

ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ПІДКЛЮЧЕННЯ АКТИВНИХ КОЛІС ТЕХНОЛОГІЧНОЇ МАШИНИ З ПОЗИЦІЇ ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Шуляк Михайло Леонідович

доктор, технічних наук, професор
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0001-7286-6602
m.l.shulyak@gmail.com

Лебедєв Анатолій Тихонович

доктор, технічних наук, професор
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0000-0002-1975-3323
tixantusg@gmail.com

Суханов Олександр Олександрович

аспірант
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0009-0008-1559-918X
o.sukhanov@i.ua

Лабецький Євген Герардович,

аспірант
Сумський національний аграрний університет, м. Суми, Україна
ORCID: 0009-0006-8759-1801
eugene.labetsky@gmail.com

В статті розглядаються проблеми підвищення ефективності транспортно-технологічних агрегатів за рахунок більш повного використання потужності їх двигунів. Коли до складу комбінованого агрегату включений модуль зі змінною масою (бункер, причеп-перевантажувач, ємність тощо), досягти завантаження двигуна трактора на постійному рівні неможливо, оскільки на початку і в кінці технологічної операції маса вантажу буде різною, тому одним з цікавих способів вирішення цієї проблеми є використання активних привідних коліс технологічної машини (причепа). З огляду на те, що для транспортно-технологічного агрегату використання активних коліс технологічної машини (причепа) ефективно лише частину робочого часу, доцільно визначити граничні умови підключення (відключення) активних коліс з позиції енергозбереження. Визначальним параметром, щодо підключення активних коліс, може бути буксування рушіїв трактора, але при роботі транспортно-технологічний агрегат зазнає суттєвих динамічних впливів, тому при визначенні коефіцієнту буксування та його граничних значень, доцільно враховувати динамічну складову. Визначені залежності зміни буксування повнопривідного трактора при зміні вертикальних динамічних навантажень його мостів за різних швидкостей руху. Виявлено, що при розгоні агрегату інтенсивність наростання динамічних навантажень заднього мосту більша, ніж переднього; а буксування – навпаки.

При коливаннях поздовжніх сил, які зумовлені коливаннями крутного моменту двигуна та опору технологічної машини (сільськогосподарського знаряддя), в межах $\bar{P}_{kT} \pm \Delta P_{kT}$, коефіцієнт буксування буде пропорційно змінюватись та мати максимальне $\delta_{\max}$ та мінімальне $\delta_{\min}$ значення. При цьому приріст коефіцієнта буксування при $\Delta P_{kT} = \text{const}$ не має постійного характеру, оскільки залежить від частоти коливання силових впливів, що формують частотні характеристики коливання відповідної сили. Оскільки виявлено, що динамічний коефіцієнт буксування буде більшим коефіцієнта буксування трактора при роботі з постійним зусиллям на гаку, то при визначенні моменту підключення активних коліс необхідно базуватися саме на $\delta_{\min}$.

Ключові слова: транспортно-технологічний агрегат, активні колеса, технологічна машина, динамічні параметри, буксування рушіїв.

DOI <https://doi.org/10.32782/msnau.2025.1.16>

Вступ. Останні роки є чітка тенденція до збільшення енергонасиченості тракторів, здебільшого, виробники орієнтуються на можливість використання складних ґрунтообробних та широкозахватних машино-тракторних агрегатів, які дозволяють мінімізувати кількість проходів по полю і забезпечують кращу паливну економічність (Antoshchenkov,

2017). Проте, коли до складу такого комбінованого агрегату включений модуль зі змінною масою (бункер, причеп-перевантажувач, ємність тощо), досягти завантаження двигуна трактора на постійному рівні неможливо, оскільки на початку і в кінці технологічної операції маса вантажу буде різною, тому при виконанні транспортно-технологічної операції

енергія витрачається на транспортну частину з властивими їй динамічними процесами та на привід робочих органів машини чи активних коліс технологічної машини (Kalinin, 2020; Shuliak et al., 2024). Цікавим рішенням покращення тягової динаміки агрегатів є застосування активних приводів технологічних машин (причепів). Передбачається, що така система приводу в транспортно-технологічному агрегаті підвищить ефективність використання трактора до рівня, який неможливий за допомогою одиничного трактора через обмеження його ходової системи.

Такий підхід підтверджується в роботі (Chaplinskiy, 2024), де запропоновано, для розширення меж використання тягово-транспортних засобів, використовувати додаткові технологічні модулі, які забезпечують більш повне використання потужності двигуна та дозволяють змінювати тяговий клас. В роботі (Karelina et al., 2021) запропонований підхід до конструювання та обґрунтовані параметри транспортного засобу з покращеними характеристиками руху по бездоріжжю, яка включає тягач з колісним шасі підвищеної прохідності і причіп з ведучим мостом. З огляду на те, що для транспортно-технологічного агрегату використання активних коліс технологічної машини (причепа) ефективно лише частину робочого часу (зміна маси вантажу), доцільно визначити граничні умови підключення (відключення) активних коліс з позиції енергозбереження. Одним з визначальних параметрів може бути буксування рушіїв трактора, так при досягненні граничного значення будуть підключені активні колеса, які дозволять підвищити тягово-зчіпні властивості агрегату та подолати додатковий тяговий опір. Проте в динаміці руху значення буксування визначається коливальними процесами зміни вертикальних і поздовжніх сил та має швидкозмінну складову. Подібний характер зміни буксування підтверджується експериментальними даними (Antoshchenkov et al., 2015), тому визначення граничних умов потребує врахування цього факту.

Основна частина. Момент підключення активних коліс технологічної машини з позиції енергозбереження зумовлений втратами потужності на привідні колеса. При включенні активних коліс на їх привід витрачається потужність на обертання агрегатів ведучих мостів та передачу потужності елементами трансмісії, також частина потужності витрачається на проковзування ведучих коліс по відношенню до опорної поверхні. В трансмісії витрати N_{mp} зростають із збільшенням кількості ведучих коліс, а витрати на проковзування ведучих коліс N_{δ} зменшуються пропорційно збільшенню кількості ведучих коліс. З огляду на вище наведе граничною умовою є перевищення витрати потужності на проковзування ведучих коліс над витратами потужності на активізацію цих коліс $N_{mp} \leq N_{\delta}$:

$$N_e'' \cdot k_{N1} \cdot \eta_{mp1} + N_e'' \cdot k_{N2} \cdot \eta_{mp2} + N_e'' \cdot k_{Nn} \cdot \eta_{mpn} \leq \sum_{j=1}^m P_{\delta j}^2 \cdot \omega_{kj} \cdot \lambda_{uc} + \sum_{i=1}^{n-m} (f_j \cdot P_{zj})^2 \cdot \omega_{kj} \cdot \lambda_{uc} + N_{\delta k} \quad (1)$$

де N_e'' – потужність двигуна, яка може бути використана для тяги і приводу робочих органів машин; k_{N1} , k_{N2} , k_{Nn} – коефіцієнт, що враховує розподіл потужності

двигуна між ведучими мостами трактора та технологічної машини, відповідно (змінює значення від 0 до 1); η_{mp1} , η_{mp2} , η_{mpn} – ККД приводів ведучих мостів трактора та технологічної машини (причепа), відповідно; $P_{\delta j}$ – дотична сили тяги j-ого ведучого колеса; ω_{kj} – кутова швидкість обертання j-ого колеса; P_{zj} – вертикальна сила, що діє на вісь j-ого колеса; λ_{uc} – коефіцієнт тангенціальна або окружної еластичності пари шина-ґрунт; $N_{\delta k}$ – витрати потужності на кінематичну невідповідність в приводі (різні радіуси коліс агрегату).

Проте, при виконанні транспортно-технологічної операції, на агрегат впливають внутрішні і зовнішні динамічні фактори, тому при визначенні граничного значення буксування рушіїв, при якому доцільно використовувати активні колеса технологічної машини, необхідно врахувати ці динамічні складові руху.

Буксування рушіїв трактора доцільно представити, як відносне переміщення у точці контакту з ґрунтом, що зумовлене недостатнім притисненням рушіїв до опірної поверхні. З огляду на агротехнічні вимоги щодо руйнування структури ґрунту, визначено максимум буксування, яке допускається при виконанні технологічних операцій для тракторів тягових класів 1.4, 3 і 5 з колісним рушієм (δ_{max}) не повинно перевищувати 15%, 12% і 9% відповідно. В осінньо-літній період допускається збільшення значення (δ_{max}), яке може бути 20, 16 і 13%, відповідно (Nadykto, 2016).

На підставі тверджень представлених у (Nadykto, 2016), запропоновано розглядати буксування рушіїв трактора виключно у лінійній інтерпретації:

$$\delta = A \cdot \frac{P_{kr}}{m_T \cdot q} + B \quad (2)$$

де A , B – константи процесу буксування рушіїв трактора при апроксимації; P_{kr} – сила тяги на гаку, що реалізується трактором; m_T – експлуатаційна маса трактора.

На даний час більшість транспортно-технологічних агрегатів формуються на базі сучасних тракторів з повним приводом, що забезпечує більш високі тягово-зчіпні властивості. Оговорене, викликає необхідність уточнити залежність буксування рушіїв від сили тяги на гаку трактора $\delta = f(P_{kr})$ для транспортно-технологічних агрегатів, наприклад, комбінованих посівних комплексів, при транспортуванні вантажів на полях різної вологості ґрунту та інш. Відомо, що при виконанні технологічної операції характер залежності $\delta = f(P_{kr})$ є динамічним, оскільки наявні коливання, як поздовжніх, так і вертикальних навантажень.

Для транспортно-технологічного агрегату на базі трактору ХТЗ отримана залежність зміни динаміки буксування рушіїв трактора при коливаннях тягового зусилля через зменшення маси вантажу (рідких органічних добрив) при виконанні технологічної операції. Моделювання проводилося на базі динамічної моделі вертикальних коливань трактора з урахуванням підресорених m_n і невідресорених мас переднього m_1 і заднього m_2 мостів, сума яких визначає масу трактора (рис. 1) (Kalinin et al., 2016; Lebedev S., 2016).

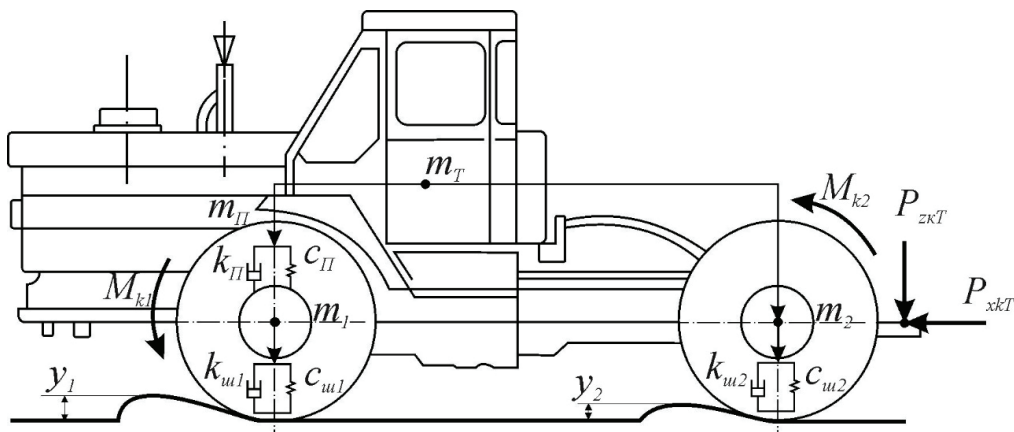


Рис. 1. Схема динамічної моделі вертикальних коливань трактора в складі транспортно-технологічного агрегату

Диференціальне рівняння вертикальних коливань трактора агрегатованого з сільгоспмашиною:

$$m_T \ddot{z} + (k_{п1} + k_{ш1}) \dot{z} + (c_{п1} + c_{ш1}) z - k_{п1} \dot{\xi} - c_{п1} \xi + P_{zkT} = k_{ш1} \dot{y} + c_{ш1} y, \quad (3)$$

де $z, \dot{z}, \ddot{z}$ – вертикальне переміщення, швидкість та прискорення остова трактора; $k_{п1}, k_{ш1}$ – коефіцієнти демпфування підвіски і шин; $c_{п1}, c_{ш1}$ – коефіцієнти жорсткості підвіски і шин; $\xi, \dot{\xi}$ – вертикальне переміщення і швидкість переміщення переднього мосту; P_{zkT} – вертикальна складова сили тяги на гаку; $y, \dot{y}$ – висота нерівності рельєфу і швидкість її зміни.

За умови нестабільності вертикальних коливань трактора, через нестабільності вертикальних прискорень переднього і заднього мостів, а також коливань тягового зусилля, динамічні навантаження переднього $G_{к1}$ і заднього $G_{к2}$ мостів залежать від параметрів підвіски і коліс трактора і визначаються по залежностях:

$$G_{к1} = P_p + P_{ау1} - P_{а1} + m_1 \cdot \ddot{\xi}_1; \quad (4)$$

$$G_{к2} = P_{а1} + P_{ау2} + m_2 \cdot \ddot{\xi}_2 + P_{zkT} + \cos \alpha; \quad (5)$$

де P_p – сила пружного елемента підвіски (ресори) передньої вісі; $P_{а1}$ – сила амортизатора; $\ddot{\xi}_1, \ddot{\xi}_2$ – вертикальні прискорення переднього і заднього мостів;

$P_{ау1}, P_{ау2}$ сили від амортизаційних властивостей коліс переднього і заднього мостів; α – кут відхилення остова трактора від вертикальної вісі при русі по нерівностях ґрунту.

При перерозподілі вертикального навантаження у бік заднього мосту наявне зменшення буксування його коліс (рис. 2).

З аналізу кривих $G_k = f(v)$ і $\delta = f(v)$ можна дійти висновку, що для переднього мосту при $V = 3,5$ м/с (12,6 км/год.), а заднього при 3,2 м/с (11,5 км/год.) досягається $G_{к \max}$, при цих швидкостях буксування дорівнює $\delta_{1 \max} = 15\%$ і $\delta_{2 \max} = 7,5\%$. При розгоні агрегату інтенсивність наростання динамічних навантажень заднього мосту більша, ніж переднього; а буксування – навпаки. Режими руху і навантаження трактора поздовжнім зусиллям впливають на збільшення коефіцієнту буксування, через кривизну функціоналу $\delta = f(P_{кT})$.

При виконанні технологічної операції на ходову систему з боку ґрунту виникають коливальні сили впливи через наявність ґрунтових утворень, що не піддаються обробці, як результат, формується ударний процес взаємодії шин з опорною поверхнею. Інтенсифікація такого процесу викликає підвищення енергетичних витрат на самопересування транспортно-технологічних агрегатів, як силових так, і кінематичних. При роботі

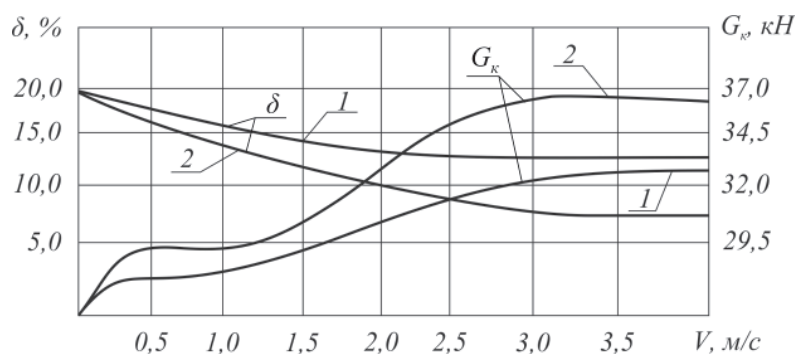


Рис. 2. Зміна вертикальних динамічних навантажень G_k і буксування δ переднього (1) і заднього (2) мостів трактора для різних швидкісних режимів експлуатації

агрегату на різних швидкостях взаємодію рушіїв трактора з опорною поверхнею доцільно представити, як функціонал від швидкості агрегату, що дозволить отримати характеристики рівня силового імпульсу взаємодії шин і ґрунту.

При коливаннях сили тяги на гаку, які зумовлені коливаннями крутного моменту двигуна та опору технологічної машини (сільськогосподарського знаряддя), в межах $\bar{P}_{kT} \pm \Delta P_{kT}$, коефіцієнт буксування буде пропорційно змінюватись та мати максимальне $\delta_{\max}$ та мінімальне $\delta_{\min}$ значення. За умови постійної маси на малому інтервалі руху, оскільки маса транспортно-технологічного агрегату змінюється за лінійною залежністю, буксування є функцією $\delta = f(\Delta P_{kT})$. Виявляється, що середній, або динамічний коефіцієнт буксування $\delta_{\text{сеп}} = \delta_{\text{дин}} = \frac{1}{2}(\delta_{\max} + \delta_{\min})$ буде більше, ніж при режимі з постійним навантаженням δ_o при $P_{kT} = \bar{P}_{kT}$ (Kalinin et al., 2016).

При цьому приріст коефіцієнта буксування при $\Delta P_{kT} = \text{const}$ не має постійного характеру, оскільки залежить від частоти коливання силових впливів, що формують частотні характеристики коливання відповідної сили.

З ростом частоти коливань ω інерційність коливальної системи «трактор на еластичних пневматиках + технологічна машина» призведе до зменшення розмаху коефіцієнту буксування $\Delta \delta$. Тобто можна вважати, що основною причиною збільшення розмаху буде амплітуда коливання відповідної сили.

Довести оговорене твердження можна з використанням математичної моделі навантаження трактору зусиллям на гаку, яка описує переміщення у просторі (Kalinin et al., 2016):

$$\begin{cases} M_{\text{де}} - ((2P_{\text{д}} + 2P_{\text{т}})/\eta_{\text{мп}} i_{\text{мп}}) \cdot r_{\text{д}} = \ddot{\Phi} \cdot (J_{\text{м}} + 2J_{\text{к}}/i_{\text{мп}}^2); \\ 2P_{\text{д}} - (P_{\text{кТ}} + 2P_{\text{т}}) = m_{\text{т}} \cdot \ddot{x}_{\text{т}}; \\ P_{\text{д}} - P_{\text{с}} = m_{\text{с}} \cdot \ddot{x}_{\text{с}}, \end{cases} \quad (6)$$

де $J_{\text{м}}$ – приведений момент інерції маховика; $J_{\text{к}}$ – момент інерції ведучого колеса трактора; Φ – кут повороту колінчастого валу двигуна; $P_{\text{д}}$ – дотичне зусилля, що є корисною складовою теоретичної дотичної сили

ведучого колеса; $P_{\text{т}}$ – сила опору кочення; $M_{\text{де}}$ – момент на колінчастому валу двигуна; x – позовжнє переміщення трактора; $\eta_{\text{мп}}, i_{\text{мп}}$ – ККД та передаточне число трансмісії трактора; $P_{\text{с}}, \dot{x}_{\text{с}}$ – сила опору та швидкість позовжнього зминання ґрунту; $r_{\text{д}}$ – динамічний радіус ведучого колеса; $m_{\text{с}}$ – маса ґрунту, що зминається.

Результати розрахунків буксування трактора (Kalinin et al., 2016), свідчать про те, що динамічний коефіцієнт буксування підвищується через кривизну кривої буксування при низькочастотних коливаннях зусилля на гаку до 1,9 Гц. Подальше збільшення частот коливання веде до зменшення розмаху коефіцієнту буксування.

Результати досліджень. Більш глибоке вивчення динамічних процесів навантаження трактора в складі транспортно-технологічного агрегату дозволяє констатувати, що приріст динамічного коефіцієнта буксування через не лінійність кривої буксування залежить від величини ΔP_{kT} ; динамічний коефіцієнт буксування зростає зі збільшенням амплітуди коливань ΔP_{kT} , при цьому збільшення частоти коливань ΔP_{kT} (за рахунок зміни фізико-механічних властивостей ґрунту і рельєфу опорної поверхні) зменшує розмах коливань, як наслідок, знижує динамічний коефіцієнт буксування $\delta_{\text{дин}}$. При збільшенні швидкості руху частота коливань буде пропорційно збільшуватися через збільшення частоти наїзду трактора на перешкоду, що викликає збільшення розмаху коливань навантаження та коефіцієнту буксування.

Дія цих факторів визначає закономірність коливання $\delta_{\text{дин}} = f(\omega)$. Сила тяги на гаку складається з постійної (сталої) складової P_{kT} , яка врівноважена складовими рівняння тягового балансу та додаткової складової ΔP_{kT} , яка викликає коливання дійсної швидкості руху та буксування (рис. 3).

Середню частоту коливань додаткової складової та її амплітуду можна визначити за спектральною щільністю (рис. 4) сили тяги на гаку P_{kT} :

$$A_{P_{kT}} = 1,5 \sqrt{S(\omega) d\omega}. \quad (7)$$

Якщо врахувати, що маса ґрунту $m_{\text{с}}$, достатньо мала, то систему рівнянь (5) приведемо до двомасової системи:

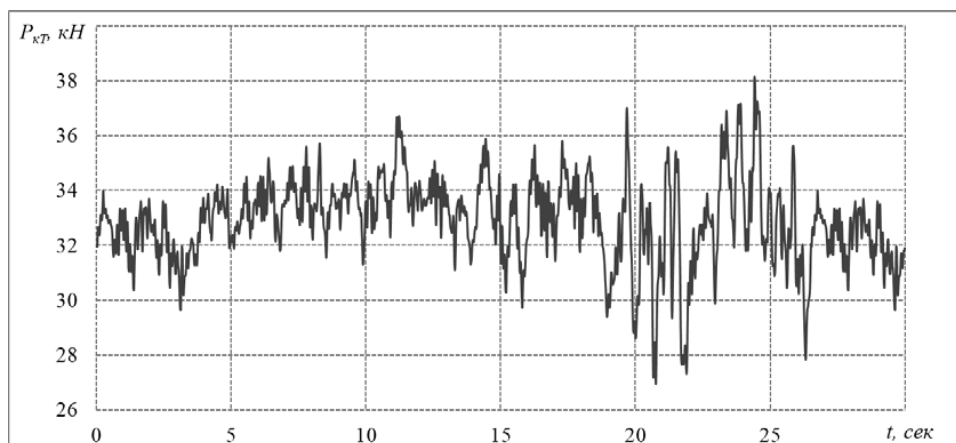


Рис. 3. Динаміка зміни сили тяги на гаку P_{kT} при виконанні технологічної операції рослинництва

$$\begin{cases} \dot{\delta} = \frac{(P_{kT} + P_f) - 2P_e}{m_i \dot{\phi}} \cdot \frac{i_{mp}}{r_o} + \frac{1 - \delta}{\dot{\phi}} \cdot \ddot{\phi}, \\ \ddot{\phi} = \frac{1}{J_M + \frac{2J_K}{i_{mp}^2}} \left(M_{\partial e} - \frac{(2P_o + 2P_f)}{\eta_{mp} i_{mp}} r_o \right). \end{cases} \quad (8)$$

Розв'язок системи рівнянь дозволяє отримати розрахункову інтерпретацію значень коефіцієнта буксування трактора при навантаженні його змінною силою тяги на гаку (рис. 5).

За результатами математичної обробки, середнє значення динамічного коефіцієнта буксування складає 12,48% при розмаху коливань 30,3. Тобто, через нелінійність залежності $\delta = f(P_{kT})$ розрахункове середнє значення динамічного коефіцієнта буксування вище коефіцієнта буксування трактора при роботі з постійним зусиллям на гаку.

Оскільки виявлено, що динамічний коефіцієнт буксування буде більшим коефіцієнта буксування трактора при роботі з постійним зусиллям на гаку, то при визначенні моменту підключення активних коліс необхідно базуватися саме на $\delta_{дин}$.

Таким чином, при виконанні транспортно-технологічного процесу P_{kT} можна розглядати, як суму постійного значення $\bar{P}_{kT}$ та додаткового функціоналу $\pm \Delta P_{kT}$, на який впливають нерівності рельєфу опорної поверхні та динамічні складові руху агрегату. Нестационарність P_{kT} забезпечує формування коефіцієнту буксування, як випадкового (стохастичного) процесу, який може бути

зведений апроксимовано за умови урахування оператора $\delta = f(P_{kT})$.

При моделюванні буксування встановлено, що зі збільшенням амплітуди коливань P_{kT} динамічний коефіцієнт буксування зростає, а при збільшенні частоти, за рахунок демпфуючих властивостей колісного еластичного рушія, зменшується.

При оцінці втрат енергії транспортного агрегату при усталеному русі необхідною складовою є врахування втрат потужності на динамічний коефіцієнт буксування.

Висновки. З позиції енергозбереження при русі агрегату в транспортному режимі по твердому покритті, доцільності у використанні додаткових ведучих коліс немає, виключенням є лише режим втрати зчеплення та повне буксування коліс, умовою підключення активних коліс на бездоріжжі (на поверхні з недостатньою несучою здатністю) є наявність буксування рушіїв $\delta \geq 15, 12, 9\%$ для тракторів 1.4, 3, 5 тягового класів, відповідно.

Оскільки виявлено, що динамічний коефіцієнт буксування буде більшим коефіцієнта буксування трактора при роботі з постійним зусиллям на гаку, то при визначенні моменту підключення активних коліс, необхідно базуватися саме на $\delta_{дин}$. Значення динамічного коефіцієнту буксування базується на сталій складовій $\bar{P}_{kT}$, яка визначається допустимим значенням коефіцієнту буксування трактора, залежить від технологічного процесу, тягового класу і швидкості руху агрегату та динамічній складовій цієї сили.

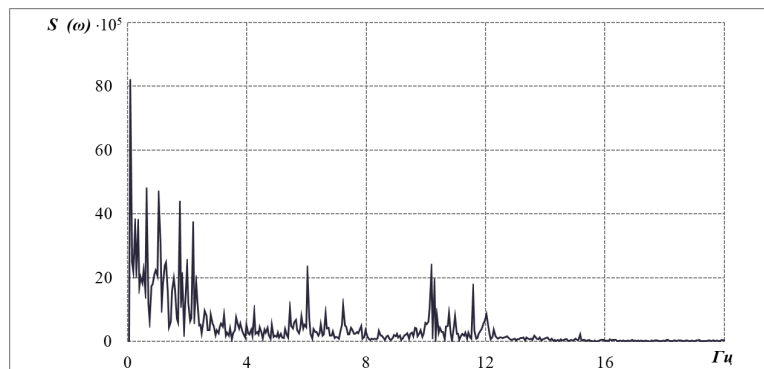


Рис. 4. Спектральна щільність сила тяги на гаку P_{kT}

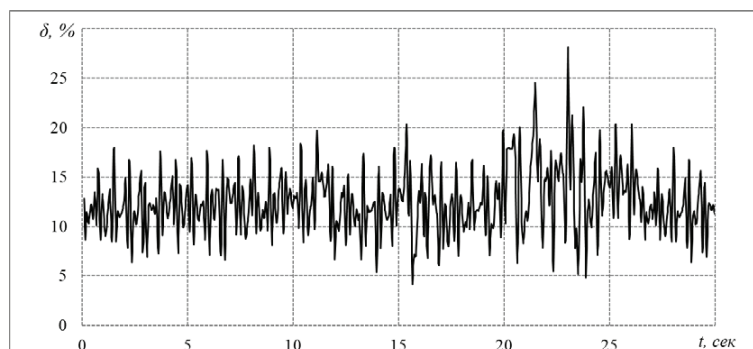


Рис. 5 Буксування трактора ХТЗ сформоване змінною силою тяги на гаку

Бібліографічні посилання:

1. Antoshchenkov R.V. (2017): *Dynamika ta enerhetyka rukhu bahatoelementnykh mashynno-traktornykh ahrehativ*. [Dynamics and energetics of motion of multi-element machine-tractor units]: monohrafiia. Kharkiv., Miskdruk. 244 p. (in Ukrainian) .
2. Antoshchenkov R.V., Antoshchenkov V.M., Karshin D.V. (2015): Analiz eksperymentalnykh doslidzhen dynamiky buksuvannia rushiiv husenychnykh ta kolisnykh traktoriv. [Analysis of experimental studies of the dynamics of skidding of crawler and wheeled tractor engines]. Pr. Tavr. derzh. ahrotekhnol. un-tu. Vol. 15 (3), P. 80–85. (in Ukrainian) .
3. Chaplinskyi Andrii, Nadykto Volodymyr (2024): Research of the plowing quality with a unit based on a modular traction-transportation vehicle. E3S Web of Conf. 508, 08002. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202450808002>.
4. Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Maltsev V.P (2016): Vplyv nestatsionarnosti hakovoho navantazhennia na buksuvannia rushiiv kolisnogo traktora. [The influence of hook load unsteadiness on the slippage of wheeled tractor drives]. Systemy obrobky informatsii. Kharkov: KhUPS. Vol. 5(142), P. 27–30. (in Ukrainian) .
5. Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Poliashenko S.O. (2016): Doslidzhennia horyzontalno-poperechnykh kolyvan napivprychepu. [Research on horizontal-transverse vibrations of a semi-trailer]. Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Vol. 169, P. 155–161. (in Ukrainian) .
6. Kalinin, Ye. (2020): Analiz dynamiky transportno-tekhnolohichnykh ahrehativ yak system zminnoi masy. [Analysis of the dynamics of transport and technological units as variable mass systems]. Inzheneriia pryrodokorystuvannia (2(12), P. 38–43. <http://journal.khntusg.com.ua/index.php/enm/article/view/155> (in Ukrainian) .
7. Karelina Mariya, Rakov Vyacheslav, Ershov Vladimir, Klimenko Viktor (2021): A hybrid drive system for off-rovers with a powered trailer to be used in the Arctic Region, Transportation Research Procedia, 57, 285–290. <https://doi.org/10.1016/j.trpro.2021.09.053>.
8. Lebedev S. (2016): Pidvyshchennia ahroekolohichnykh yakosti silskohospodarskykh kolisnykh traktoriv. [Improving the agroecological qualities of agricultural wheeled tractors]. Tekhnika i tekhnolohii APK. Vol. 1, P. 16–21. (in Ukrainian) .
9. Nadykto V. (2016): Vyznachennia maksimalnogo buksuvannia kolisnykh rushiiv z urakhuvanniam obmezhenia yikh tysku na grunt. [Determination of maximum slippage of wheeled drives taking into account the limitation of their pressure on the ground]. Tekhnika i tekhnolohii APK. Vol. 10, P. 34–38. (in Ukrainian) .
10. Shuliak, M. L., Lebedev, A. T., Raputa, V. V., & Murchych, M. M. (2024): Enerhozberezhennia transportno-tekhnolohichnykh ahrehativ zminnoi masy pry vykonanni tekhnolohichnykh operatsii roslinnytstva. [Energy saving of transport-technological units of variable mass when performing technological operations in crop production]. Visnyk Sumskoho natsionalnogo ahrarnoho universytetu. Seriya: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv, № 4 (58), 81–88. <https://doi.org/10.32782/msnau.2024.4.12> (in Ukrainian) .

Shuliak. M. L., Doctor of Technical Science, Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Lebedev A. T., Doctor of Technical Science, Professor, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Sukhanov O. O., PhD student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Labetskyi I. G., PhD student, Sumy National Agrarian University, Sumy, Ukraine

Determination of the switching on moment of the active wheels of a technological machine from the position of energy conservation

The article considers the problems of increasing the efficiency of transport and technological units by more fully using the power of their engines. When a module with a variable mass (hopper, trailer-loader, container, etc.) is included in the composition of the combined unit, it is not possible to achieve a constant level of loading of the tractor engine, since at the beginning and end of the technological operation the mass of the load will be different, therefore one of the interesting ways to solve this problem is to use active drive wheels of the technological machine (trailer). Given that for a transport and technological unit, the use of active wheels of a technological machine (trailer) is effective only for part of the working time, it is advisable to determine the boundary conditions for connecting (disconnecting) active wheels from the standpoint of energy saving. The determining parameter for connecting active wheels can be the slippage of the tractor propellers, but during operation the transport and technological unit is subjected to significant dynamic influences, therefore, when determining the slippage coefficient and its limit values, it is advisable to take into account the dynamic component. The dependences of the change in the slippage of an all-wheel drive tractor when changing the vertical dynamic loads of its axles at different speeds of movement have been determined. It has been found that when the unit is accelerated, the intensity of the increase in the dynamic loads of the rear axle is greater than that of the front; and slippage is vice versa. With fluctuations in longitudinal forces, which are caused by fluctuations in engine torque and resistance of the technological machine (agricultural implement), within $\bar{P}_{kT} \pm \Delta P_{kT}$, the slip coefficient will change proportionally and have a maximum $\delta_{\max}$ and minimum $\delta_{\min}$ value. At the same time, the increase in the slip coefficient at $\Delta P_{kT} = \text{const}$ is not constant, since it depends on the frequency of oscillation of the force influences that form the frequency characteristics of the oscillation of the corresponding force. Since it was found that the dynamic slip coefficient will be greater than the tractor slip coefficient when working with a constant force on the hook, when determining the moment of switching on the active wheels, it is necessary to base it on the δ_{dyn} .

Key words: transport and technological unit, active wheels, technological machine, dynamic parameters, wheel slippage.