачі в теоретичній механіці розв'язуються приведенням сил і мас тіла до єдиної точки [1]. У цьому випадку динамічна модель машинно-тракторного

агрегата (МТА) буде являти собою матеріальну точку з масою m_n , яка рухається під дією сили F_n так, що узагальнена координата S цієї точки збігається з узагальненою координатою агрегата в будь-який момент часу.

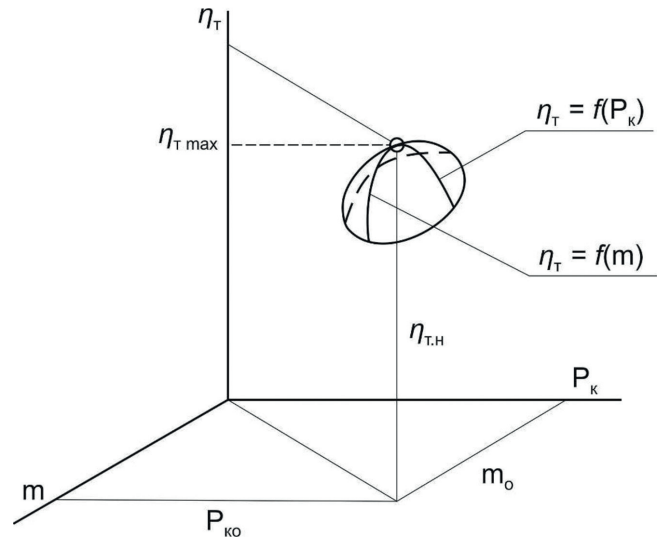


Рисунок 2 – Залежність тягового ККД η_T трактора від його експлуатаційної маси m і тягового зусилля P_k

Завжди можна визначити такі значення F_n та m_n , за яких рівняння руху точки приведення виявиться тотожним рівнянню руху МТА і, отже, узагальнена координата точки приведення буде збігатися з узагальненою координатою агрегата в будь-який момент часу. Зі зміною узагальненої координати від S_o до S , а приведенної маси від m_n до m_{no} рівняння руху точки приведення записується у вигляді

$$\frac{m_n v^2}{2} - \frac{m_{no} v_o^2}{2} = \int_{S_o}^S F_n dS, \quad (4)$$

де v – модуль швидкості точки приведення;

v_o – значення v за $S = S_o$;

m_n , F_n – приведені маса і сила.

Для визначення сили F_n і маси m_n МТА необхідно виконання умов

$$\int_{S_o}^S F_n dS = \sum_{k=1}^r A_k; \quad (5)$$

$$\frac{m_n v^2}{2} = \sum_{i=1}^n T_i, \quad (6)$$

де A_k – робота кожної із зовнішніх і внутрішніх сил, які діють на МТА;

r, n – число сил і рухомих ланок;

T_i – кінетична енергія агрегата на початку і наприкінці проміжку часу, який розглядається.

Для цих умов приведена сила F_n визначається залежністю

$$F_n = \sum_{\kappa=1}^n \left[F_{\kappa} \frac{v_{\kappa}}{v} \cos(F_{\kappa}^{\wedge}, v_{\kappa}) + M_{\kappa} \frac{\omega_{\kappa}}{v} \right], \quad (7)$$

де v_{κ} – швидкість точки прикладення сили F_{κ} , яка діє на ланку агрегата;

ω_{κ} – кутова швидкість ланки агрегата, на яку діє пара сил з моментом M_{κ} .

Сила F_n може бути позитивною і негативною, тобто приведена сила є скалярною величиною. Знак мінус вказує, що сила F_n направлена протилежно швидкості v точки приведення.

Із рівняння (6) випливає, що приведену масу можна визначити як масу, якою повинна володіти точка приведення, щоб кінематична енергія цієї точки дорівнювала кінематичній енергії всіх ланок МТА. Кінематична енергія ланки визначається залежністю

$$T_i = \frac{m_i v_{si}^2}{2} + \frac{J_{si} \omega_i^2}{2}, \quad (8)$$

де m_i – маса ланки;

v_{si} – модуль швидкості центра мас ланки;

ω_i^2 – модуль кутової швидкості ланки;

J_{si} – момент інерції ланки відносно осі, яка проходить через центр мас перпендикулярно площині руху.

Підставивши (8) у вираз (6) і зробивши перетворення, отримаємо

$$m_n = \sum_{\kappa=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{\omega_i^2}{v} \right) \right]. \quad (9)$$

Для побудови динамічної моделі МТА за точку приведення, тобто точку, в якій зосереджена приведена маса, можна вибрати будь-яку точку агрегата.

Тому приведеною масою МТА можна назвати масу, яку необхідно зосередити у точці агрегата (точці приведення), щоб кінетична енергія цієї матеріальної точки дорівнювала кінетичній енергії всіх ланок агрегата. Рекомендується [2] для оцінювання динаміки трактора за точку приведення приймати його центр мас.

Враховуючи вищесказане, можна зробити такий висновок. Приведена сила та приведена маса трактора не залежать від швидкості точки приведення, оскільки формулах (7) та (9) для їх визначення входять відношення швидкостей.

Такий висновок покладено в основу оцінювання активної і пасивної роботи МТА на прикладах агрегування трактора з напівприцепом перемінної маси [10, 11].

В агрегуванні трактора з напівприцепом (рис. 3), лінія дії рушійної сили F_n (приведена сила) завжди проходить через фіксовану точку O з'єднання трактора з напівприцепом і нестабільні точки M_1 , M і M_2 (центр приведених мас), положення яких визначається масою транспортного вантажу і розподілом його по об'єму кузова причепа.

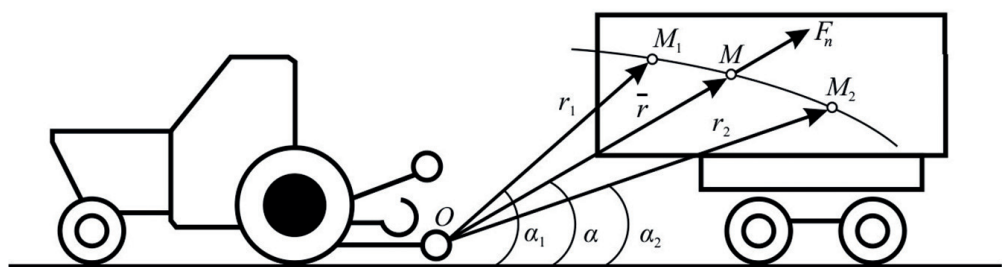


Рисунок 3 – Схема дії рушійної сили трактора в агрегуванні з напівприцепом перемінної маси

Твердження 2 (робота транспортного агрегата перемінної маси)

Повна робота рушійної сили трактора в агрегуванні з напівприцепом не залежить від форми траєкторії руху центра мас транспортного вантажу, а залежить лише від початкового і кінцевого його положення.

Доказ. Робота сили F_n цього транспортного агрегата визначається, припускаючи, що вона залежить тільки від відстані $|\vec{r}| = r$ точки M від нерухомого центра O $\vec{F} = \vec{F}(r)$.

Представимо цю силу у вигляді

$\vec{F}_n = F_r(r) \frac{\vec{r}}{r}$, де $\frac{\vec{r}}{r}$ – одиничний вектор, який має напрямок радіус-вектора \vec{r} , $F_r(r)$ – проекція сили на напрямок \vec{r} .

Елементарна робота $F_r(r)$ визначається [1] залежністю:

$$d'A = \vec{F} \cdot d\vec{r} = F_r(r) \frac{\vec{r}}{r} \cdot d\vec{r}. \quad (10)$$

Враховуючи, що $r^2 = \vec{r} \cdot \vec{r}$ і, відповідно, $\vec{r} \cdot d\vec{r} = r \cdot dr$ отримуємо

$$d'A = F_r(r) dr. \quad (11)$$

Повна робота $F_r(r)$ дорівнює криволінійному інтегралу від елементарної роботи сили $F_r(r)$, взятому уздовж дуги кривої M_1, M, M_2 , записується у вигляді

$$A = \int_{r_1}^{r_2} F_r(r) dr, \quad (12)$$

де r_1 і r_2 – модулі радіусів-векторів початкового і кінцевого положень рушійної сили, відповідно, яка визначається центром мас транспортованого вантажу.

Твердження доведено.

Координати центра мас M_1, M і M_2 залежать від маси транспортованого вантажу і розподілу його в об'ємі кузова. За цих умов кут α (рис. 3) має максимальне значення за повного завантаження напівпричепа порівняно з його частковим завантаженням, тобто $\alpha_1 > \alpha_2$. Відповідно, за часткового завантаження частка активної роботи від повної роботи рушійної сили F_n зменшена. Це твердження справедливе для агрегування трактора з причепом. Повна робота рушійної сили (тягової) трактора буде корисною (активною) роботою без витрат за $\alpha = 0$, тобто в агрегуванні трактора з напівнавісним причепом.

Процес руху МТА складається із трьох фаз: розбіг, сталий рух, вибіг (вимкнена муфта зчеплення, нейтральна передача). Розбіг та вибіг відносяться до несталого

режиму, який характеризується неперіодичними, тобто неповторюваними змінами точки приведення. За сталого режиму руху швидкість точки приведення є періодичною функцією часу (періодично коливається відносно деякого постійного середнього значення).

Згідно з рівняннями (7) і (9) сили, прикладені до МТА, періодично змінюються. Якщо, до того ж, сума робіт усіх сил за період їхньої дії дорівнює нулю, то швидкість приведення також буде змінюватися періодично. Вказані умови є необхідними і достатніми для підтримання сталого режиму. Період зміни швидкості точки приведення (узагальненої швидкості МТА) називається циклом, для якого виконується умова рівності нулю суми робіт усіх сил. Рівність робіт буде виконуватися, якщо робота сил A_g^y за цикл дорівнює роботі всіх сил опору A_c^y (модуля):

$$A_g^y = A_c^y. \quad (13)$$

Ця рівність є основною енергетичною умовою сталого режиму руху МТА. З нього випливає, що приріст кінетичної енергії МТА за цикл не відбувається і, отже, швидкість точки приведення на початку і наприкінці циклу однакова. У середині циклу швидкість змінюється, проходячи через максимальне $v_{p \max}$ і мінімальне $v_{p \min}$ значення. Загально відомо, що коефіцієнт нерівномірності визначається із залежності вигляду:

$$\delta = \frac{v_{p \max} - v_{p \min}}{\bar{v}_p}. \quad (14)$$

Зробивши аналіз цієї залежності, можна зробити висновок, що δ характеризує розмах коливань швидкості відносно до її середнього значення.

Допустимі значення δ для ґрунтообробних МТА коливаються від 0,18 до 0,26 [6]. У цьому випадку можна прийняти середню величину швидкості МТА рівною середньому арифметичному з її максимального і мінімального значень

$$\bar{v}_p = \frac{v_{p \max} + v_{p \min}}{2}. \quad (15)$$

Спільний розв'язок залежностей (14) і (15) дає змогу визначити максимальну і мінімальну швидкості МТА:

$$v_{p \max} = \bar{v}_p \left(1 + \frac{\delta}{2}\right), \quad \bar{v}_{p \min} = \bar{v}_p \left(1 - \frac{\delta}{2}\right). \quad (16)$$

Дані залежності дають змогу зробити висновок, що відмінність $v_{p \max}$ і $v_{p \min}$ від \bar{v}_p , віднесене до \bar{v}_p , складає $\pm \frac{\delta}{2}$.

Отже, за усталеного руху МТА, досягти режиму його роботи за $\bar{v}_p = \text{const}$ неможливо внаслідок нерівномірності тягового зусилля трактора і опору руху, що призводить до додаткових витрат енергії. Ці витрати енергії визначають пасивну роботу МТА, яка оцінюється за залежністю витрат енергії на осциляційні рухи

$$\frac{m}{2\bar{\xi}^2} = \frac{\bar{f}^2}{2m\omega^2}, \quad (17)$$

де m – маса агрегата;

$\bar{\xi}$ – середнє значення швидкості зміни осциляцій;

f – швидко осцилювальні сили (риса над символом означає середнє значення);

$\omega \gg 1/T$ – кругова частота.

Якщо величини $\bar{\xi}$ або \bar{f} і ω зумовлені будь-яким детермінованим процесом, то не складно розрахувати величину додаткової енергії, обумовленої нерівномірністю руху МТА на прямолінійній ділянці гону.

Експериментальні дослідження з оцінки додаткових витрат енергії (пасивної роботи) на осциляційні рухи і на криволінійній ділянці шляху проводились в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого спільно з кафедрою «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка на тракторному агрегаті ХТЗ-17221 + напівпричіп ТСП-16 (маса вантажу – 12 т) [10].

Отримано, що за прямолінійного руху агрегата твердою ґрунтовою дорогою довжиною 1000 м, додаткові витрати енергії на осциляційні рухи розраховані за залежністю (17) з урахуванням експериментальних значень, складають 3,2 МДж. За енергетичного еквіваленту 1 кг дизельного палива 42,9 МДж, додаткова витрата

дизельного палива складає 0,075 кг.

Під час агрегата на криволінійній ділянці шляху (підвороти, повороти), криволінійний шлях на нескінченно малій ділянці dS можна вважати прямолінійним, а рушійну силу F постійною. Тоді за залежністю для визначення роботи на кінцевому переміщенні підраховується робота транспортного агрегату на певній відстані дороги без підворотів і з підворотами. Наприклад, для забезпечення сталого руху транспортного агрегата ХТЗ-17221 + ТСП-16 (маса вантажу – 12 т) на твердій ґрунтовій дорозі на відстані 1000 м було виконано 36 підворотів, що призвело до підвищення пройденого шляху до 1170 м і витрати дизельного палива на 0,15 кг порівняно з витратами під час руху без підворотів. У цьому випадку пасивна робота транспортного агрегата ХТЗ-17221+ТСП-16 під час перевезення 12 т вантажу на відстань 1000 м складе 6,4 МДж з додатковою витратою дизельного палива 0,15 кг.

Висновки. Розв'язання проблеми енергозбереження тракторних агрегатів запропоновано оцінювати за його корисною (активною) і не корисною (пасивною) роботою. При цьому до активної роботи віднесені витрати енергії на подолання тягового опору агрегатованих з трактором машин та знарядь, до пасивної – витрати енергії в трансмісії, на подолання опору руху, буксування трактора.

Запропоновано оцінювати активну і пасивну роботу трактора за його приведеними силою та масою, які реалізуються в оцінюванні тягового ККД трактора залежно від його експлуатаційної маси і тягового зусилля. Ця методологія дає змогу оцінити максимальний тяговий ККД трактора під час його функціонування в тривимірному просторі.

Експериментально визначена пасивна робота транспортного агрегата ХТЗ-17221+напівпричіп ТСП-16 (маса вантажу – 12 т) під час руху на твердій ґрунтовій дорозі на довжині 1000 м за прямолінійного руху склала 3,2 МДж (0,075 кг дизельного палива), під час руху

з підворотами – відповідно 6,4 МДж (0,15 кг дизельного палива).

Література

1. Тарг С.М. Краткий курс теоретической механики. М. : Наука, 1968. 480 с.
2. Тракторы: Теория / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.; под общ. ред. В.В. Гуськова. М. : Машиностроение, 1988. 376 с.
3. Хвольсон О.Д. Курс физики. Т.1. Берлин, 1923. 254 с.
4. Погорельый Л.В. Устойчивость движения и энергетическая эффективность мобильных машинных агрегатов. М. : Доклады ВАСХНИЛ, 1980. С. 33-35.
5. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Погорельый В.В. Энергосберегающий режим движения тракторного агрегата на гоне. Вісник ХДТУСГ. 2011. Вип. 107. Т.2. С. 5–11.
6. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов, Є.І. Калінін. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2016. №4. С.218–226.
7. Рославцев А.В. Теория движения тягово-транспортных средств. М. : УМЦ «ТриАДА», 2003. 276 с.
8. Кутков Г.М. Основы теории трактора и автомобиля. М. : Колос, 1996. 274 с.
9. Nebraska Tractor Test Laboratory [Електронне джерело]. Режим доступу до ресурсу: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
10. Лебедев А.Т., Шуляк М.Л. Активна і пасивна робота трактора на транспортних роботах. Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. 2017. №7. С.86–93.
11. Калінін Є. І. Зміщення центра ваги напівначіпної машини при її функціонуванні. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць УкрНДІПВТ імені Л. Погорілого. 2010. Вип. 14 (28). С. 216–224.

Literature

1. Targ S.M. A short course in theoretical mechanics. M. : Nauka, 1968. 480 p.
2. Tractors: Theory / V.V. Guskov, N.N. Velev, Yu.E. Atamanov et al. ; under the general. ed. V.V. Guskova. M. : Mechanical Engineering, 1988. 376 p.
3. Hvolson O.D. Physics course. T.1. Berlin, 1923 . 254 p.
4. Pogorely L.V. Stability of movement and energy efficiency of mobile machine units. M. : Reports of VASKHNIL, 1980. P. 33–35.
5. Lebedev A.T., Lebedev S.A., Pogorely V.V. Energy-saving mode of movement of the tractor unit on the run. Bulletin of KhGTUAC. 2011. Ed. 107. T.2. P. 5–11.
6. Evaluation of the functioning of the agricultural unit by dynamic criteria / M.L. Shulyak, A.T. Lebedov, M.P. Artiymov, E.I. Kalinin. Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes. 2016. No. 4. P. 218–226.
7. Roslavtsev A.V. The theory of the movement of traction vehicles. M. : UMTS «TriADA», 2003. 276 p.
8. Kutkov G.M. Fundamentals of the theory of tractor and car. M. : Kolos, 1996 . 274 p.
9. Nebraska Tractor Test Laboratory. Resource access mode: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
10. Lebedev A.T., Shulyak M.L. Active and passive work of the tractor on transport works. Technical service of agro-industrial, forest and transport complexes. 2017. No. 7. P.86–93.
11. Kalinin E. I Displacement of the center of gravity of a semi-hinged machine during its operation. Technical and technological aspects of development and testing of new equipment and technologies for agriculture of Ukraine. Collection of scientific works of L. Pogorilyy UkrNDIPVT. 2010. Is. 14 (28). P. 216–224.

Literatura

1. Targ S.M. Kratkij kurs teoreticheskoj mehaniki. M. : Nauka, 1968. 480 s.
2. Traktory: Teorija / V.V. Gus'kov, N.N.

- Velev, Ju.E. Atamanov i dr.; pod obshh. red. V.V. Gus'kova. M. : Mashinostroenie, 1988. 376 s.
3. Hvol'son O.D. Kurs fiziki. T.1. Berlin, 1923. 254 s.
 4. Pogorelyj L.V. Ustojchivost' dvizhenija i jenergeticheskaja jeffektivnost' mobil'nyh mashinnyh agregatov. M. : Doklady VASHNIL, 1980. S. 33-35.
 5. Lebedev A.T., Lebedev S.A., Pogorelyj V.V. Jenergosberegajushhij rezhim dvizhenija traktornogo agregata na gone. Visnik HD-TUSG. 2011. Vip. 107. T.2. S. 5-11.
 6. Ocinka funkcionuvannja sil'skogospodars'kogo agregatu za dinamichnimi kriterijami / M.L. Shuljak, A.T. Lebedev, M.P. Art'omov, Є.I. Kalinin. Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. 2016. №4. S.218-226.
 7. Roslavcev A.V. Teorija dvizhenija tjagovo-transportnyh sredstv. M. : UMC «TriADA», 2003. 276 s.
 8. Kut'kov G.M. Osnovy teorii traktora i avtomobilja. M. : Kolos, 1996. 274 s.
 9. Nebraska Tractor Test Laboratory [Elektronne dzherelo]. Rezhim dostupu do resursu: <https://tractortestlab.unl.edu/testreports>.
 10. Lebedev A.T., Shuljak M.L. Aktivna i pasivna robota traktora na transportnih robotah. Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. 2017. №7. S.86-93.
 11. Kalinin Є. I. Zmishhennja centra vagi napivnachipnoï mashini pri її funkcionuvanni. Tehniko-tehnologichni aspekti rozvitku ta viprobuvannja novoï tehniki i tehnologij dlja sil's'kogo gospodarstva Ukraïni. Zbirnik naukovih prac' UkrNDIPVT imeni L. Pogorilogo. 2010. Vip. 14 (28). S. 216-224.

UDC 631.3.004.67

ACTIVE AND PASSIVE WORK OF THE TRACTOR

Lebedev A., D-r. tech. sciences, professor,
e-mail: hfukrndipvt@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>
Kharkov National Technical University of Agriculture
named after P. Vasilenko,

Summary

Purpose of the study. *Increasing the energy saving of the tractor by justifying the dependence of active and passive work that it performs on the instability of its driving modes and finding ways to reduce passive work.*

Research methods. *Investigation of the power balance of the tractor and determination of its efficiency depending on the operating weight and traction force.*

The results of the study. *The instability of the tractor's motion modes is a consequence of the impact on it during the execution of the technological process of variable forces, and changes in the conditions of its operation. The solution to the problem of energy saving of tractor units is proposed to evaluate its useful (active) and not useful (passive) work. At the same time, the energy costs for overcoming the traction resistance of aggregated machines and implements are classified as active work, and energy costs in the transmission for overcoming the resistance to movement and skidding of the tractor are classified as passive. In the general case, to build a dynamic model of a machine-tractor unit, the cast point, that is, the point at which the reduced mass is concentrated, you can select any point of the unit. It is always possible to determine the values of the reduced thrust force and mass at which the equation of motion of the cast point turns out to be identical to the equation of motion of the machine and tractor unit and, therefore, the generalized coordinate of the point of reduction will*

coincide with the generalized coordinate of the unit at any time. Therefore, the reduced mass of the machine-tractor unit can be called the mass that must be concentrated at the point of the unit (point of reduction) so that the kinetic energy of this material point is equal to the kinetic energy of all parts of the unit. It is recommended, when evaluating the dynamics of the tractor, to take its center of mass as a cast point. The reduced tractor power and mass are independent of the speed of the cast point. Active (useful) work of domestic tractors is in the range of 60...70 %, the rest of the engine energy is spent on passive work. The solution to the problem of energy saving of tractors is provided by adapting them to operating conditions according to the given forces and mass. It is proved that the work of the driving force of a tractor unit of variable mass does not depend on the shape of the trajectory of the center of mass, but depends only on its initial and final position.

Conclusions. It is proposed to evaluate the active and passive operation of the tractor by its reduced force and mass, which are determined when evaluating the traction coefficient of efficiency of the tractor depending on its operating weight and traction. This methodology allows you to determine the maximum traction efficiency of the tractor when it operates in three-dimensional space. The passive operation of the KhTZ-17221 transport unit + TSP-16 semitrailer (cargo weight - 12 tons), which made a straight road with a length of 1000 m with a hard ground coating, was experimentally determined to be 3.2 MJ (0,075 kg of diesel fuel) when driving with gates - 6.4 MJ (0.15 kg of diesel fuel).

Key words: tractor, active work, passive work, reduced power, reduced mass, uneven movement, energy consumption.

УДК 631.3.004.67

АКТИВНАЯ И ПАССИВНАЯ РАБОТА ТРАКТОРА

Лебедев А., д-р техн. наук, проф.,
e-mail: tiaxntusg@gmail.com , <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>
Харьковский национальный технический университет
сельского хозяйства им. Петра Василенко,

Аннотация

Цель исследования. Повышение энергосохраняемости трактора путем обоснования зависимости выполняемой им активной и пассивной работы от нестабильности режимов его движения и поиск путей уменьшения пассивной работы.

Методы исследования. Исследование мощностного баланса трактора и определение его коэффициента полезного действия в зависимости от эксплуатационной массы и тягового усилия.

Результаты исследования. Нестабильность режимов движения трактора является следствием воздействия на него при выполнении технологического процесса переменных сил, и изменений условий его функционирования. Решение проблемы энергосбережения тракторных агрегатов предложено оценивать его полезной (активной) и не полезной (пассивной) работой. При этом, к активной работе отнесены затраты энергии на преодоление тягового сопротивления агрегируемых машин и орудий, к пассивной - затраты энергии в трансмиссии на преодоление сопротивления движению и буксования трактора. В общем случае, для построения динамической модели машинно-тракторного агрегата, точкой приведения, то есть точкой, в которой сосредоточена приведенная масса, можно выбирать любую точку агрегата. Всегда можно определить значения приведенных силы тяги и массы, при которых уравнение движения точки приведения

окажется тождественным уравнению движения машинно-тракторного агрегата и, следовательно, обобщенная координата точки приведения будет совпадать с обобщенной координатой агрегата в любой момент времени. Поэтому, приведенной массой машинно-тракторного агрегата можно назвать массу которую необходимо сосредоточить в точке агрегата (точке приведения), чтобы кинетическая энергия этой материальной точки равнялась кинетической энергии всех звеньев агрегата. Рекомендуется при оценке динамики трактора в качестве точки приведения принимать его центр масс. Приведенные сила и масса трактора не зависят от скорости движения точки приведения. Активная (полезная) работа отечественных тракторов находится в пределах 60–70 %, остальная энергия двигателя расходуется на пассивную работу. Решение проблемы энергосбережения тракторов обеспечивается путем их адаптации к условиям функционирования по приведенным силам и массе. Доказано, что работа движущей силы тракторного агрегата переменной массы не зависит от формы траектории движения центра масс, а зависит только от начального и конечного его положения.

Выводы. Предложено оценивать активную и пассивную работу трактора по его приведенным силе и массе, которые определяются при оценке тягового коэффициента полезного действия трактора в зависимости от его эксплуатационной массы и тягового усилия. Данная методология позволяет определить максимальный тяговый коэффициент полезного действия трактора при его функционировании в трехмерном пространстве. Экспериментально определена пассивная работа транспортного агрегата ХТЗ-17221 + полуприцеп ТСП-16 (масса груза – 12 т), совершавшего движение прямолинейной дорогой длиной 1000 м с твердым грунтовым покрытием, составила 3,2 МДж (0,075 кг дизельного топлива), при движении с подворотами – 6,4 МДж (0,15 кг дизельного топлива).

Ключевые слова: трактор, работа активная, работа пассивная, приведенная сила, приведенная масса, неравномерность движения, затраты энергии.