

А.Т ЛЕБЕДЕВ, М.Л. ШУЛЯК, А.П. ХОЛОДОВ

ДИНАМІЧНИЙ МЕТОД ОЦІНКИ ПРАЦЕЗДАТНОСТІ ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ

У статті викладено динамічні методи оцінки працездатності тракторного агрегату, обґрунтовані залежності перехідних процесів трактора при неусталеному режимі роботи. Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку можливості виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Запропоновано оцінювати працездатність трактора при зміні його технічного стану величиною і напрямом відхилення центра ваги реального перехідного процесу від еталонної моделі Представлені експрес-методи діагностування рульового керування і гальмівних систем трактора.

Ключові слова: трактор, працездатність, динамічний метод, рульове керування, гальма, діагностування, експрес-метод

A. LEBEDEV, M. SHULIAK, A. KHOLODOV

DYNAMIC METHOD OF EVALUATING THE PERFORMANCE OF A TRACTOR UNIT

The article presents dynamic methods for assessing the performance of a tractor unit, substantiates the dependence of transient processes of a tractor in an unsteady mode of operation. The performance of tractor units provides for an assessment of the ability to perform the specified functions that meet the requirements of regulatory and technical documentation. It is proposed to evaluate the performance of the tractor units when its technical condition changes by the magnitude and direction of the deviation of the center of gravity of the real transient process from the reference model. Express methods for diagnosing the steering and braking systems of a tractor are presented.

The proposed express method of diagnosing the steering of the tractor allows you to carry out diagnostics with the least amount of time without the presence of a special platform. For diagnosing brake systems of tractors, a new indicator - the growth rate of deceleration - has been proposed as a diagnostic tool.

Keywords: tractor, performance, dynamic method, steering, brakes, diagnostics, express method

Вступ. Працездатність тракторних агрегатів передбачає оцінку та можливість виконувати задані функції, що відповідають вимогам нормативно-технічної документації. Розв'язання даного питання особливо актуальне для України, енергонасиченість господарств якої тракторами (потужність тракторних двигунів на 100 га орної землі) у 3...5 разів менша ніж у передових країн.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Основною ефективною експлуатації тракторних агрегатів є забезпечення працездатності тракторів, до функціональних параметрів яких віднесені тягово-енергетичні властивості, динамічні показники, керованість і т.д. [1, 2, 3]. Технічний стан трактора оцінюється в процесі діагностування сукупністю якісних і кількісних характеристик його властивостей. При цьому немає можливості оцінити взаємозв'язок технічного стану трактора з його функціонуванням, тобто працездатністю [3]. Під час функціонального діагностування використовуються тільки робочі дії, які надходять до трактора в процесі його експлуатації. Експлуатаційні допуски на контрольовані параметри трактора визначають ефективність його функціонування, тобто працездатність. При цьому основними кількісними характеристиками служать встановлені допуски на рівень і точність налаштування по контрольованому (технологічному, енергетичному, технічному, техніко-економічному або ергономічному) параметру, а також контрольні допуски, що визначають межі параметра, перевищення яких в процесі експлуатації призводить до втрати працездатності трактора. Запропоновано [4, 5], припустимі режими роботи трактора оцінювати за динамічним станом, тобто прискорення виходу реєстрованих параметрів за межі встановлених допусків.

Мета та постановка задачі. Вирішення оговорених проблем передбачає обґрунтування динамічного методу оцінки працездатності тракторних агрегатів, який базується на аналізі перехідних процесів при неусталеному режимі роботи.

Результати досліджень. Тракторні агрегати відносяться до динамічних систем, математичні моделі яких відображають взаємозв'язок між вихідними і вхідними впливами, їх похідними і інтегралами [5]. Динамічні властивості тракторних агрегатів суттєво залежать від параметрів основних елементів (деталей, агрегатів і т.д.), контроль технічного стану яких може бути виконаний шляхом аналізу їх динамічних характеристик. Відомо [5, 6, 7], що динамічні властивості тракторних агрегатів оцінюються аперіодичними, коливальними сполученнями аперіодичної і інерційної ланки і т.д.

При цьому оцінюючи поступальний рух тракторного агрегату відзначено суттєві зміни коефіцієнтів диференційного рівняння (постійна часу, коефіцієнти посилення і т.д.) від швидкості руху агрегату, технічного стану складових елементів і т.д.

При розв'язанні практичних задач підвищення працездатності тракторних агрегатів важливе значення має забезпечення стабільності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій працездатності можна записати у вигляді:

$$I = LF[\beta(t, h)]; \quad t \in [t_0, t_s], \quad (1)$$

де L - лінійний оператор, F - позитивно визначена функція, β - вектор відхилення параметру стану, що визначається як різниця між дійсним (S) та номінальним (S_n) векторами стану, $h_i = (h_{i_1}, h_{i_m})$ - m -мірний вектор параметрів, що регулюються при технічному обслуговуванні тракторного агрегату.

При відновленні працездатності тракторного агрегату за динамічними параметрами, наприклад, по забезпеченню його стійкого руху під час гону, розв'язується задача забезпечення номінальних параметрів перехідного процесу при обуреннях. В цьому випадку критерій працездатності записується у вигляді:

$$I_s = \int_{t_0}^{t_f} F[\beta(t, h), a_s(t)] dt, \quad (2)$$

де $a_s(t)$ - акцентуючі функції, призначення яких акцентувати відхилення параметру стану S .

Якщо параметр стану S реального тракторного агрегату відхиляється від номінального значення $\beta \neq 0$, то можна стверджувати, що його технічний стан зміниться пропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної характеристики $y_n = y(t, \beta)$ від еталонної $y_e = y(t, 0)$ (рис.1).

Твердження 1 (параметр стану β для монотонних y_n, y_e) Для монотонних $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, визначається величиною та напрямком відхилення центру тяжіння площини

$$I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt \quad \text{від площини} \quad I_e = \int_0^{\infty} y_e(t) dt.$$

Доказ 1 Інтегральні оцінки $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt$ та $I_e = \int_0^{\infty} y_e(t) dt$ дорівнюють площині перехідного процесу (рис.1, а) при інтегруванні в межах $0 < t < \infty$. Тоді інтегральні оцінки: $I_{n0} = \int_0^{\infty} t y_n(t) dt = f(a_n) = f(y_n, t_n)$ та $I_{e0} = \int_0^{\infty} t y_e(t) dt = f(a_e) = f(y_e, t_e)$, де a_n та a_e - центри тяжіння площини фігури $y_n = y(t, \beta)$ з координатами y_n, t_n і $y_e = y(t, 0)$ з координатами y_e, t_e будуть характеризувати моменти площини перехідного процесу y_n та y_e відносно початку координат. В цьому випадку оскільки β характеризує відхилення $y_n = y(t, \beta)$ від $y_e = y(t, 0)$, то відношення

$\frac{I_{n0}}{I_{e0}} = \frac{f(a_n)}{f(a_e)} = \frac{f(y_n, t_n)}{f(y_e, t_e)}$ буде характеризувати відхилення параметру стану β , тобто технічний стан тракторного агрегату.

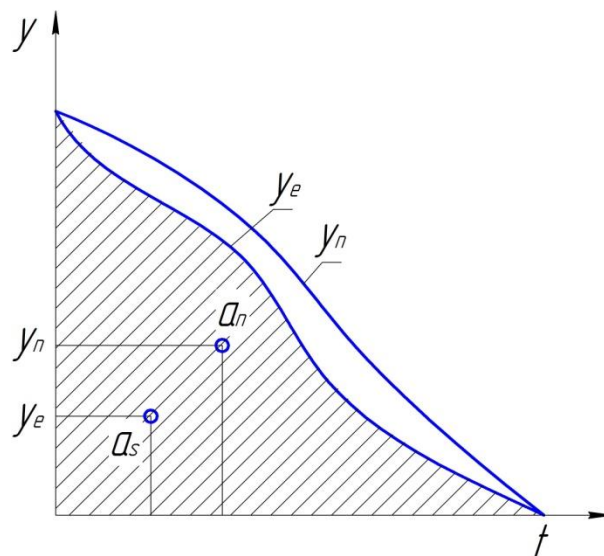
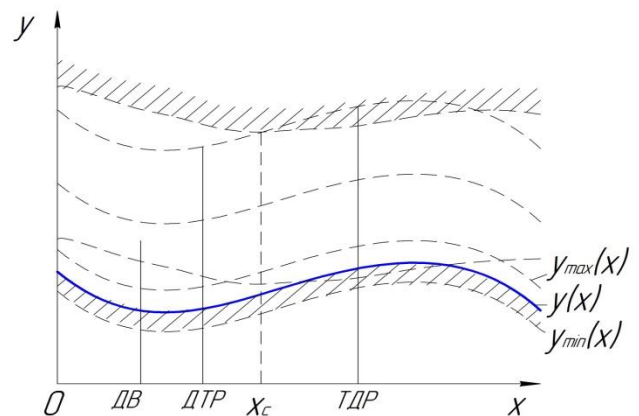


Рис. 1 – Інтегральні оцінки монотонного перехідного процесу $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$

Зі зміною технічного стану тракторного агрегату центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується на деяку величину $l_{a_1}, l_{a_2}, \dots, l_{a_n}$. Наприклад. При оцінці тракторного агрегату на орних роботах по критерію стійкості його руху на гоні розглядається поєднання монотонних перехідних процесів відхилення напрямку руху від заданої траєкторії і повернення його на необхідну траєкторію (рис.2).



а



б

Рис. 2 – увід трактора ХТЗ-17221 на одних роботах від прямолінійного руху без впливу тракториста:

а та б – відхилення (Y) напрямку руху тракторного агрегату на гоні (X); ДВ – дозволене відхилення; ДТР, ТДР – траєкторія руху дійсна та дозволена; X_c – довжина гону, при якій відбувається звалювання в борозну.

При виконанні колісним трактором орних робіт відстань між кромкою борозни попереднього проходу і колесом повинна бути не менше 200 мм ($y=0,2$ м). Дійсна агротехнічна вимога для трактора ХТЗ-17224 при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35 виконується при оранці

на глибину 25...27 см і швидкості руху $V = 8.5$ км/год на довжині гону $X_H = 17,2$ м при коефіцієнті витоків робочої рідини у гідрооб'ємному рульовому керуванні $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-3}$ м³/с (номінальний технічний стан) та $X_H = 15,2$ м $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с (граничний технічний стан).

Повернення тракторного агрегату на початкову траєкторію при $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с виконується за час $t_n = 7,0$ с, при $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с – за $t_n = 9,0$ с. (рис.3).

Зі зміною технічного стану гідроагрегатів рульового керування трактора центр тяжіння реальної перехідної характеристики (a_n) зміщується на деяку величину $l_{a_1}, l_{a_2}, \dots, l_{a_n}$. Наприклад, для перехідного процесу повернення тракторного агрегату на вихідну траєкторію руху при номінальному технічному стані рульового керування (еталонна модель) центр тяжіння інтегральної оцінки перехідного процесу характеризується параметрами $a_{e-x} = 12$ м, $t = 4,4$ с (рис.3).

При підвищенні витікання робочої рідини у гідроприводі рульового керування до гранично допустимого значення параметри центру тяжіння мають нові значення $a_{e-x} = 10$ м, $t = 6,0$ с. При оцінці працездатності тракторного агрегату і його елементів, динамічні якості яких характеризуються монотонним перехідним процесом, необхідно при ремонті і технічному обслуговуванні забезпечити мінімальне відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонного. Наприклад, для забезпечення працездатності тракторного агрегату по стійкості руху під час гону необхідно виконати першочергові операції по технічному обслуговуванню гідроприводу рульового керування трактора.

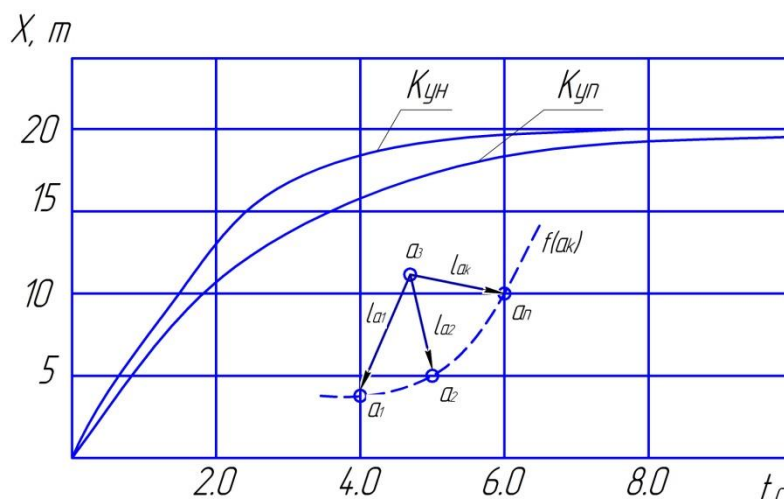


Рис. 3 – Перехідний процес (t) повернення на довжині гону (X) агрегату ХТЗ - 17244+ ПЛН-5-35 на початку траєкторію в залежності від витоків рідини (K_{yn}) у гідроприводі рульового керування: a_e, a_n – центри тяжіння перехідної характеристики еталонної ($K_{yn} = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с) і реальної $K_{yn} = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с

Технічний стан тракторного агрегату з коливальним переїзним процесом прагне до нуля (рис.4).

Твердження 2 (параметр стану β для коливальних y_n та y_a).

При коливальних $y_n = y(t, \beta)$ та $y_a = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан тракторного агрегату, прагне до нуля ($\beta \rightarrow 0$).

$$\{j_1\}_{K=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_2=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty, \quad (3)$$

Доказ: припустимо тракторний агрегат має коливальний перехідний процес $y_e = y(t, 0)$ другого порядку з передатною функцією $W_e(p) = K / (T^2 p^2 + 2\xi_e T p + 1)$, де K, T – коефіцієнт посилення і стала часу тракторного агрегату, ξ_e – коефіцієнт демпфування.

Для еталонної $y_e = y(t,0)$ зображення перехідної функції має вигляд $y_e(t) = \frac{T^2 P + 2\xi_e T_p}{T^2 p^2 + 2\xi_e T_{p+1}}$

, а лінійні інтегральні характеристики

$$I_{0e} = 2\xi_e T; T = \frac{m_1(4\xi_e^2 K_1 + 1)}{1 + 4\xi_e^2 K_1(1 + K_1)}, \quad (4)$$

Функціонал I_e при фіксованому значенні K_1 з приростом ξ_e монотонно збуває, а при значеннях $K_1=K_2=0,5$, $\xi_e = 0,7$ приймає значення $\{j_e\} K_1 = K_2 = 0,5 = 0,4$. В цьому випадку при $I_{2e} = \infty$ та $j_1 = j_{2e}$, $j_2 = j_{2e}$ отримаємо:

$$\{j_1\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_1\}_{K_1=0,5}}{I_0} = 0,4; \{j_2\}_{K_1=0,5} = \frac{\{I_2\}_{K_2=0,5}}{I_0} = \infty, \quad (5)$$

тобто $y_n = y(t,\beta)$ ідентичний $y_e = y(t,0)$, а значить $\beta = 0$.

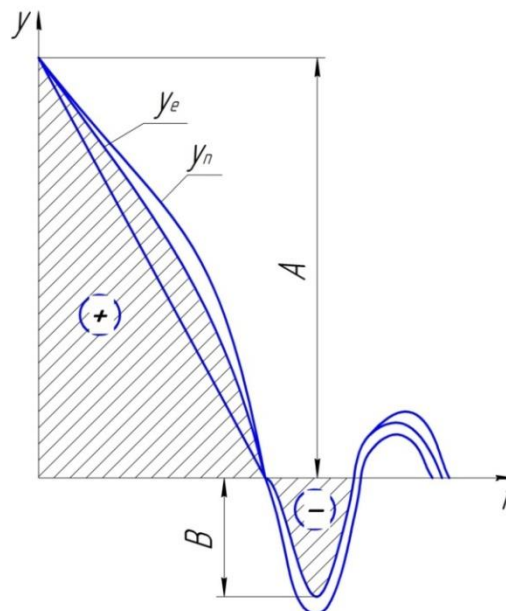


Рис. 4 – Інтегральні оцінки коливального перехідного процесу $y_n = y(t,\beta)$ та $y_e = y(t,0)$

У якості прикладу за твердженням 2 визначимо параметри коливального перехідного процесу $y_n = y(t,\beta)$ руху тракторного агрегату, при якому даний процес буде ідентичний еталонному $y_e = y(t,0)$, тобто $\beta = 0$. Наприклад, для тракторного агрегату з передаточною функцією $W(p) = K/(p^3 + Ap^2 + Bp + 1)$ необхідно визначити параметри A і B , при яких $y_n = y(t,\beta)$ буде ідентична $y_e = y(t,0)$ з коефіцієнтом згасання $0,7 < \xi_e < 1,0$.

Оціночні критерії порівняння коливальних перехідних процесів $y_n = y(t,\beta)$ та $y_e = y(t,0)$ запишемо у вигляді (рис.4):

$$A = \frac{B^2}{2} - \frac{2}{B}; \quad A = \frac{B^2}{4} + \frac{2}{B}, \quad (6)$$

Таким чином, якщо для $y_n = y(t,\beta)$ параметри $A=2,4$ та $B=2,5$, то можливо стверджувати, що перехідний процес тракторного агрегату, що розглядаємо, y_n ідентичний еталонній моделі y_e . В подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами A , B та β , можна

визначити за параметрами A , B відхилення параметра стану β від еталонної перехідної характеристики.

Інтегральний критерій працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні шляхом вибору $h_i = (h_1, \dots, h_m)$ – m -мірного вектору параметрів, що регулюються, максимальне наближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану β до еталонної моделі.

Працездатність тракторного агрегату при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямком відхилення центру тяжіння реального перехідного процесу від еталонної моделі, що приводить до підвищення енергозатрат трактора на виконання технологічного процесу.

Міжнародним Кодексом стандартів ОЕСР [2] регламентовані випробування трактора з оцінювання потужності і витрат палива під час розгону трактора в складі агрегату і нестабільній частоті обертання двигуна. У Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого були проведені експериментальні дослідження трактора ХТЗ-17224 на луценні стерні з метою оцінки його енергозатрат при розгону. Випробування проводились за стандартом Міністерства агропромислового комплексу та продовольства України СОУ УкрНДПВТ ім. Л.Погорілого 71.2-37-046043090-017:2015, розробленого під науковим керівництвом автора цієї статті.

При агрегуванні трактора ХТЗ-17224 з ґрунтообробним агрегатом ДЛМ-5 при луценні стерні витрати енергії при розгону на початку гону дорівнює $E_{\text{атр}}=16,4$ МДж. На тракторі ХТЗ-17224 перемикання передач в діапазоні роботи швидкостей агрегату забезпечується на ходу без витрат часу на зупинку та розгін, внаслідок чого затрати енергії на неусталений режим руху визначається затратами енергії на розгін на початку гону (рис.5).

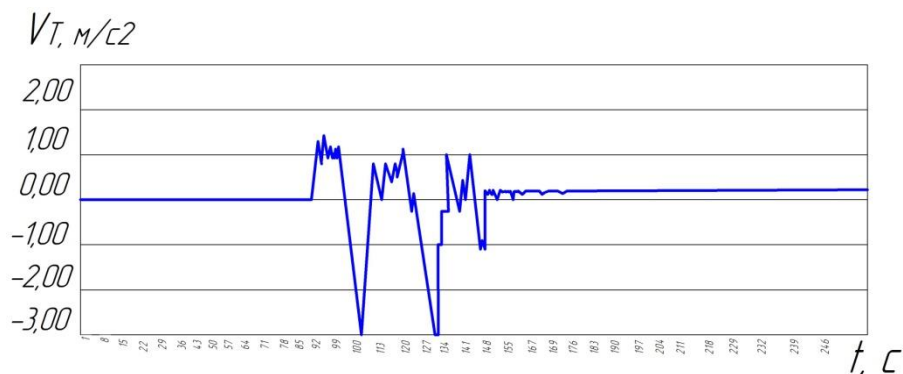


Рис.5 – Тахограма поздовжніх прискорень V_T при русі та гоні агрегату ХТЗ-17224+ДЛМ-5 за час t

Аналіз даної тахограми показує, що прискорення розгону агрегату ХТЗ-17224+ДЛМ-5 має коливальний перехідний процес. Додаткові витрати енергії на обробку 1 га стерні при довжині гону 1000м будуть становити $E_{\text{затр.}}=32,8$ МДж, що еквівалентно 0,76 кг/га дизельного палива. При річному об'ємі виконання робіт в межах 1000 га на луценні стерні, передпосівній підготовці ґрунту, посіву озимих культур, тощо, трактором серії ХТЗ-170 можна отримати економію дизельного палива в межах 760 кг за рахунок зниження додаткових енерговитрат на неусталений режим його роботи.

Пропонується (Твердження 2) для рішення проблеми зниження додаткових енерговитрат тракторів серії ХТЗ-170 при технічному обслуговуванні забезпечення максимального наближення реального перехідного процесу при відхиленні параметра його стану до еталонної моделі.

Поздовжні прискорення характерні для несталого руху тракторного агрегату на гоні підтвердженні при експериментальних дослідженнях ґрунтообробного агрегату JohnDeere + JohnDeere 637 (рис.6) [9].

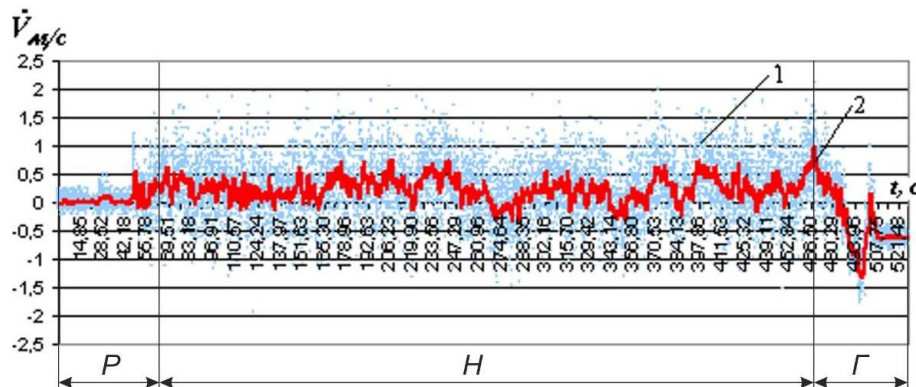


Рис. 6 – Графік поздовжніх прискорень агрегата John Deere 8430 + John Deere 637 на довжині гону 1400 м:

1 – масив експериментальних значень прискорень; 2 – відфільтровані значення прискорень.
Режими руху: P – розгін; H – несталий; Г – гальмування

Розглядаючи поздовжній рух агрегату JohnDeere 3430 + JohnDeere 637 можна відзначити його збурений рух на етапах розгону, несталого руху і гальмування. У цьому випадку додаткові витрати енергії пропонується оцінювати по залежності

$$E_{az} = \int_0^{\infty} N_{az}(t) dt, \quad (7)$$

де $N_{az}(t) = m_{az} \frac{dV_{az}}{dt} V_{az}(t)$ – потужність, яка необхідна для руху агрегату; m_{az} , V_{az} – відповідно маса та швидкість руху агрегату.

Доведено, що додаткові витрати енергії під час несталого руху агрегату на гоні складають 2-3% від загальних енерговитрат.

Визначення зазначених додаткових енерговитрат не передбачене нормативною документацією, внаслідок цього немає можливості обґрунтувати напрямки модернізації тракторних агрегатів та ефективної їх експлуатації.

Запропоновано оцінювати тягове зусилля на тягових колесах P_T і на гону P_{TK} трактора за залежностями [3]:

$$P_T = (m_T + m_{CT}) [\dot{v}_T(v) - \dot{v}_T^g(v)], \quad (8)$$

$$P_{TK} = m_T \left[\dot{v}_{Tf}(v) - \left(1 + \frac{m_T}{m_{CT}} \right) \dot{v}_T^g(v) \right], \quad (9)$$

де m_T, m_{CT} – маса трактора і сільгоспмашини відповідно; $\dot{v}_T(v)$, $\dot{v}_T^g(v)$ – лінійні прискорення агрегатів під час розгону і вибігу (вимкнена муфта зчеплення, нейтральна передача трансмісії) відповідно; \dot{v}_{Tf} – прискорення трактора під час дії сили опору коченню на колесах.

Отже, для визначення P_T за відомих m_T, m_{CT} оцінюється різниця $\dot{v}_T(v)$ і $\dot{v}_T^g(v)$; для визначення P_{TK} оцінюється прискорення розгону трактора за дії тільки опору коченню на колесах.

При монотонному перехідному процесі розгону тракторного агрегату зі зміною технічного стану для підвищення його працездатності при модернізації та технічному обслуговуванні

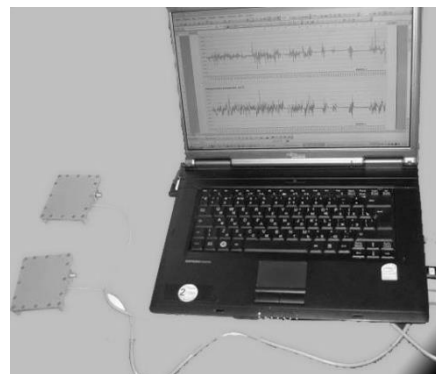
необхідно забезпечення мінімального відхилення центра ваги реального перехідного процесу - від еталонної моделі (твердження 1).

Міжнародним Кодексом стандартів ОЕСР [2] регламентовано випробовування тракторів за оцінкою їх керованості і гальмівних властивостей.

Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату, базується на аналізі його перехідних процесів при неусталеному режимі роботи, реалізовано в Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого при розробленні експрес-методів випробувань рульового керування і гальмівної системи тракторів [10]. Експериментальні дослідження проводили на тракторі загального призначення «Слобожанец» ХТА-200 з шарнірно-зчепленою рамою, що пройшов приймальні та сертифікаційні випробування. В якості вимірювального устаткування використовувався реєстраційно-вимірювальний комплекс, розроблений у Харківських університетах ХНАДУ і ХНТУСТ ім. П. Василенка при участі Харківської філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого [11]. Даний комплекс складається з лінійних акселерометрів і ноутбуку зі спеціалізованим програмним забезпеченням (Рис.7).



а)



б)

Рис. 7 – Випробувальне устаткування:

а – місце встановлення на тракторі акселерометра, б – загальний вид ноутбука

Згідно програм дослідження оцінки керованості та гальмівних властивостей трактора було встановлено, що достатньо використання одного акселерометра, зачепленого на задній напіврамі з лівого боку. Задня напіврама вибрана, оскільки на передній напіврамі на результат вимірювання істотний вплив чинить вібрація від двигуна і, як наслідок, підвищена складова методичної похибки і необхідність використання додаткових фільтрів сигналу акселерометра.

Експрес-метод випробувань рульового керування колісних тракторів. Колісні трактори загального призначення обладнуються в основному гідрооб'ємним рульовим управлінням, в яких зв'язок між рульовим і керованими колесами здійснюється гідравлічно.

Експериментально встановлено, що характер протікання процесу зміни лінійних прискорень при русі трактора і на нерухомому подібний. Тому, випробування проводиться на нерухомому тракторі, заздалегідь регламентуючи дорожнє покриття – сухий чистий асфальтобетон. Для нормування показника, вимірювання проводяться, як на справному тракторі, так і при моделюванні різних несправностей в системі рульового керування, наприклад, при зниженні тиску робочої рідини в гідросистемі.

Перехідний процес прискорення повороту трактора на місці може бути віднесений до монотонного процесу, за якістю якого оцінюється його технічний стан (твердження 1) (рис. 8).

В якості кваліметричних показників вибрані наступні параметри: час здійснення циклу повороту направляючих коліс, амплітуда прискорень, що виникають, площа під кривою прискорень.

Математична модель (узагальнена) експрес-методу:

$$f(\bar{t}; a_{\max \min}; S_a); S_a = \int_t a dt; \Delta_t; \Delta_a, \quad (10)$$

де \bar{t} – середній час повороту направляючих коліс, с; a_{\max} a_{\min} – максимальне і мінімальне значення прискорення, м/с^2 ; S_a – площа під кривою прискорень, м^2 ; Δt , Δa – абсолютна похибка вимірювання часу і прискорення, відповідно.

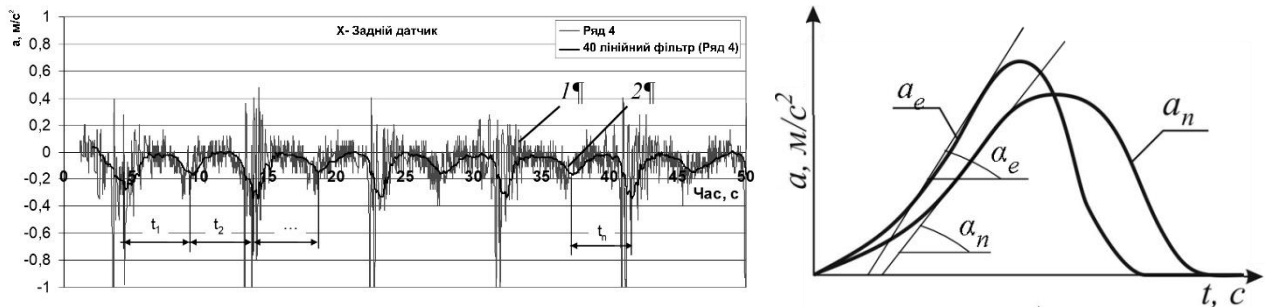


Рис. 8 – Перехідний процес прискорення (а) та розподіл прискорень (б) повороту на місці трактора ХТА – 200:

а – фрагмент результатів вимірювань (1 – масив вимірюваних даних; 2 – відфільтрований сигнал; t_n – час здійснення одного циклу повороту); б – розподіл прискорень (a_e , a_n , α_e , α_n – прискорення і кут крутизни перехідного процесу, відповідно, за номінального і реального технічного стану РК)

У загальному випадку, експрес-метод кваліметрії полягає в наступному:

- встановити направляючі колеса в крайнє ліве положення;
- ввімкнути вимірювальний комплекс;
- за допомогою рульового колеса зробити повні повороти направляючих коліс трактора по черзі з крайнього лівого положення у крайнє праве по 3 рази;
- зафіксувати результат.
- по номограмі визначити об'ємний коефіцієнт корисної дії гідрооб'ємного рульового керування.

При моделюванні несправностей було встановлено, що при несправностях гідронасоса (зменшення тиску) збільшується час здійснення повороту коліс. При перетіканні рідини в гідросистемі змінюється амплітуда прискорень і площа під ними.

Значення коефіцієнта варіації ($v=4,22\%$) при проведенні тестових впливів на рульове керування свідчить про високу узгодженість результатів вимірювань.

Для визначення об'ємного коефіцієнту корисної дії гідрооб'ємного рульового керування запропонована експериментально-розрахункова номограма, загальний вид якої показано на рис. 9. Слід сказати, що для різних класів тракторів вид номограми буде відповідно різним. Тому побудову таких номограм необхідно проводити на етапі дослідницьких визначальних випробувань. Дані заносити в технічну документацію.

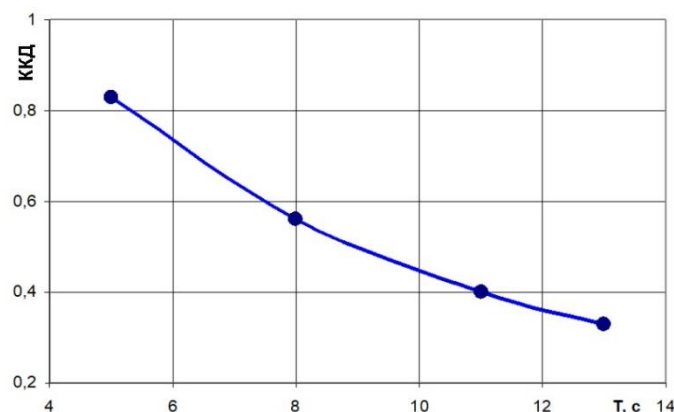


Рис. 9 – Загальний вид номограми для визначення об'ємного коефіцієнта корисної дії гідрооб'ємного рульового керування трактора

Таким чином, запропонований експрес-метод діагностування рульового керування шарнірно-зчеплених тракторів дозволяє без наявності спеціального майданчика проводити діагностування з якнайменшими затратами часу.

Експрес-метод випробувань робочих гальмівних систем тракторів. На тракторах високої потужності застосовують барабанні гальма з пневматичним приводом, у яких зусилля передається повітрям, що дозволяє розвивати великі гальмові сили за невеликого зусилля на педалі гальма. При випробуванні визначаються показники: темп наростання уповільнення, фізичний зміст якого – тангенс кута нахилу лінії в координатах «уповільнення-час» при наростанні тиску в приводі гальмової системи від нуля до максимального, кут відхилення поздовжньої вісі машини в кінці гальмування, бортова нерівномірність гальмівних сил і альтернативний критерій – абсолютне значення відхилення трактора при гальмуванні від прямолінійності.

У загальному випадку, експрес-метод діагностування полягає в наступному:

- встановити випробувальне устаткування на трактор і ввімкнути його;
- розігнати трактор до встановленої швидкості;
- здійснити екстрене гальмування;
- зафіксувати результат;
- за результатами констатувати поточний стан і дати рекомендації для подальшого діагностування.

Математична модель (узагальнена) експрес-методу

$$j_{уст}; \alpha; \psi; \Delta P_{T1}; \Delta P_{T2}; \psi = \iint_e j dt; \sigma; v, \quad (11)$$

де $j_{уст}$ – усталене сповільнення, m/c^2 ; α – кут нахилу прямої наростання уповільнення; ΔP_{T1} , ΔP_{T2} – бортова нерівномірність гальмівних сил на колесах передньої і задньої вісі, Н; ψ – кут відхилення подовжньої вісі машини; t – час здійснення гальмування, с; σ , v – середньоквадратичне відхилення і коефіцієнт варіації показників, що визначаються, відповідно.

Експериментальні дослідження проводилися на тракторі тягового класу з шарнірно-зчленованою рамою, що пройшов приймальні та сертифікаційні випробування.

Вимірювальне устаткування встановлювалось аналогічно рис. 7.

Отримані гальмівні діаграми (рис. 10) розділяються на ділянки: наростання уповільнення, стає уповільнення, зниження уповільнення. Кожна ділянка апроксимується відповідною кривою. Отримані в результаті декількох заїздів в умовах повторюваності гальмівні діаграми усереднюються. Таким чином, отримуємо близьку до ідеальної для даного випробовуваного трактора, «шліфовану гальмівну діаграму». Проводячи велику кількість випробувань на тракторі однієї моделі, отримуємо нормативні гальмівні діаграми з відповідними допусками на встановлені їй показники (темп наростання уповільнення, усталене уповільнення).

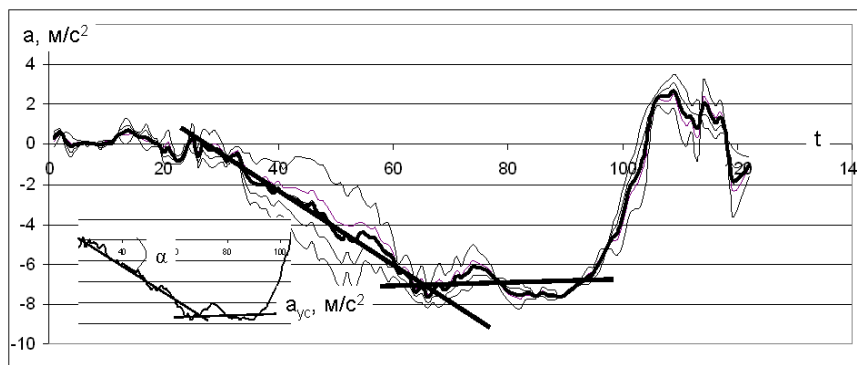


Рис. 10 – Гальмівні діаграми трактора

α – темп наростання уповільнення; a_{yc} – усталене середнє уповільнення

Для визначення темпу наростання уповільнення вимірювальним комплексом фіксується момент часу початку наростання уповільнення і момент часу його переходу в усталену фазу. Отримані криві зміни уповільнень в процесі його наростання апроксимуються прямою лінією і розраховується темп наростання уповільнення щодо його збільшення Δj за час наростання до часу наростання Δt .

Основою експрес-методу діагностування гальмівних систем є новий показник – темп наростання уповільнення.

Висновки. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату дозволяє забезпечити при технічному обслуговуванні регульованих параметрів максимальне приближення квадратичної інтегральної оцінки реального перехідного процесу при відхиленні параметра стану до еталонної моделі.

Працездатність трактора при зміні його технічного стану оцінюється величиною і напрямом відхилення центра ваги реального перехідного процесу від еталонної моделі.

Запропонований експрес-метод діагностування рульового керування трактора дозволяє без наявності спеціального майданчика проводити діагностування з якнайменшими затратами часу. Для діагностування гальмівних систем тракторів в якості діагностичного запропоновано новий показник – темп наростання уповільнення.

Список літератури:

1. ДСТУ 7463:2013. Сільськогосподарська техніка. Трактори сільськогосподарські. Класифікація показників [Чинний від 2014-01-01]. К., 2013, 11с (національний стандарт України).
2. OECD standard code for the official testing of agricultural and forestry tractor performance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
3. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных та допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов. Л.: Колос, 1978. 290с.
4. Савельев А.П. Диагностирование тракторов по динамическому состоянию машинно-тракторных агрегатов. Саранск: Изд-во Мор-дov.ун-та, 1993, 195с.
5. Динаміка транспортно-тягових колісних та гусеничних машин / Е.Е. Александров, Д.О. Волонцевич, В.А.Карпенко, А.Т. Лебедев, Е.А. Перегон, В.Б. Самородов, А.Н. Гуренко. Х: Видавництво ХТАДТУ (ХАДИ), 2001, 642с.
6. Коденко М.Н., Лебедев А.Т. Автоматизация тракторных агрегатов. М: Машиностроение, 1969, 196с.
7. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів, № 4, – 2016. с. 218-226.
8. СОУ 71.2-37-0460430090-017:2015. Сільськогосподарська техніка. Визначення тягових показників тракторів. Метод парціальних прискорень [Надано чинності: 01.01.2016]. Дослідницьке, 2015. 9с. (Стандарт УкрНДІОВТ ім. Л.Погорілого.).
9. Лебедев А. Сучасні проблеми теорії трактора. Техніка і технології АПК. 2021. № 1 (118). С.20-25.
10. Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Коробко А.І. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів. Харків: Вид-во «Міськдрук», 2018, 394с.
11. Метод парциальных ускорений и его приложение в динамике мобильных машин/ Н.П.Артемов, А.Т.Лебедев, М.А.Подригало и др. Под рук. М.А. Подригало. Харьков: Изд-во «Міськдрук», 2012, 220с.

References (transliterated):

1. DSTU 7463:2013. Silskohospodarska tekhnika. Traktory silskohospodarski. Klyasyfikatsiia pokaznykiv [Chynnyi vid 2014-01-01]. K., 2013, 11s (natsionalnyi standart Ukrainy).
2. OECD standardcodefortheofficialtestingofagriculturalandforestrytractorperformance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
3. Aheev L.E. Osnovy rozrakhunku optymalnykh ta dopustymykh rezhymiv roboty mashynno-traktornykh ahrehativ. L.: Kolos, 1978. 290s.
4. Savelev A.P. Dyahnostyrovanye traktorov po dynamycheskomu sostoiyaniu mashynno-traktornukh ahrehatov. Saransk: Yzd-vo Mor-dov.un-ta, 1993, 195s.
5. Dynamika transportno-tiahovykh kolisnykh ta husenychnykh mashyn / E.E. Aleksandrov, D.O. Volontsevych, V.A.Karpenko, A.T. Lebedev, E.A. Perehon, V.B. Samorodov, A.N.Hurenko. Kad-v: Vydavnytstvo KhTADTU (KhADY), 2001, 642s.
6. Kodenko M.N., Lebedev A.T. Avtomatyziatsiya traktornukh ahrehatov. M: Mashynostroeniye, 1969, 196s.

7. Shuliak M.L. Otsinka funktsionuvannia silskohospodarskoho ahrehatu za dynamichnymy kryteriiamy / M.L. Shuliak, A.T. Lebedev, M.P. Artomov, Ye.I. Kalinin // Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv, № 4, – 2016. s. 218-226.
8. SOU 71.2-37-0460430090-017:2015. Silskohospodarska tekhnika. Vyznachennia tiahovykh pokaznykiv traktoriv. Metod partsialnykh pryskoren [Nadano chynnosti: 01.01.2016]. Doslidnytske, 2015. 9s. (Standart UkrNDIOVT im.. L.Pohoriloho.).
9. Lebedev A. Suchasni problemy teorii traktora. Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 1 (118). S.20-25.
10. Lebedev A.T., Lebedev S.A., Korobko A.I. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv. Kharkiv: Vyd-vo «Miskdruk», 2018, 394s.
11. Metod partsyalnykh uskorenyi y eho prylozhenye v dynamyke mobylnykh mashyn/ N.P.Artemov, A.T.Lebedev, M.A.Podryhalo y dr. Pod ruk. M.A. Podryhalo. Kharkov: Yzd-vo «Miskdruk», 2012, 220s.

Надійшла (received) 23.11.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Лебедев Анатолій Тихонович (Lebedev Anatoliy) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-1975-3323>; tiakntusg@gmail.com

Шуляк Михайло Леонідович (Shuliak Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, завідувач кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID :<https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>; m.l.shulyak@gmail.com

Холодов Антон Павлович (Kholodov Anton)– кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельні і дорожні машини», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4120-4654>, antonkholodov23@gmail.com