

ISSN 2078-6840



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- і тракторобудування

№ 2'2022

Харків
2022

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

**Bulletin of the National Technical
University "KhPI". Series:
Automobile and Tractor Construction**

№ 2'2022

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

**Вісник Національного технічного
університету «ХПІ». Серія:
Автомобіле- та тракторобудування**

№ 2'2022

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv
NTU "KhPI", 2022

Харків
НТУ «ХПІ», 2022

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2022. – № 2'2022. – 133 с. – ISSN 2078-6840.

Видання присвячене висвітленню питань щодо конструювання, експериментального дослідження, математичного моделювання автомобілів, тракторів, їх вузлів, агрегатів, систем. Крім того, подаються розробки з питань експлуатації, довговічності, ремонту та вдосконалення їх конструкції.

Для науковців, викладачів вищої школи, аспірантів, студентів і фахівців в галузі автомобілів та тракторів.

The publication is devoted to the issues of design, experimental research, mathematical modeling of cars, tractors, their components, units, systems. In addition, developments on the issues of operation, durability, repair, and improvement of their design are submitted.

For scientists, teachers of higher education, post-graduate students, students and specialists in the field of cars and tractors.

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України

КВ №24255-14095Р від 27.12.2019 року.

Мова статей – українська, англійська.

Вісник Національного технічного університету «ХПІ», серія «Автомобіле- та тракторобудування», індексується в наукометричних базах WorldCat і Google Scholar і включений у довідник періодичних видань бази даних Ulrich's Periodicals Directory (New Jersey, USA).

Офіційний сайт видання: <http://ait.khpi.edu.ua/>

Засновник Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія

Головний редактор:

Ребров О. Ю., д-р техн. наук, проф., НТУ «ХПІ»,
Україна

Заст. головного редактора:

Кожушко А.П., д-р техн. наук, доц., НТУ «ХПІ»,
Україна

Члени редколегії:

Пітер Требуна, д-р філ. наук, проф., Технічний
університет у Кошице, Словаччина

Мілан Едл, к.т.н., доц., Університет Західної
Богемії, Чеська Республіка

Волонцевич Д. О., д-р техн. наук, проф., НТУ
«ХПІ», Україна

Шуляк М. Л., д-р техн. наук, проф., СНАУ, Україна

Клец Д. М., д-р техн. наук, проф., ХНАДУ, Україна

Зубко В.М., д.т.н., проф. СНАУ, Україна

Єпіфанов В.В., к.т.н., доцент, директор ННІ МІТ
НТУ «ХПІ», Україна

Калінін Є. І., д.т.н. проф., Національний
університет біоресурсів і природокористування
України

Клименко В. І. д.т.н., проф. ХНАДУ, Україна

Відповідальний секретар:

Шевцов В. М., к.т.н., доц., НТУ «ХПІ», Україна

Editorial Board

Editor-in-chief:

Rebrov O. Y., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Deputy editor-in-chief:

Kozhushko A.P., dr. tech. sc., docent, NTU "KhPI",
Ukraine

Members of the Editorial Board:

Piter Trebuna, dr. philosoph. sc., prof., Technical
University in Kosice, Slovakia

Milan Edl, Ph.D., docent, University of west Bohemia,
Czech Republic

Volontsevych D. O., dr. tech. sc., prof., NTU "KhPI",
Ukraine

Shulyak M. L., dr. tech. sc., prof., SNAU,
Ukraine

Klets D. M., dr. tech. sc., prof., KNAHU, Ukraine

Zubko V.M. dr. tech. sc., prof. SNAU, Ukraine

Yepifanov V.V. Ph.D., docent, Director IES MET NTU
"KhPI", Ukraine

Kalinin Y.I. dr. tech. sc., prof The National University of
Life and Environmental Sciences of Ukraine

Klymenko V.I. dr. tech. sc., prof KNAHU, Ukraine

Executive secretary:

Shevtsov V.M., Ph.D., docent, NTU "KhPI", Ukraine

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ
«ХПІ». Протокол №10 від 20 грудня 2022 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2022

Є.І. КАЛІНІН, С.А. ЛЕБЕДЄВ, А.П. КОЖУШКО, І.В. КОЛЄСНИК

ОЦІНКА СТІЙКОСТІ РУХУ КОЛІСНОГО НАПІВНАЧІПНОГО АГРЕГАТУ

В роботі проаналізовано вплив геометричних параметрів напівначіпного агрегату на стійкість його руху. Складена математична модель динаміки культиваторного агрегату під впливом збурюючих сил. Аналіз результатів досліджень показує, що у процесі руху на колісний напівначіпний агрегат діють поперечні сили, які виникають внаслідок нерівномірності тягового опору бічних та задніх брусів. Головний вектор і головний момент викликають відведення агрегату від прямолінійного руху. Отримані в роботі диференціальні рівняння дають можливість визначати величини кутів відведення, їх складові та швидкість, при якій відведення агрегату буде найменшим. Виходячи із залежності кута відведення агрегату від збурюючих сил і швидкостей руху, знайдено оптимальне розташування бічних брусів напівначіпного агрегату на рамі трактора.

Ключові слова: трактор, напівначіпний агрегат, стійкість руху, система сил, збурюючий вплив.

E. KALININ, S. LEBEDEV, A. KOZHUSHKO, I. KOLIESNIK

ASSESSMENT OF THE STABILITY OF MOTION OF A WHEEL SEMI-TRACK UNIT

The paper analyzes the influence of the geometric parameters of the semi-trailer unit on the stability of its movement. A mathematical model of the dynamics of the cultivator unit under the influence of disturbing forces is developed. The analysis of research results shows that in the process of movement, the wheeled semi-trailer unit is subjected to transverse forces, which arise as a result of the unevenness of the traction resistance of the side and rear beams. The main vector and the main moment cause the unit to deviate from the rectilinear movement. The differential equations obtained in the work make it possible to determine the values of the lead angles, their components, and the speed at which the lead of the unit will be the smallest. Based on the dependence of the angle of departure of the unit on the disturbing forces and speed of movement, the optimal location of the side bars of the semi-trailer unit on the tractor frame was found.

Key words: tractor, semi-trailer unit, motion stability, force system, disturbing influence.

Вступ. Вирощування сільськогосподарських культур за прогресивними технологіями має забезпечувати збереження родючості ґрунтів, підвищення врожайності, зниження трудомісткості виробництва агрокультур при загальній економії матеріальних витрат. Це підтверджують результати багаторічних випробувань універсальних тягових засобів у різних регіонах і на різних видах сільськогосподарських робіт.

При автоматизації мобільних агрегатів особливого значення набуває питання збереження прямолінійного руху. Це пояснюється тим, що відхилення під час руху трактора можуть призвести до порушення роботи автоматичної системи, внаслідок чого можливий вихід трактора з борозни або пошкодження рослин. Дослідження стійкості руху тракторних агрегатів важливе також у зв'язку з підвищенням поступальних швидкостей та ширини захвату агрегатів.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. При дослідженні питань, пов'язаних із стійкістю руху агрегатів, виникає необхідність в точному визначенні параметрів його руху.

Керованість і стійкість руху – важливі критерії, які слід враховувати поряд з іншими показниками при встановленні оптимальної робочої або транспортної швидкості руху агрегатів [1, 2, 3].

Під стійкістю руху необхідно розуміти вміння агрегату зберігати заданий напрямок руху, зокрема прямолінійного. Якщо ж агрегат рухається прямолінійно і втрачає заданий напрямок руху, то відповідним відхиленням рульового керування механізатор може повернути його до попереднього режиму: але достатньо невеликої зовнішньої причини, щоб

знову вивести агрегат із цього режиму руху. Це значить, що на нестійкому агрегаті механізатор повинен безперервно втручатися в керування [4, 5].

Керованість – це властивість трактора підкорюватись діям водія по збереженню заданого напрямку руху або змінювати його в відповідності з дією на рульове керування. Таким чином, стійкість є засобом збереження заданого режиму руху, а керованість – засобом зміни напрямку руху в відповідності з вимогами експлуатації [6, 7].

Окремим питанням стоїть аналіз стійкості руху агрегату в умовах дії збурюючих впливів [8, 9, 10], яке вивчене доволі суттєво. Проте, і досі не вистачає теоретичної бази з аналізом впливу геометричних показників агрегату (особливо інтегрального та ешелонного компонування) на курсову стійкість останнього.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є синтез математичної моделі функціонування інтегрального колісного трактора у складі напівначіпного агрегату з метою визначення раціональних, з точки зору стійкості руху, геометричних характеристик останнього.

Математична модель збуреного руху мобільного агрегату. Умовимось, що під стійкістю прямолінійного руху розумітимемо здатність колісного тракторного агрегату зберігати характер руху як при діях збурюючих сил, так і через деякий час після припинення їхньої дії.

Внаслідок того, що збурення носять випадковий характер, маючи кінцеву малу величину, вони можуть не враховуватися диференціальними рівняннями руху. Природно, що збурюючі сили повинні бути обмежені, інакше завдання стійкості не має сенсу.

Сільськогосподарські агрегати, як відомо, рухаються в певній площині і мають три ступені свободи ($s=3$). При дії збурюючої сили поточні координати системи x_s характеризують становище тіла у просторі, а його швидкості x'_s змінюються. Тому дослідження стійкості руху агрегату можна звести до вивчення незбуреного руху x_s з початковими значеннями x_{s0} .

Початкові значення змінних x відіграють таку ж роль у розв'язанні задачі стійкості системи, як і збурюючі сили:

$$\frac{dx_s}{dt} = \sum_{s=1}^3 x_s, \quad (1)$$

де $s = \overline{1,3}$; t – час.

Тоді при будь-якому довільному значенні A , що характеризує відхилення агрегату, як би мало воно не було, може бути знайдено позитивне число λ , завдяки якому при збуреннях x_{10} , x_{20} , x_{30} , що задовольняють умові

$$\sum_{s=1}^3 x_{s0}^2 \leq \lambda, \quad (2)$$

і часу t , значення якого більше t_0 , виконуватиметься нерівність виду:

$$\sum_{s=1}^3 x_s^2 < A. \quad (3)$$

При дотриманні цієї нерівності незбурений рух стійкий, а в іншому випадку – нестійкий.

Для оцінки стійкості руху розглянемо схему збурюючих сил, що діють на універсальний напівначіпний агрегат на базі колісного трактора класу 1,4 (рис. 1). Робочі органи агрегату монтуються безпосередньо на бічних та задніх брусах напівначіпної рами. Визначимо, за якого значення λ незбурений рух агрегату, робочими органами якого є культиваторні лапи, буде стійким.

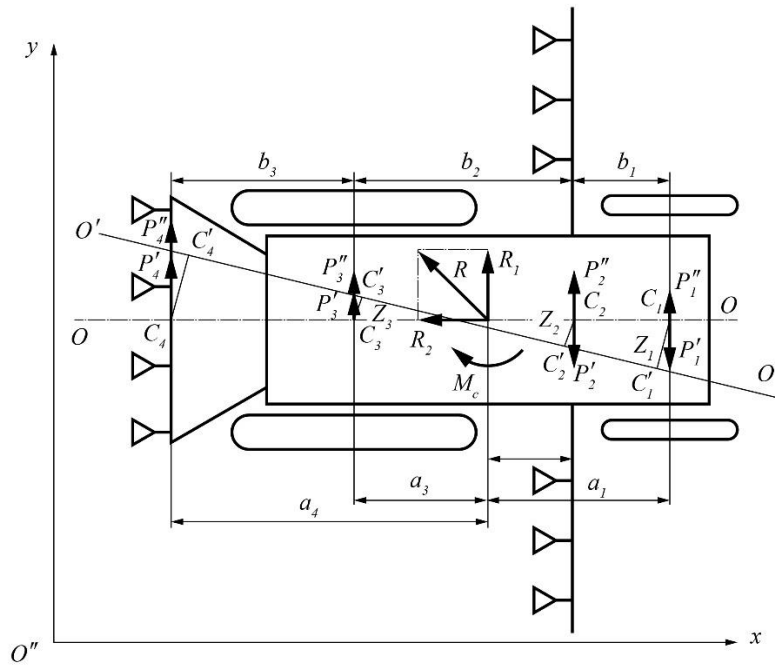


Рис. 1 – Схема збурюючих сил, що діють на агрегат

Основним зовнішнім збуренням, що діє на агрегат, є завантаження робочих органів. Для аналізу системи зазначені збурюючі сили, що діють на агрегат, приведемо до центру тяжіння (рис. 1) у вигляді головного вектору R системи сил та головного моменту M_c .

Головний вектор можна розкласти на сили R_1 і R_2 .

Складова R_2 не викликає поперечного зсуву агрегату, оскільки діє вздовж осі агрегату, і, отже, її можна не розглядати. Сила R_1 дорівнює:

$$R_1 = P'_1 + P'_2 + P'_3 + P'_4 = \sum_{i=1}^n P'_i, \quad (4)$$

де P'_i – сила, що діє вздовж i -ої осі; n – кількість осей (вісью тракторного агрегату назвемо також секцію з робочими органами).

При визначенні сили P'_i ($i = \overline{1,4}$) скористаємось рівністю виду:

$$\sum_{i=1}^4 P'_i a_i = 0, \quad (5)$$

де a_i – відстань від центру тяжіння до осі коліс (або секцій).

Коли точка прикладання сили знаходиться по одну сторону з передньою віссю трактора відносно центру тяжіння, то $a_i > 0$, а коли точка прикладання сили розташована з іншого боку, то $a_i < 0$.

Нехай до дії головного вектору R поздовжня вісь агрегату займала положення $O-O$. Після дії сили R вісь займе положення O_1-O_1 .

Позначаючи переміщення i -ої осі через c'_i , $c_i = z_i$ ($i = \overline{1,4}$), отримаємо:

$$P'_i = f_i z_i; \quad (6)$$

$$\frac{z_1 - z_n}{\sum_{i=1}^{n-1} b_i} = \frac{z_2 - z_n}{\sum_{i=2}^{n-1} b_i} = \dots = \frac{z_{i_0} - z_n}{\sum_{i=i_0}^{n-1} b_i} = \dots = \frac{z_{n-1} - z_n}{b_{n-i}}, \quad (7)$$

де f_i – коефіцієнт опору поперечному переміщенню осей; b_i – відстань між сусідніми осями.

З рівнянь (4) та (7) визначаємо P_i' . Аналогічно визначаються сили P_i'' ($i = \overline{1,4}$): $M_c = \sum P_i'' a_i$. Результуюча сила, що діє на вісь, дорівнює:

$$P_i = P_i' + P_i'' \quad (8)$$

Замінивши R_i і M_c на сили P_i ($i = \overline{1,4}$), можемо скласти систему диференціальних рівнянь руху агрегату:

$$\begin{cases} I \frac{d\omega}{dt} = \sum P_i \cos Q_i; \\ mj_z = -\sum P_i \cos Q_i; \\ mj_u = P_o - \sum P_i \sin Q_i, \end{cases} \quad (9)$$

де m – маса агрегату; j_u , j_z – вектори прискорення агрегату в напрямку поздовжньої та поперечної осей (j_x , j_y – проекції вектору прискорення центру ваги агрегату на координатні осі x та y відповідно); I – момент інерції агрегату, приведений до центру тяжіння; ω – кутова швидкість агрегату відносно центру тяжіння; Q_i – кут повороту керованої осі агрегату.

Перетворивши ці рівняння в осях системи координат xOy (рис. 2), отримаємо:

$$\begin{cases} i_u = j_x \cos \beta - j_y \sin \beta = \frac{dv_x}{dt} \cos \beta - \frac{dv_y}{dt} \sin \beta \\ i_z = j_x \sin \beta + j_y \cos \beta = \frac{dv_x}{dt} \sin \beta + \frac{dv_y}{dt} \cos \beta \end{cases} \quad (10)$$

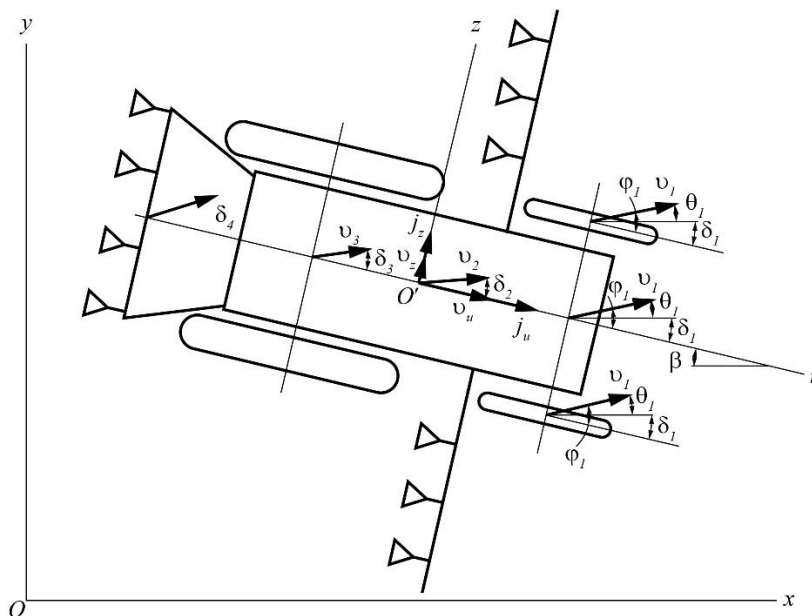


Рис. 2 – Схема швидкостей точок агрегату та кутів відведення осей

З рис. 2 випливає, що

$$\begin{cases} v_x = v_u \cos \beta + v_z \sin \beta; \\ v_y = v_z \cos \beta - v_u \sin \beta, \end{cases} \quad (11)$$

де v_x, v_y – проекція швидкості агрегату на осі системи координат xOy ; v_u – швидкість агрегату вздовж осі u ; v_z – проекція швидкості агрегату на вісь z ; β – кут між напрямком руху агрегату та віссю x .

Продиференціювавши вирази (11) по t і підставивши їх у рівності (10), отримаємо:

$$\begin{cases} \dot{i}_u = \frac{dv_x}{dt} + \omega v_z; \\ \dot{i}_z = \frac{dv_x}{dt} - \omega v_z. \end{cases} \quad (12)$$

Підставивши в систему (9) знайдений вираз, маємо:

$$\begin{cases} \frac{dv_u}{dt} + \omega v_z = \frac{P}{m} + \frac{1}{m} \sum_{i=1}^4 P_i \sin Q_i; \\ \frac{dv_z}{dt} - \omega v_u = -\frac{\sum_{i=1}^u P_i \sin Q_i}{m}; \\ \frac{dv}{dt} = \frac{\sum P_i Q_i \cos Q_i}{m}. \end{cases} \quad (13)$$

При розв'язанні диференціальних рівнянь (13) знаходимо, що швидкість точки C_i , що лежить на перетині i -ої осі та осі симетрії агрегату, визначається із співвідношення виду:

$$v_{zi} = v_z - a_i \omega. \quad (14)$$

Звідси:

$$\operatorname{tg} \delta_i = \frac{v_{zi}}{v_u}, \quad (15)$$

де δ_i – кут між напрямком результуючої швидкості та поздовжньою віссю агрегату. Цей кут назвемо кутом бокового відведення i -ої осі. Через мале значення кута δ_i , вважаємо, що

$$\delta_i = \frac{v_{zi}}{v_u}. \quad (16)$$

Як свідчать дані, сила P_i і кут δ_i пов'язані співвідношенням $F_i(P_i, \delta_i) = 0$.

Щоб визначити поперечну силу P_i ($i = \overline{1,4}$) по відомому куту відведення агрегату, виразимо P_i як функцію кута δ_i – $P_i = f(\delta_i)$.

Розклавши цю функцію в ряд Тейлора $P_i = f(\delta_i) = k_1 \delta_i + k_2 \delta_i^2 + k_3 \delta_i^3 + \dots$, залишимо тільки перший доданок, тому що інші мають суттєво малі значення. У цьому виразі k_1 являє собою коефіцієнт опору відведення секції або колеса.

Дослідження, що проведені для встановлення дії збурюючих сил певного порядку на кути відведення мобільних агрегатів, показують, що кут відведення дорівнює:

$$\delta_i = \delta_{1i} + \delta_{2i} + \delta_{3i} + \delta_{4i}, \quad (17)$$

де $\delta_{1i}, \delta_{2i}, \delta_{3i}$ та δ_{4i} – кути, що утворюються в результаті, відповідно, перекочування шини в поперечному напрямку, вигину та зсуву протекторних шарів гуми шини, поперечного ковзання агрегату і зсуву та пружної деформації ґрунту.

Кут відведення δ_{1i} , внаслідок великого поперечного опору робочих органів, малий.

Для сільськогосподарських агрегатів, що працюють на порівняно незначних швидкостях руху (в межах 6..9 км/год), величину δ_{2i} можна прирівняти до нуля. Що стосується величин δ_{3i} і δ_{4i} , то вони мають складну функціональну залежність.

Розглядаючи кут відведення культиваторної секції напівначіпного агрегату, можна припустити, що він складається лише з δ_{3i} і δ_{4i} , оскільки дослідженнями встановлено, що при малих силах, починаючи з $P_i = 0$ (при $P_i > 0$), кути $\delta_{3i} + \delta_{4i} \neq 0$.

Щоб знайти δ_i , підставимо вирази (14) і (16) у ряд Тейлора:

$$P_i = k_i \left(\frac{v_z - a_i \omega}{v_u} \right). \quad (18)$$

Дещо спростивши диференціальні рівняння (13), розглянемо випадок рівномірного руху, що встановився при $v_u, Q_i = 0$. Тоді

$$\frac{dv_u}{dt} = 0, \quad (19)$$

і система (13) зводиться до вигляду:

$$\begin{cases} \frac{dv_z}{dt} - \omega v_u = -\frac{\sum P_i}{m} = 0; \\ \frac{d\omega}{dt} = \frac{\sum P_i a_i}{I} = 0. \end{cases} \quad (20)$$

Підставивши в систему (20) значення P_i , отримаємо:

$$\begin{cases} \frac{dv_z}{dt} - \omega \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) + v_z \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = 0; \\ \frac{d\omega}{dt} - v_z \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + \frac{\omega \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = 0. \end{cases} \quad (21)$$

Аналіз результатів досліджень.

Дослідимо систему диференціальних рівнянь руху та відведення колісного машинно-тракторного агрегату. Нехай під час руху на агрегат діють деякі збурення v_{z0} і ω_0 . Тоді диференціальні рівняння збуреного руху набудуть вигляду:

$$\begin{cases} d \left(\frac{v_z + v_{z0}}{dt} \right) - (\omega + \omega_0) \left[v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} + (v_z + v_{z0}) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} \right] = 0; \\ \frac{d(\omega + \omega_0)}{dt} - (v_z + v_{z0}) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + (\omega + \omega_0) \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = 0. \end{cases} \quad (22)$$

Враховуючи вираз (21), приходимо до наступного:

$$\begin{cases} \frac{dv_{z_0}}{dt} - \omega_0 \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) + v_{z_0} \frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = 0; \\ \frac{d\omega_0}{dt} - v_{z_0} \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{I v_u} + \frac{\omega_0 \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{m v_u} = 0. \end{cases} \quad (23)$$

Позначивши:

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} = A; \quad (24)$$

$$- \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) = B; \quad (25)$$

$$- \frac{\sum_{i=1}^4 a_i k_i}{I} = C; \quad (26)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} = D, \quad (27)$$

складемо характеристичне рівняння:

$$\Delta(\lambda) = \begin{vmatrix} A + \lambda & B \\ C & D + \lambda \end{vmatrix} = \lambda^2 + (A + D)\lambda + AD - BC. \quad (28)$$

Для того, щоб незбурений рух був стійким, за критерієм Гурвіца необхідно виконання наступних умов:

$$\begin{aligned} (A + D) &> 0; \\ (AD - BC) &> 0. \end{aligned} \quad (29)$$

Отже,

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i}{m v_u} + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{I v_u} > 0; \quad (30)$$

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2}{m I v_u^2} - \frac{\sum_{i=1}^4 a_i k_i}{I v_u} \left(v_u + \frac{\sum_{i=1}^4 k_i a_i}{m v_u} \right) > 0; \quad (31)$$

Нерівність (30) виконується за будь-яких значень v_u , α_i та k_i , оскільки всі члени позитивні.

Перетворюючи нерівність (31) до виду

$$\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - m v_u^2 \sum_{i=1}^4 k_i a_i - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2}{m v_u^2} > 0, \quad (32)$$

приходимо до висновку, що вона виконується за наступних умов:

$$\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - m v \sum_{i=1}^4 k_i a_i - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2 > 0. \quad (33)$$

Для даного виду агрегату та ґрунту величини m , a_i та k_i можна прийняти постійними, а v_u – змінною.

Швидкість, при якій агрегат переходить з області стійкого руху (за відхиленнями) в область нестійкого, назовемо критичною та позначимо v_{kp} :

$$v_{kp} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^4 k_i a_i^2 - \left(\sum_{i=1}^4 k_i a_i \right)^2}{m \sum_{i=1}^4 k_i a_i}}. \quad (34)$$

Таким чином, при швидкості $v_u < v_{kp}$, збурений рух стійкий, інакше він нестійкий і коливання агрегату збільшуються за експоненціальним законом.

З нерівності (33) випливає, що стійкість агрегату великою мірою залежить від розташування робочих органів за довжиною агрегату. Тому зміною відстані a_i ($i = \overline{1,4}$) можна переводити агрегат з області нестійкого руху в область стійкого. Природно, що за наявних схем розташування бічних брусів напівначіпного агрегату подібна перестановка не тільки неможлива, а й нереальна, оскільки зміна швидкості в межах ступеня нерівномірності тягового зусилля, навіть у межах робочого гону, дуже велика.

Таким чином, при дослідженні отриманої системи диференціальних рівнянь може стояти питання про місце оптимального положення бічних брусів по довжині рами трактора за умови усталеного руху мобільного колісного агрегату.

Припускаючи, що відстані a_i відомі, окрім a_4 , знайдемо з нерівності (33) її величину:

$$a_{4,2} = \frac{2k_4 \sum_{i=1}^3 k_i a_i + m v_u^2 k_4}{2 \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 a_i k_i \right)^2 \right]^{\pm}} \pm \frac{\sqrt{\left(2k_4 \sum_{i=1}^3 k_i a_i + m v_u^2 k_4 \right)^2 - 4 \left(k_4 \sum_{i=1}^3 k_i - k_u^2 \right) \times \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 k_i a_i \right)^2 \right]}}{2 \left[\sum_{i=1}^4 k_i \sum_{i=1}^3 a_i^2 k_i - m v_u^2 \sum_{i=1}^3 a_i k_i - \left(\sum_{i=1}^3 a_i k_i \right)^2 \right]}. \quad (35)$$

Оскільки отримані значення a_{4_1} , a_{4_2} дійсні, то у випадку $a_{4_1} < a_{4_2}$ при $a_4 > a_{4_2}$ і $a_4 > a_{4_1}$, агрегат буде стійким.

Висновки.

1. У процесі руху на колісний напівначіпний агрегат діють поперечні сили, що виникають внаслідок нерівномірності тягового опору бічних та задніх брусів. Головний вектор і головний момент викликають відведення агрегату від прямолінійного руху.

2. Отримані диференціальні рівняння (23) дають можливість визначати величини кутів відведення, їх складові та швидкість, при якій відведення агрегату буде найменшим.

3. Виходячи із залежності кута відведення агрегату від збурюючих сил і швидкостей руху, знайдено оптимальне розташування бічних брусів напівначіпного агрегату на рамі трактора.

Список літератури:

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства. М.: Колос, 2004. 504 с.
2. Коновалов В.Ф. Динамическая устойчивость тракторов. М.: Машиностроение, 1981. 144 с.
3. Ксеневиц И.П., Гуськов В.В., Бочаров Н.Ф. Тракторы. Проектирование, конструирование и расчет. М.: Машиностроение. 1991. 544 с.
4. Мирошниченко А.Н. Основы теории автомобиля и трактора: учебное пособие. Томск: Изд-во Том. гос. архит.-строит. ун-та, 2014. 490 с
5. Селиванов Н.И., Шабунько А.В., Никитин И.С. Оптимизация эксплуатационных параметров колесных тракторов общего назначения. Вестник КрасГАУ, 2011. №9. С. 252-260.
6. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigt's model, Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2010, № 3(4), p. 119-126.
7. Коновалов В.Ф. Устойчивость и управляемость машинно-тракторных агрегатов. Пермь: Пермское книжное изд-во, 1969. 440 с.
8. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
9. Самородов В.Б. К определению моментов нагрузки на ведущих колесах гусеничной машины в процессе неравномерного поворота. *Вестник ХГПУ, серия НРСТ*. 2000. Вып.79. С.123-127.
10. Барский И.Б. Конструирование и расчет тракторов: учеб. пособие. Москва: Машиностроение, 1968. 376 с.
11. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. *Збірник наукових статей Луцького НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини*. 2015. Вип. 32. С. 109-115.
12. Пастух С.Н., Кустаров Р.А. Динамика машин: учеб. пособие. Москва: Воен.-инженер. акад., 2005. 189 с.
13. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Колеснік І.В. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2016. Вип. 173 С. 161-167.
14. Калінін Є. І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. *Інженерія природокористування*. 2016. № 45. С. 24-28.
15. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Вісник ХНТУСГ імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві*. 2009. Вип. 89. С. 37-45.

References (transliterated):

1. Kutkov H.M. Traktori y avtomobyly. Teoryia y tekhnolohycheskye svoistva. M.: Kolos, 2004. 504 s.
2. Konovalov V.F. Dynamycheskaia ustoichyvost traktorov. M.: Mashynostroenye, 1981. 144 s.
3. Ksenevych Y.P., Huskov V.V., Bocharov N.F. Traktori. Proektyrovanye, konstruyrovanye y raschet. M.: Mashynostroenye. 1991. 544 s.
4. Myroshnychenko A.N. Osnovi teoryu avtomobylyia y traktora: uchebnoe posobyе. Tomsk: Yzd-vo Tom. hos. arkhyt.-stroyt. un-ta, 2014. 490 s
5. Selyvanov N.Y., Shabunko A.V., Nyktytn Y.S. Optymyzatsyia ekspluatatsyonnykh parametrov kolesnykh traktorov obshcheho naznacheniya. Vestnyk KrasHAU, 2011. №9. S. 252-260.
6. Rabbani M.A., Takeoka S., Mitsuoka M., Inoue E., Fukushima T., Okayasu T. Simulation for vertical dynamic loading forces on track rollers of the half-tracked tractor based on nonlinear Voigts model, Engineering in Agriculture, Environment and Food, 2010, № 3(4), p. 119-126.
7. Konovalov V.F. Ustoichyvost y upravliaemost mashynno-traktornykh ahrehatov. Perm: Permskoe knyzhnoe yzd-vo, 1969. 440 s.
8. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahreghata z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiiv silskohospodarskoi mashyny. Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
9. Samorodov V.B. K opredeleniyu momentov nahruzky na vedushchykh kolesakh husenychnoi mashyni v protsesse neravnomernoho povorota. Vestnyk KhHPU, seryia NRST. 2000. Vip.79. S.123-127.

10. Barskyi Y.B. Konstruyrovanye y raschet traktorov: ucheb. posobyе. Moskva: Mashynostroenye, 1968. 376 s.
11. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L. Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam. Zbirnyk naukovykh statei Luts'koho NTU. Ser.: Silskohospodarski mashyny. 2015. Vyp. 32. S. 109-115.
12. Pastukh S.N., Kustarov R.A. Dynamyka mashyn: ucheb. posobyе. Moskva: Voен.-yngzhener. akad., 2005. 189 s.
13. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Koliesnik I.V. Analitychna model povorotu traktora z sharnirno-zhelenovanoiу ramoiu. Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. 2016. Vyp. 173 S. 161-167.
14. Kalinin Ye. I. Vplyv obertannia elementiv transmisii yak pruzhnoi systemy na vlasni kolyvannia. Inzheneriia pryrodokorystuvannia. 2016. № 45. S. 24-28.
15. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I. Otsinka mozhlyvosti pidvyshchennia tiahovo-enerhetychnykh vlastyvostei mashynno-traktornoho ahrehatu pry vykonanni ornnykh robot na ahrofoni pidvyshchenoї volohosti shliakhom vstanovlennia zdvoienykh shyn. Visnyk KhNTUSH imeni Petra Vasylenka. Serii: Traktorna enerhetyka v roslыnnystvi. 2009. Vyp. 89. S. 37-45.

Надійшла (received) 13.12.2022 р.

Відомості про авторів /About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Лебедєв Сергій Анатолійович (Lebedev Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, директор філії, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3067-5135>; e-mail: hfukrndipvt@gmail.com.

Кожушко Андрій Павлович (Kozhushko Andrii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: andreykozhushko7@gmail.com.

Колеснік Іван Васильович (Kolesnik Ivan) – кандидат технічних наук, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4192-1773>; e-mail: ivankolesnik@nubip.edu.ua.

О.О. ЯРИТА, В.О. ШАПОВАЛЕНКО

АНАЛІЗ АДАПТИВНИХ ПІДВІСОК ТА ЇХ ВПЛИВ НА ПАСИВНУ БЕЗПЕКУ АВТОМОБІЛЯ

В роботі проаналізовано адаптивні підвіски різних автомобільних виробників, які дають змогу оцінити пасивну безпеку, плавність руху, пристосування до дорожнього покриття та контроль положення кузова. Для отримання та обробки інформації використовується складна схема з розташованими по всьому кузову датчиками, камерами та блоками керування. В цій статті представлено найновіші розробки у сегменті автомобільних систем та приведені приклади реалізації адаптивних підвісок для серійних автомобілів. Окремо проаналізовано пасивну безпеку автомобіля з використанням можливостей адаптивної системи керування підвіскою для кращого розподілення кінетичної енергії при боковому ударі.

Ключові слова: легковий автомобіль, адаптивна підвіска, пасивна безпека, керування, плавність руху, блок керування, стабілізатор, кінетична енергія.

O. YARITA, V. SHAPOVALENKO

ANALYSIS OF ADAPTIVE SUSPENSIONS AND THEIR IMPACT ON PASSIVE VEHICLE SAFETY

The work analyzed adaptive suspensions of various automobile manufacturers that allow to evaluate passive safety, smoothness of movement, adaptation to the road surface and control of body position. A complex scheme with sensors, cameras and control units located throughout the body is used to receive and process information. This article presents the latest developments in the segment of automotive systems and gives examples of the implementation of adaptive suspensions for production cars. The passive safety of the car was separately analyzed using the capabilities of the adaptive suspension control system for better distribution of kinetic energy in the event of a side impact.

Keywords: passenger car, adaptive suspension, passive safety, steering, smoothness of movement, control unit, stabilizer, kinetic energy.

Вступ. Розвиток нових технологій дав можливість впровадити в автомобіль нові системи, які зробили автомобіль технологічним. Сучасні автомобілі комплектуються різними видами підвісок іноді навіть для одного легкового автомобіля виробник пропонує декілька варіантів підвісок. Основна задача підвіски це забезпечити комфортабельність, а як саме це буде забезпечене не уточняється тому сьогодні в світі можна побачити велике різноманіття конструктивних особливостей, додаткових систем та матеріалів, які дають змогу забезпечити плавність руху та безпеку водію та пасажиром автомобіля.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Сучасні теорії автомобіля і систем автоматичноуправління, та накопичений досвід проектування і експлуатації підвіски дозволяють розробити нові автомобільні підвіски – активні або адаптивні. Такі підвіски здатні за 0,5 секунди змінювати свої властивості відповідно до зовнішніх умов, але вони досить дорогі і ними комплектуються в основному автомобілі преміум-класу.

Впровадження адаптивних підвісок сприяє підвищенню безліч експлуатаційних якостей автомобіля основними з яких являються: плавність ходу, комфортабельність, стійкість руху, довговічність. Активна підвіска надає можливості автоматичної компенсації заданого кліренсу, незалежно від навантаження на передню чи задню вісь; автоматичної компенсації крену кузова у випадку нерівномірного завантаження; зменшення кліренсу при збільшенні швидкості руху автомобіля; можливість налаштування підвіски в ручному режимі [1-3]. Дуже важливим фактором являється безпека такої складної системи як адаптивна підвіска. В більшості наукових статей дослідники спрямовують вектор погляду на комфорт для водія та пасажирів, далі в залежності від функцій транспортного засобу підіймається питання керованості автомобіля. Що стосується пасивної безпеки автомобіля з такою підвіскою, цим

питанням почали задаватись нещодавно коли функціонал адаптивної підвіски дав можливість впливати на безпеку водія та пасажирів.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є проведення аналізу адаптивних підвісок автомобілів, які випускаються серійно та їх вплив на пасивну безпеку водія та пасажирів. Для того щоб досягнути поставленої мети необхідно проаналізувати функціональні можливості тієї чи іншої системи адаптивної підвіски, розглянути параметри роботи елементів підвіски та розглянути додаткові системи які впливають на функціонування адаптивної системи підресорювання.

Адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією крену. Активна підвіска Audi – це електромеханічна система підвіски. Вона може збільшувати або зменшувати навантаження на кожному колесі окремо, щоб за потреби пристосуватись до дороги. Це означає, що система може активно контролювати положення кузова автомобіля в будь-якій ситуації під час руху.

Пружини, амортизатори та стабілізатори поперечної стійкості для осей звичайної конструкції розроблені відповідно до особливих умов, для яких використовується автомобіль. Ці системи, які не можуть змінюватися під час руху автомобіля, завжди є компромісом. Можливості використання автомобіля обмежені. Крім того, існує конфлікт між проектуванням компонентів з акцентом на динамічне водіння або на комфорт. Ходова частина, призначена для спортивного водіння, не може запропонувати комфорту, який може забезпечити ходова частина, призначена для комфорту [2-3].

І навпаки, транспортний засіб із ходовою частиною, розробленою для комфорту, не зможе запропонувати динаміку водіння. Крім того, поведінка самостійного керування транспортним засобом визначається співвідношенням між фіксованими стабілізаторами поперечної стійкості на передній і задній осях. Залежно від конструкції стабілізаторів поперечної стійкості автомобіль буде мати недостатню, надмірну або майже нейтральну керованість під час руху. У минулому поряд з амортизаторами використовувалися пружини з прогресивними швидкостями, демпферні характеристики яких змінювалися в залежності від ходу пружини. Однак це також означало відсутність можливості реагувати на зовнішні умови чи побажання водія шляхом цілеспрямованого регулювання пружини та амортизаційних сил.

Завдяки опції зміни обсягу повітря в пневматичних ресорах можна досягти різної висоти автомобіля. Якщо висота автомобіля залишається незмінною, зміна навантаження автомобіля викликає відповідні зміни тиску повітря в пневматичних ресорах. У результаті власна частота кузова автомобіля залишається майже незмінною, незалежно від навантаження. У результаті водій не помічає суттєвих змін комфорту автомобіля та динаміки водіння, навіть якщо змінюється навантаження.

Оскільки повітря стискається, потрібен короткий проміжок часу між тим, як насос починає подавати, і коли можна виміряти збільшення об'єму в пневматичних пружинах. Тому зміни рівня транспортного засобу/вертикальних сил не можуть відбуватися в реальному часі. Крім того, неможливо ініціювати сили в протилежному напрямку; тобто щоб колесо «тягнуло» кузов автомобіля [4].

Адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією крену вперше була запропонована як опція для Audi SQ7. За допомогою електромеханічних елементів управління жорсткість на кручення стабілізаторів поперечної стійкості на передній і задній осях можна змінювати окремо. Елементи управління з'єднують «половинки» стабілізатора поперечної стійкості на одній осі і натягують їх один на одного з відповідно регульованими зусиллями. В результаті можна збільшити опору, яку забезпечують зовнішні колеса в поворотах, що ефективно обмежує нахил кузова автомобіля (рис. 1).

Крім того, на поведінку самостійного керування транспортним засобом впливає досягнення певного співвідношення між жорсткістю стабілізаторів поперечної стійкості на

передній і задній осях. Зв'язок, що передає зусилля між колесами на осі через стабілізатор поперечної стійкості, може бути зведений до мінімуму, але прикладення зусиль через відповідну зміну жорсткості завжди відбувається по черзі на обох колесах осі одночасно.

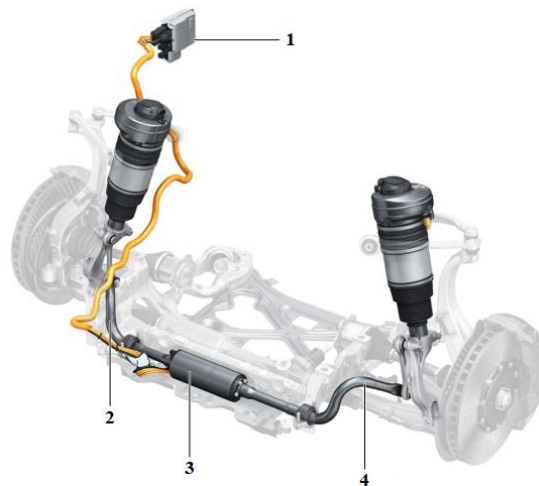


Рис. 1 – Адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією крену: 1 – модуль керування стабілізацією коливання; 2 – стабілізатор поперечної стійкості який постійно з'єднаний с приводом; 3 – актуатор стабілізації передньої підвіски; 4 – половина стабілізатора поперечної стійкості прикручена до приводу болтами нерозбірним з'єднанням.

Принцип роботи системи активної підвіски можна зобразити на основі електромеханічної стабілізації крену. На системі стабілізації крену стабілізатор поперечної стійкості розділений на дві складові. Два компоненти з'єднані електромеханічним приводом. Цей привід натягує два компоненти один відносно одного, що спричиняє збільшенню крутного моменту, а отже, і вертикальних сил, які діють на осі кузова автомобіля, із збільшенням натягу. Для регулювання окремих коліс дві половинки стабілізатора поперечної стійкості на активній підвісці не з'єднані. Кожна «половинка» стабілізатора поперечної стійкості натягується окремим приводом. Приводи приводяться в рух електродвигунами. Порівняно з гідравлічною системою, електричний привід значно компактний та потребує менше енергії. Електродвигуни активуються одним модулем управління стабілізацією підвіски на вісь.

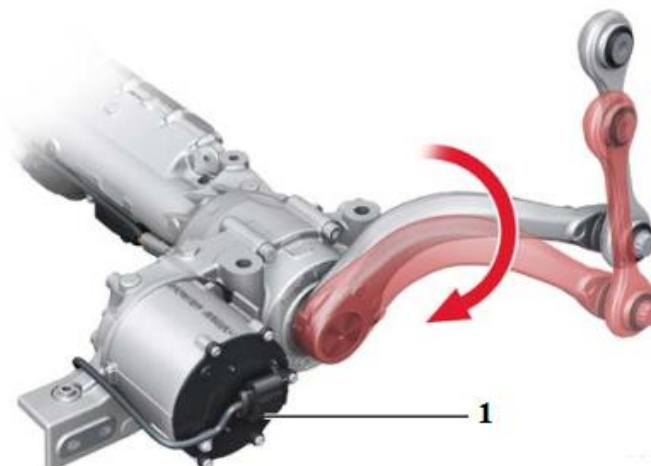


Рис. 2 – Активний стабілізатор крену: 1 – електромотор.

З'єднувальна тяга з'єднана з верхнім підшипником на стрижні амортизатора переднього моста і на верхніх поперечних тягах заднього моста. Нижній підшипник тяги з'єднаний з важелем. Кінець важеля за формою прилягає до торсіона. Цей торсіон має довжину 400 міліметрів та товщину 22 міліметри і незважаючи на його високу міцність, його можна скрутити більше ніж на 20 градусів. Інший кінець торсіонної тяги за формою прилягає до кінця торсіонної трубки. Трубка крутного моменту утворює продовження виходу приводу гармонічної передачі. Вхідний вал цієї передачі з'єднаний з ротором електродвигуна через зубчастий ремінь. Потужність передається від електродвигуна через зубчастий ремінь до гармонічної передачі, звідки через торсіонну трубку, торсіон і важіль виводиться на сполучну тягу (рис. 3).

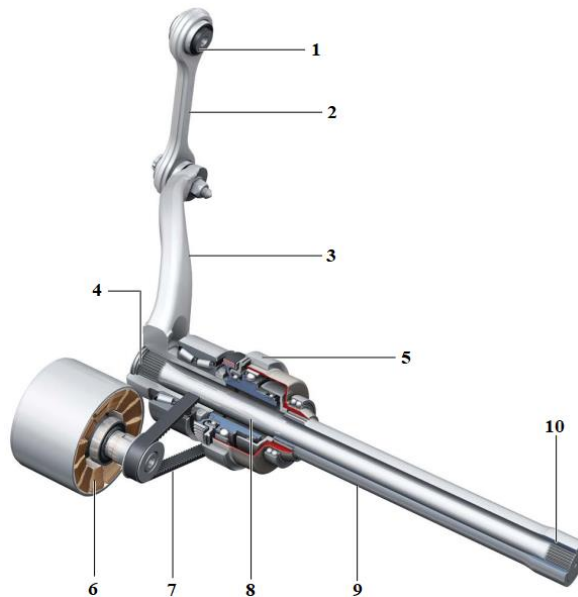


Рис. 3 – Конструкція електромеханічного стабілізатора крену: 1 - підшипник; 2 – верхня тяга; 3 – нижня тяга; 4 – торсіон; 5 – приводний механізм; 6 – електромотор; 7 – зубчастий ремінь; 8 – торсіонна штанга; 9 – торсіонна трубка; 10 – сполучна тяга.

Привід забезпечує крутний момент на виході приводу 1100 Нм; максимальне зусилля на з'єднувальних тягах становить 5,0 кН на передній осі та 4,5 кН на задній осі. Кути важеля $\pm 42^\circ$ можна встановити з нульового положення. Кузов автомобіля можна підняти 85 мм від центрального положення по всіх чотирьох кутах лише за 0,5 секунди.

Гармонійний привід — це система передачі хвилі деформації, яка використовується скрізь, де потрібні нульовий люфт, точність і висока надійність. Вона ідеально підходить для роботи приводів системи активної підвіски. Як основний компонент, вони передають обертання електродвигуна на відносно малі кути обертання та високий крутний момент на торсіонну трубку / торсіон, які перетворюються на вертикальний рух з'єднувальної тяги. Гармонічні приводи широко використовуються в роботизованих пристроях через їх точність (відсутність люфту), надійність і тривалий термін служби.

Комплекти компонентів гармонійного приводу складаються лише з трьох компонентів: генератора хвиль, гнучкої втулки та круглого вінця. Генератор хвиль еліптичної форми є веденим елементом набору передач і має спеціально розроблені кулькові підшипники. Гнучка втулка — це високоміцний, жорсткий на кручення, але гнучкий оболонковий компонент із зовнішніми зубцями, який надійно передає високі навантаження.

Зовнішнє кругле зубчасте колесо має внутрішні зуби. Встановлюється поверх гнучкого рукава. Жорстка зубчаста коронка має на два зуби більше, ніж у гнучкої шліцьової шестерні (рис. 4).

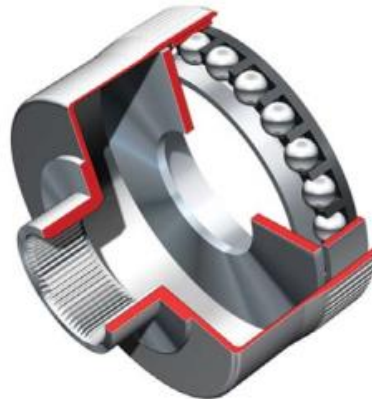


Рис. 4 –Гармонійний привід

Джерелом приводу для приводу є двигун змінного струму на 48 вольт, з'єднаний зіркою, з п'ятьма парами полюсів і електронною комутацією (безщітковий). Максимальна потужність двигуна приблизно 2,0 кВт; однак це потрібно лише на короткий час протягом кількох мілісекунд. Середня необхідна потужність є відносно низькою і становить приблизно від 10 до 200 Вт, залежно від стилю водіння та дорожніх умов.

Електродвигуни активуються для кожної осі окремими модулями керування. Модулі керування отримують живлення 12 В, що дає змогу брати участь у мережевій системі автомобіля, і джерело живлення 48 В для шляху живлення.

Модулі керування стабілізацією підвіски керуються модулем керування приводом. Вони спілкуються через систему підшини. Модулі управління встановлені між приводами на підрамниках переднього і заднього мостів. Вони встановлюються врівень з оточуючими компонентами, що забезпечує зовнішній захист.

Регулювання показників стабілізації, пневматичних подушок і амортизаторів тісно пов'язане. Система пневматичної ресори бере на себе завдання збалансування навантаження та здійснення як ручних, так і автоматичних змін до заданого рівня автомобіля. Під час розрахунку сил демпфування враховується демпфування, необхідне за рахунок приводів. Модуль керування приводом розраховує крутний момент, з яким торсіон має бути натягнутий для кожного колеса окремо та майже в режимі реального часу. Цей крутний момент відповідає визначеному куту повороту на виході гармонічного ведучого механізму.

Ці кути надаються як керуючі входні дані для модулів керування стабілізацією підвіски для передньої та задньої осей. Модулі управління досягають цих положень шляхом активації електродвигунів приводів. Виміряні значення датчиків положення ротора є основою для визначення кутів. Загальне відношення кута повороту ротора до кута повороту на виході ведучої шестерні становить 189:1 (пасова передача ротора – вхід ведучої шестерні: 1:2,36: вхід ведучої шестерні – вихід ведучої шестерні: 80:1). Це означає, що ротор електродвигуна повинен обертатися 189 разів, щоб зробити один оберт на виході приводу.

Основою для розрахунку необхідної сили зчеплення/натягу торсіонів є налаштування режимів підвіски Audi, вибране водієм, і відповідний стан руху або динаміка автомобіля, визначена відповідними датчиками. Крутні моменти вимірюються відносно осі x (моменти крену), осі y (моменти нахилу) і осі z (моменти повороту). Крутні моменти повороту використовуються для оцінки бокового прискорення; потім ці цифри порівнюються з вимірними значеннями модуля керування подушкою безпеки. Спеціальне програмне забезпечення визначає швидкість автомобіля. Рівень автомобіля визначається, як і з адаптивною пневматичною підвіскою, чотирма окремими датчиками рівня. Вертикальні

переміщення кузова автомобіля вимірюються датчиком прискорення, який також є частиною блоку керування ходовою частиною.

Під час активної роботи приводи завжди живляться струмом. У кожній операції керування є фази електродинамічного демпфування. Тоді постійно збуджені ротори електродвигунів «приводяться в рух». Створені в результаті обертів магнітні поля індукують електричну напругу в котушках статора. Генеровані електричні струми використовуються для рекуперації 48-вольтової батареї. Максимальна рекуперація становить приблизно 3 кВт; однак це може бути ефективним лише дуже короткий проміжок часу.

Адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією крену окрім плавності руху, зменшення кренів кузова має дуже важливу перевагу яка стосується пасивної безпеки.

Незважаючи на численні захисні системи, у разі дорожньо-транспортної пригоди не можна виключати травмування пасажирів. Бічні зіткнення залишаються більш травматичними для водія та пасажирів ніж фронтальні зіткнення. Основною причиною цього є відносно малий простір для деформації між пасажирами транспортного засобу на стороні зіткнення та зовнішньою частиною автомобіля. Конструктивні елементи між ними повинні поглинати кінетичну енергію удару. Залежно від сили удару елементи конструкції можуть деформуватися в напрямку салону автомобіля.

Зона навколо автомобіля контролюється чотирма кутовими радарними датчиками. Модуль керування системами допомоги водієві оцінює ці дані.

Залежно від ситуації він визначає потенційний ризик транспортного засобу, який наближається збоку. Він розраховує критичність (числове значення, яке представляє потенційний ризик від автомобіля, що наближається) і очікуваний час до зіткнення (рис. 5). Ця інформація надсилається до модуля керування подушками безпеки, який у разі необхідності ініціює наступні дії. У рамках цього модуль керування приводом має підняти автомобіль на випадок зіткнення. Якщо відповідний об'єкт/транспортний засіб більше не знаходиться в зоні виявлення, запит скасовується модулем керування подушками безпеки, і транспортний засіб повертається на початковий рівень. Якщо трапляється менш поширений випадок, коли транспортний засіб на курсі зіткнення повертає, транспортний засіб знову опускається через певний проміжок часу. Функція зіткнення також активна в режимі буксирування з незмінними параметрами.

Щоб функція зіткнення була активована за потреби, усі двері, кришки багажника та капота мають бути закриті, а транспортний засіб має перевищити швидкість 8 км/год. У разі неминучого бічного зіткнення на швидкості понад 25 км/год приводи підвіски піднімають кузов із сторони де виявлена небезпека на 80 міліметрів за 0,5 секунди. У результаті зіткнення енергія удару буде спрямована на бічні пороги та конструкцію підлоги. Навантаження на пасажирів зменшується на 50 відсотків порівняно з боковим ударом, коли кузов не піднятий.



Рис. 5 – Бокове зіткнення з функцією краш-підйому

Функція більше не активна, коли двері відкриті. Функція зіткнення також вимикається, якщо вимкнено електронну систему стабілізації [7-8].

Гідропневматична підвіска з електронним керуванням. Перша завершена і підготовлена до виробництва версія цієї підвіски була представлена в 1999 році на флагманській моделі Mercedes-Benz. У цьому дослідженні береться до уваги автоматична механічна система з інтелектуальним контролем, під час руху по дорожніх нерівностям транспортний засіб зазнає поперечних та поздовжніх коливань кузова, система дає змогу мінімізувати ці коливання кузова, а також коливання повинні швидко розсіюватися [5-7].

Класична пружинна підвіска, може забезпечити лише розумний комфорт їзди або хороше зчеплення з дорогою, оскільки ці 2 критерії конфліктують один з одним і вимагають абсолютно різних характеристик пружин і амортизаторів[6]. У той час як напівактивна підвіска з їх змінними характеристиками демпфування та низьким енергоспоживанням, та додатковими системами керування підвіскою забезпечує суттєве покращення в керуванні транспортним засобом.

У гідропневматичній підвісці з електронним керуванням E-ActiveBodyControl (ABC) комп'ютер фіксує рух кузова за допомогою датчиків, розташованих по всьому автомобілю, і керує дією активної підвіски за допомогою гідравлічних сервомеханізмів. Гідравлічний тиск 200 бар до сервоприводів подається радіально-поршневим гідравлічним насосом високого тиску. Акумулятори регулюють гідравлічний тиск за допомогою закритої азотної сфери, відокремленої від гідравлічної рідини мембраною (рис. 6).

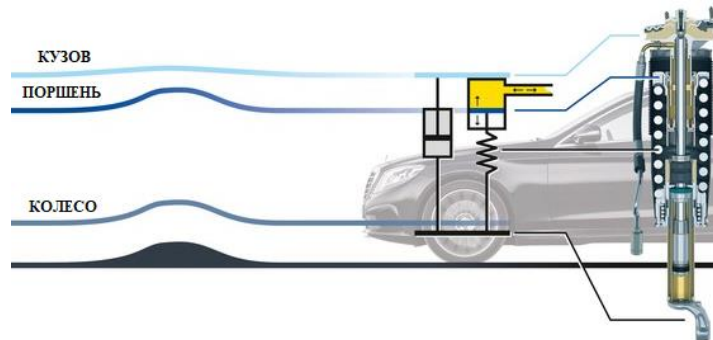


Рис. 6 – Система MagicBodyControl

Загалом 13 датчиків безперервно контролюють рух тіла та рівень автомобіля та передають контролеру ABC нові дані кожні десять мілісекунд. Чотири датчики рівня, по одному на кожному колесі, вимірюють кліренс автомобіля, три акселерометри вимірюють вертикальне прискорення кузова, один датчик прискорення вимірює поздовжнє та один датчик — поперечне прискорення кузова. Коли контролер ABC отримує та обробляє дані, він керує чотирма гідравлічними сервоприводами, кожен з яких встановлено на пневматичній опорі гідравлічної рідини під тиском, біля кожного колеса (рис. 7).

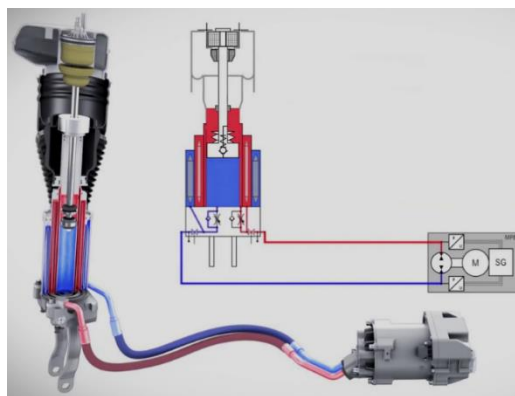


Рис. 6 – Сучасна підвіска E-ActiveBodyControl з гідравлічним сервоприводом

Система складається з трьох основних компонентів: гідравлічного насоса з внутрішнім редуктором, синхронного двигуна з постійним магнітом в якості електродвигуна і блоку управління 48 В.

Майже миттєво серворегульована підвіска генерує протидіючу силу до нахилу кузова автомобіля, пірнання та присідання під час різних маневрів водіння. Між кузовом автомобіля і колесом розташована амортизаційна стійка, що складається з паралельно з'єднаних сталевих гвинтової пружини і амортизатора, а також регульовального циліндра з гідравлічним керуванням. Важливою частиною системи є моторно-насосний агрегат (МРЕ) з вбудованою електронікою управління підвіскою. Ці компоненти регулюють циліндр у напрямку амортизаційної стійки та змінюють довжину підвіски. Це створює силу, яка діє на підвіску та амортизацію автомобіля в діапазоні частот до п'яти герц.

Система також включає регульовану по висоті підвіску, яка в цьому випадку опускає транспортний засіб до 11 міліметрів між швидкостями 60–160 км/год для кращої аеродинаміки, витрати палива та керованості.

Система також дозволяє використовувати самовирівнювальну підвіску, яка піднімає або опускає транспортний засіб у відповідь на зміну навантаження (тобто завантаження або вивантаження пасажирів або вантажу).

Аналогічно до адаптивної пневматичної підвіски з електромеханічною стабілізацією крену, система E-ActiveBodyControl дає можливість у випадку бокового удару підняти кузов автомобіля на 8 міліметрів від нульового положення кузова. Адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією Audi підіймає кузов тільки зі сторони удару завдяки датчикам які слідкують за безпекою навколо автомобіля, Система E-ActiveBodyControl підіймає повністю весь кузов вертикально вгору. Але дуже мало більш детальної інформації що до цієї системи.

Висновки. Впровадження адаптивних підвісок сприяє підвищенню безліч експлуатаційних якостей автомобіля основними з яких являються: плавність ходу, комфортабельність, стійкість руху, довговічність. На даний момент тему активної підвіски розвивають тільки декілька автомобільних виробників. Найбільш передовими являються дві системи, це адаптивна пневматична підвіска з електромеханічною стабілізацією крену та гідропневматична підвіска з електронним керуванням. Ці системи дають можливість впливати на характеристики пасивної безпеки покращивши поглинання кінетичної енергії на 50% шляхом підняття кузова на 80 міліметрів. Стосовно пасивної безпеки ці системи на даний момент не являються серійними, а лише прототипами які ми можемо побачити тільки на тестових полігонах. З впевненістю можна сказати що це майбутнє адаптивних підвісок.

Список літератури:

1. Abdalla, M.O., N. AlShabat. Linear matrix inequality based control of vehicle active suspension system. *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanic sand Mobility* 2009, 47(1): 121-134;
2. Chen, S.Z. Magnet orheological Semi-Active Suspension Demonstration for Off-Road Vehicles. *Advanced Science Letters* 2012, 12(1): 1-6;
3. Collette, C. and A. Preumont. High frequency energy transfer in semi-active suspension. *Journal of Sound and Vibration* 2010, 329 (22): 4604-4616;
4. Riduan AFM, Tamaldin N. Review on active suspension system. *SHS Web of Conferences*, vol. 49, EDP Sciences; 2018, p. 02008;
5. Goodarzi A, Khajepour A. Vehicle suspension system technology and design. *Synthesis Lectures on Advances in Automotive Technology* 2017;1:i-77;
6. Dishant E, Singh P, Sharma M. Suspension systems: A review. *International Research Journal of Engineering and Technology* 2017;4:148-160;

7. Palangsavar N, Mamouri AR. Stability investigation of hydraulic interconnected suspension system of a vehicle with a quaternion neural network controller. Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of the ISME 2019;20:129–151;
8. Moheyldein M, Abd-El-Tawwab AM, El-gwwad KA, Salem M. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences 2018;7:525–534.

References (transliterated):

1. Abdalla, M.O., N. Al Shabatat. Linear matrix in equality based control of vehicle active suspension system. Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility 2009, 47(1): 121-134;
2. Chen, S.Z. Magnet rheological Semi-Active Suspension Demonstration for Off-Road Vehicles. Advanced Science Letters 2012, 12(1): 1-6;
3. Collette, C. and A. Preumont. High frequency energy transfer in semi-active suspension. Journal of Sound and Vibration 2010, 329 (22): 4604-4616;
4. Riduan AFM, Tamaldin N. Review on active suspension system. SHS Web of Conferences, vol. 49, EDP Sciences; 2018, p. 02008;
5. Goodarzi A, Khajepour A. Vehicle suspension system technology and design. Synthesis Lectures on Advances in Automotive Technology 2017;1:i–77;
6. Dishant E, Singh P, Sharma M. Suspension systems: A review. International Research Journal of Engineering and Technology 2017;4:148–160;
7. Palangsavar N, Mamouri AR. Stability investigation of hydraulic interconnected suspension system of a vehicle with a quaternion neural network controller. Iranian Journal of Mechanical Engineering Transactions of the ISME 2019; 20:129–151;
8. Moheyldein M, Abd-El-Tawwab AM, El-gwwad KA, Salem M. An analytical study of the performance indices of air spring suspensions over the passive suspension. Beni-Suef University Journal of Basic and Applied Sciences 2018;7:525–534.

Надійшла (received) 14.12.2022 р.

Відомості про авторів/ About the authors

Ярига Олександр Олександрович (Yaryta Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Хаківський національний автомобільно дорожній університет, кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4948-6577>; e-mail: aleks.yarita@gmail.com

Шаповаленко Владислав Олексійович (Shapovalenko Vladislav) – асистент, Хаківський національний автомобільно дорожній університет, кафедра автомобілів ім. А.Б. Гредескула, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5770-0740>; e-mail: vladislav-shapovalenko@ukr.net

О.О. ОСТРОВЕРХ

ПІДВИЩЕННЯ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ ХАРАКТЕРИСТИК МУФТ ЗЧЕПЛЕННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ ПРИ ЗАСТОСУВАННІ ФТОРОПЛАСТУ

В роботі проведено температурне дослідження фрикційних дисків, по типу кільце та пелюстки, що виконані з металоазбесту. Для проведення дослідження застосовано програму SolidWorks із програмним модулем COSMOSWorks Designer. При виконанні розрахунків створені спрощені моделі накладок, побудовано сітки кінцевих елементів, виконано тепловий розрахунок з застосуванням теплового потоку. Далі проведемо аналогічне дослідження лише з нанесеним фторопластового покриттям на поверхню натискного диска та маховика зчеплення. Застосування фторопласту дозволяє зменшити теплове навантаження на відповідні поверхні при товщині покриття 0,1 міліметр мінімум на 10%.

Ключові слова: муфта зчеплення, фрикційна накладка, температура, епіюра, модель, дослідження.

A. OSTROVERKH

INCREASING THE PERFORMANCE CHARACTERISTICS OF CLUTCHES OF VEHICLES WHEN USING FLUOROPLAST

In the work, a temperature study of friction discs, of the ring and petal type, made of metal asbestos, was carried out. The SolidWorks program with the COSMOSWorks Designer software module was used to conduct the research. When performing the calculations, simplified models of overlays were created, grids of finite elements were constructed, thermal calculation was performed using heat flow. Next, we will conduct a similar study only with a fluoroplastic coating applied to the surface of the pressure disc and the clutch flywheel. The use of fluoroplastic allows to reduce the heat load on the corresponding surfaces with a coating thickness of 0.1 millimeter by at least 10%.

Key words: clutch, friction pad, temperature, epiura, model, research..

Вступ. Як відомо муфти зчеплення автомобілів та тракторів забезпечують передачу крутного моменту від двигуна до трансмісії. Одним із ключових складових муфти зчеплення є накладки дисків зчеплення. Основне завдання даного механізму є передача крутного моменту від силової установки до коробки передач.

Виходячи з конструкції автомобіля або трактора та конструкції їх коробок передач, фрикційні накладки можуть бути виготовлені з різних матеріалів [3].

Аналіз останніх досягнень і публікацій. На фрикційні накладки дисків зчеплення припадає відповідальна робота з входження до зіткнення з деталями зчеплення, що труться, і забезпечення плавної передачі крутного моменту. В цей момент на накладку діють різноспрямовані навантаження, і виникає висока температура на поверхні виробу, що природно призводить з часом до вигорання та зношування. До основних причин зношування накладок відноситься: природне експлуатаційне зношування; ривки при торканні транспорту (особливо завантаженого) та грубе водіння; неправильно відрегульована педаль зчеплення.

Враховуючи всілякі умови експлуатації техніки, фрикційні накладки дисків зчеплення через вигорання та знос необхідно регулярно замінювати.

Визначити час заміни можна за характерним запахом під час перемикання передач, позаштатним відпрацюванням механізму зчеплення та появою сторонніх шумів у коробці передач. Фрикційні накладки зчеплення розраховані працювати при температурах до 350 °С. Це необхідна умова, особливо у вантажівках та тракторній техніці, оскільки зчеплення розраховане на силу тертя, то в момент роботи дисків температура досягає критичних показників [3, 4].

Ефективність роботи зчеплення в останній момент максимальних навантажень та її експлуатаційний ресурс великою мірою залежить від матеріалу дисків. Цю функцію виконують накладки дисків зчеплення, виготовлених із різних матеріалів. У більшості

випадків, матеріалом служить композитна суміш волокон скла, металу та скріплювальних добавок. Полімерний композиційний матеріал формують у прес-формі з примусовим підігрівом. Еліпсоподібні накладки виробляють з просоченої нитки з металевим дротом і подальшим вулканізації в спеціальних пресах. Дуже поширений матеріал - органічна композиція фрикційна. Накладки з даного матеріалу ідеально підходять для невеликих навантажень, за жорстких умов необхідно вибирати дорожчі та надійніші. Для сімейного пересування заявлений ресурс деякими автовиробниками на накладки досягає 120 тис. км і більше, за жорстких умов, накладка може вийти з ладу після 10 тис. км пробігу, а в середньому знос диска відбувається в районі 90 тис. км.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є підвищення експлуатаційних характеристик муфт зчеплення при використанні фторопласту [1]. Елементом дослідження обрано фрикційний диск муфти зчеплення автомобіля.

В ході проведення досліджень запропоновано розглянути два типи накладок типу кільце та пелюстки, які в момент включення стикаються з фторопластовим (тефлоновим) покриттям, що нанесене на металеву поверхню натискного диска та маховика зчеплення.

Для проведення дослідження застосовано програму SolidWorks із програмним модулем COSMOSWorks Designer [2]. Тип дослідження: температурне нагрівання фрикційного диска [5-8], в якості матеріалу застосована азбестова накладка.

Розглянемо накладку типу кільце. Для виконання розрахунку була створена спрощена модель накладки та побудована сітка кінцевих елементів рис. 1. Якість сітки: всього вузлів 40823, елементів 22505, максимальний та мінімальний розмір елемента 3мм та 2,68мм.

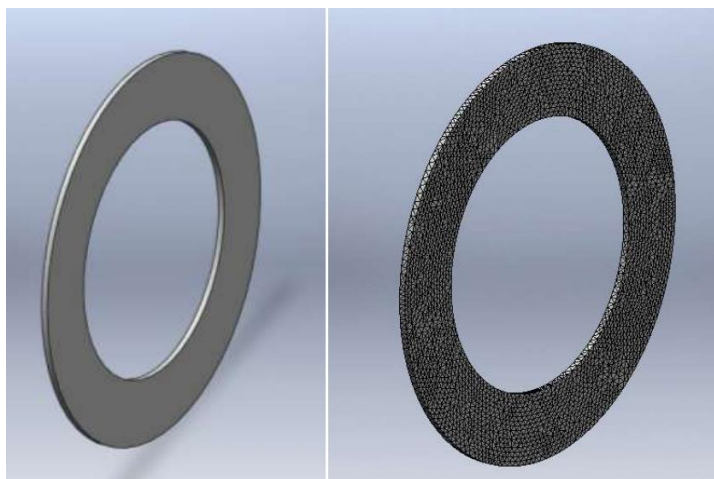


Рис. 1 – Модель та сітка кінцевих елементів накладки

Далі був виконаний тепловий розрахунок з застосуванням теплового потоку до однієї з поверхонь диска, який дорівнює половині максимальної потужності двигуна, що розвивається, дорівнює 60 кВт.

Після чого збудовано епюри температури рис. 2 які показують температурний розподіл на поверхні накладок.

На рис. 2 зліва показано поверхню, до якої було докладено зусилля 60кВт, на ній виникає максимальна температура 274°C, зі зворотного боку температура знаходиться в діапазоні 196-240°C.

Також збудовано епюру градієнта результативної температури рис. 3, яка показує зміну показання температури на одиницю відстані, середнє значення якої дорівнює 130°C/см.

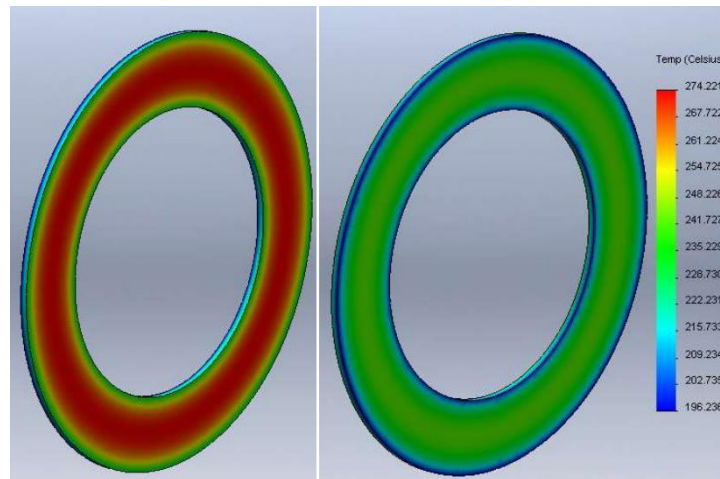


Рис. 2 – Епюра температури на поверхні накладки

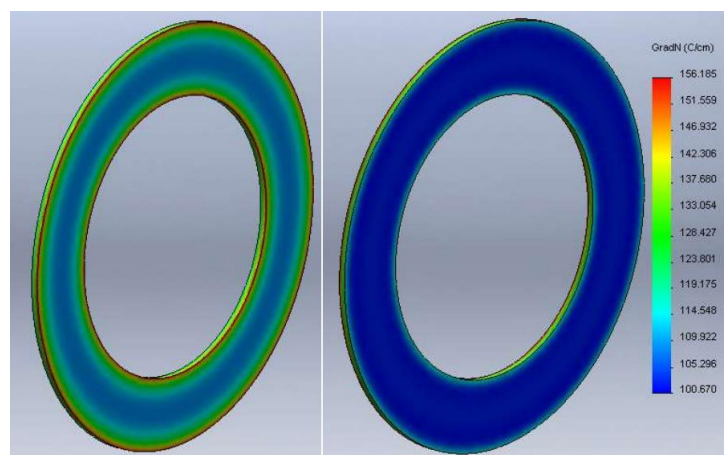


Рис. 3 – Епюра градієнта результативної температури накладки

На зображенні рис.3 зліва показано максимальне значення, яке виникає на зовнішніх кромках, що дорівнює $156^{\circ}\text{C}/\text{см}$, з правого боку накладки на внутрішніх кромках мінімальне значення $100^{\circ}\text{C}/\text{см}$.

Також побудовано епюру результативного теплового потоку рис. 4 яка є абсолютною величиною, що дорівнює кількості теплоти, що проходить через ізотермічну поверхню одиничної площі (одиниця виміру $\text{Вт}/\text{м}^2$).

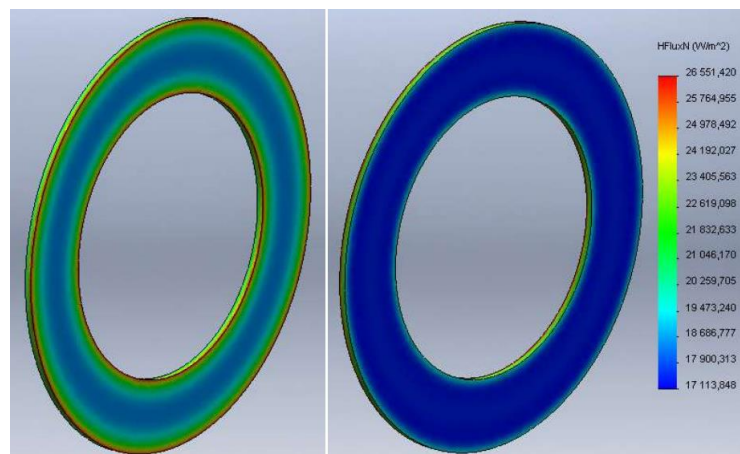


Рис. 4 – Епюра результативного теплового потоку

Максимальні значення яких також виникають на зовнішніх кромках накладки, що дорівнює 26551 Вт/м^2 , мінімальні у внутрішніх кромках, дорівнює 17113 Вт/м^2 .

Далі проведемо аналогічне дослідження лише з нанесеним тефлоновим покриттям на поверхню натискного диска та маховика зчеплення. Яке дозволяє зменшити теплове навантаження на ці поверхні при товщині тефлонового покриття $0,1 \text{ мм}$ мінімум на 10% .

Епюра температури показує зниження максимальної температури до 247°C рис. 5.

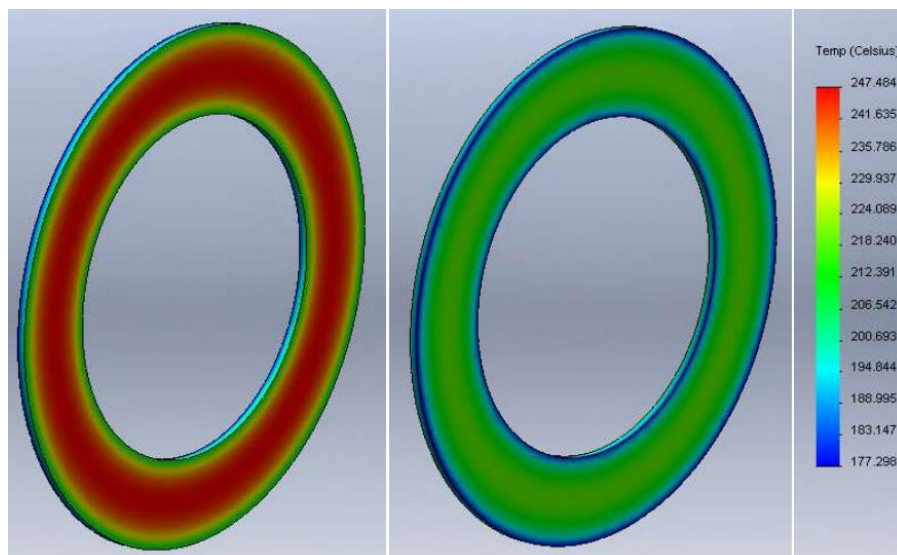


Рис. 5 – Епюра температури накладки з тефлоновим покриттям

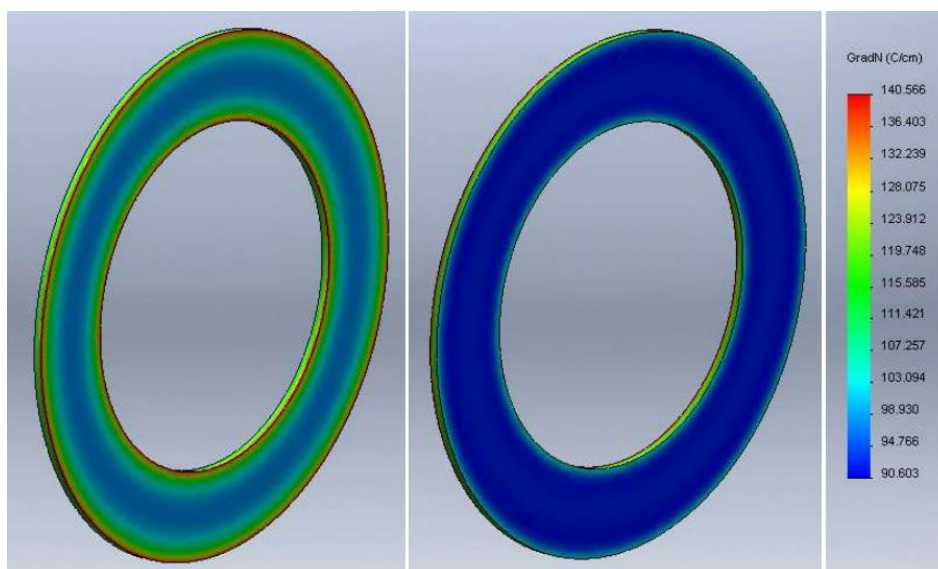


Рис. 6 – Епюра градієнта результативної температури накладки з тефлоновим покриттям

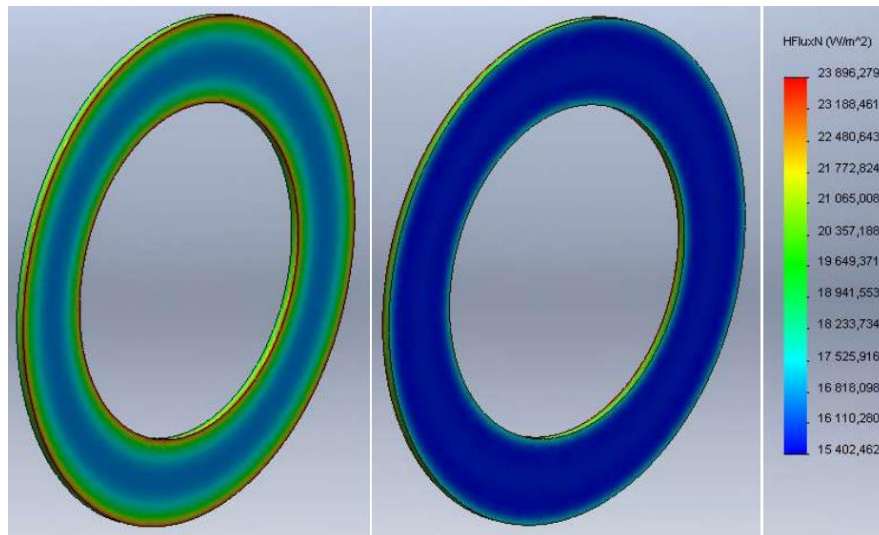


Рис. 7 – Епюра результативного теплового потоку накладки з тефлоновим покриттям

Побудовано епюри градієнта результативної температури рис. 6. Які також відображають зниження показників до $140^{\circ}\text{C}/\text{см}$.

Епюра результативного теплового потоку рис. 7, також вказує на зменшення максимального значення до, $23896\text{Вт}/\text{м}^2$, та мінімальне значення нижче на 11%, рівне $15402\text{Вт}/\text{м}^2$.

Аналогічний розрахунок був проведений для накладки типу пелюсток, з урахуванням їх кількості на диску, що дорівнює восьми. Прикладена відповідно потужність становить 7,5 кВт. Створено модель та виконано сітку кінцевих елементів рис. 8, всього вузлів створено 4144, всього елементів 2278, якість сітки на достатньому рівні.

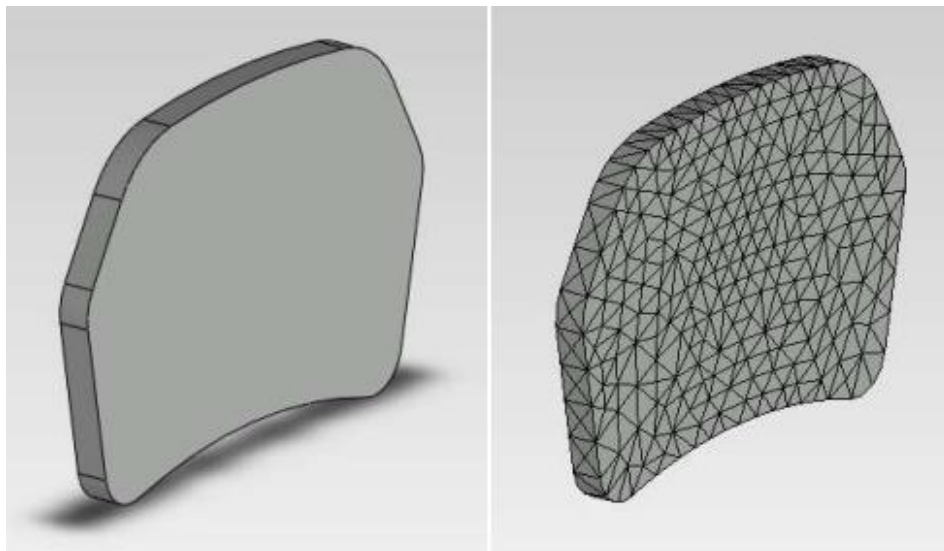


Рис. 8 – Модель та сітка кінцевих елементів накладки пелюсткового диска

Далі виконано тепловий розрахунок з впливом теплового потоку з одного боку накладки, який дорівнює 7,5 кВт, і послідуочної побудови епюри температури рис. 9.

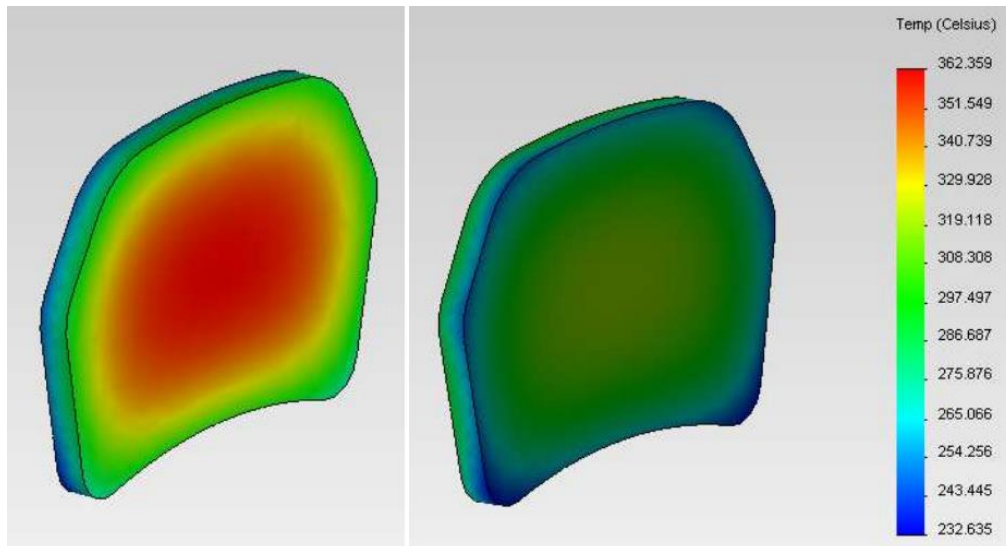


Рис. 9 – Епюра температури на поверхні накладки пелюсткового диску

Як показано на епюрі, максимальна температура вище на 88°C у порівнянні з суцільною накладною і становить 362°C .

Також побудовано епюру градієнта результативної температури рис. 10, значення якої вище ніж у накладки типу кільце $212^{\circ}\text{C}/\text{cm}$ (проти $156^{\circ}\text{C}/\text{cm}$).

Максимальне значення виникає на зовнішній кромці, з боку докладеної сили, і мінімальні в центрі накладки, і з обох боків з зворотного боку від докладання сили.

Виконано розрахунок та побудовано епюру результативного теплового потоку рис. 11, яка має майже на третину більше максимальне значення $36064 \text{ Вт}/\text{м}^2$ що виникає тільки на зовнішніх кромках, мінімальне дорівнює $22114 \text{ Вт}/\text{м}^2$ відображено у центрі накладки.

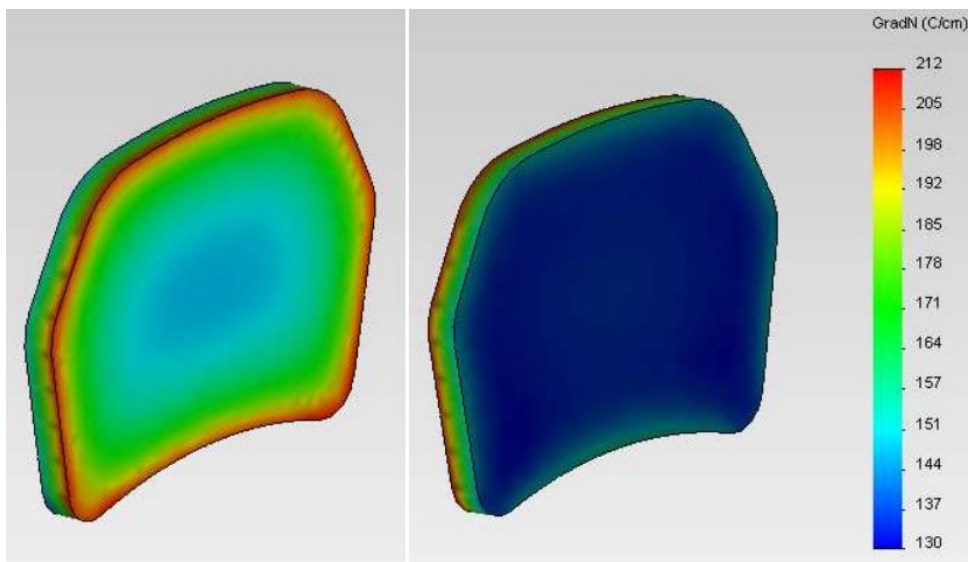


Рис. 10 – Епюра градієнта результативної температури накладки пелюсткового диску

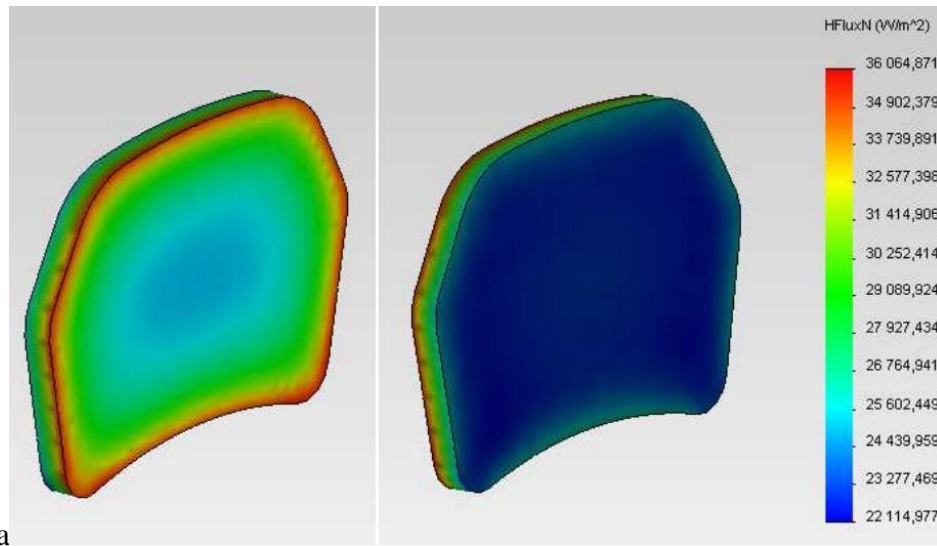


Рис. 11 – Епюра результативного теплового потоку накладки пелюсткового диска

Далі виконано ідентичний розрахунок з нанесеним тефлоновим покриттям на поверхню натискного диска та маховика зчеплення та побудови відповідних епюр рис. 12-14. З яких слідує, що також вдалося отримати зниження теплового навантаження на пелюстковій накладці, але цього мало для того, щоб тефлонове покриття знаходилося у своєму робочому діапазоні температур.

Побудована епюра градієнта результативної температури показує незначне зниження показників $191^{\circ}\text{C}/\text{см}$ (проти $212^{\circ}\text{C}/\text{см}$).

Аналогічний результат отримано на епюрі градієнта результативної температури накладки пелюсткового диска з покриттям із незначною зміною $32458 \text{ Вт}/\text{м}^2$ (проти $36064 \text{ Вт}/\text{м}^2$).

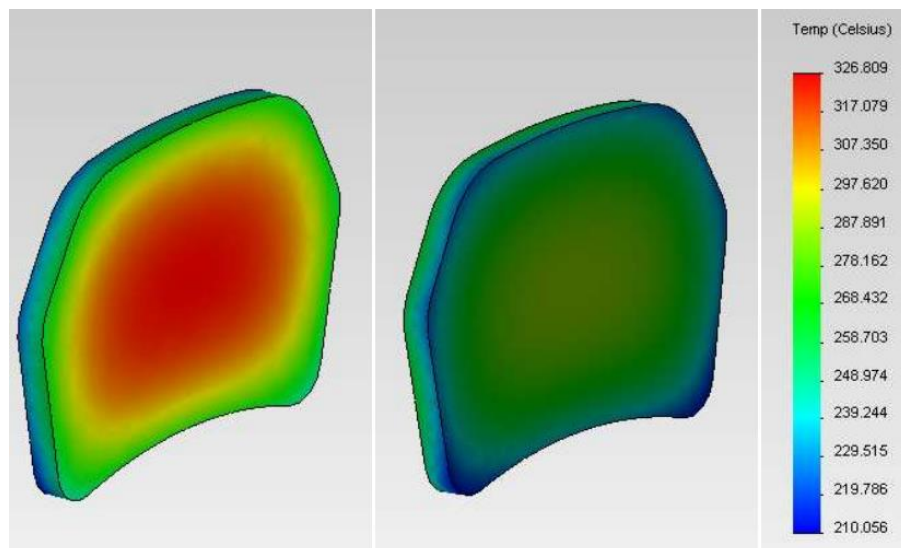


Рис. 12 – Епюра температури на поверхні накладки пелюсткового диска з покриттям

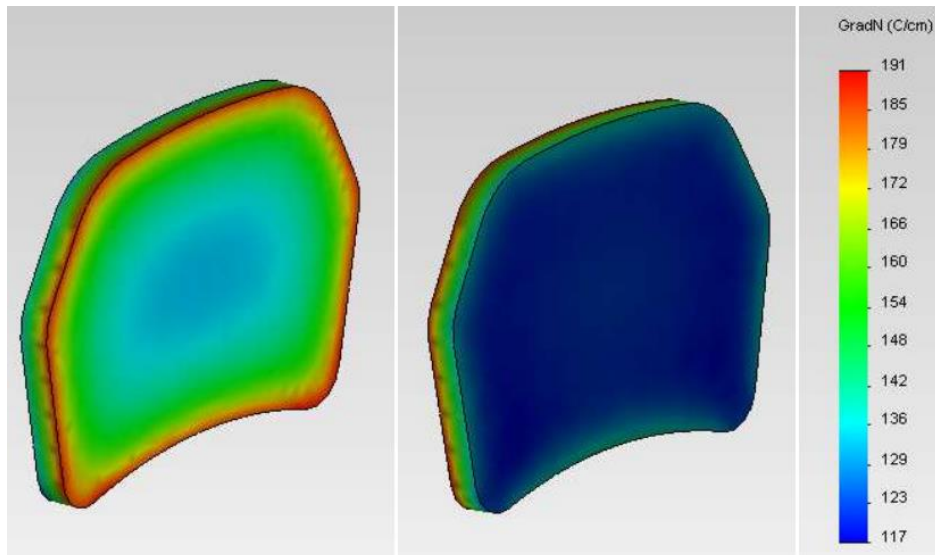


Рис. 13 – Епюра градієнта результативної температури накладки пелюсткового диску з покриттям

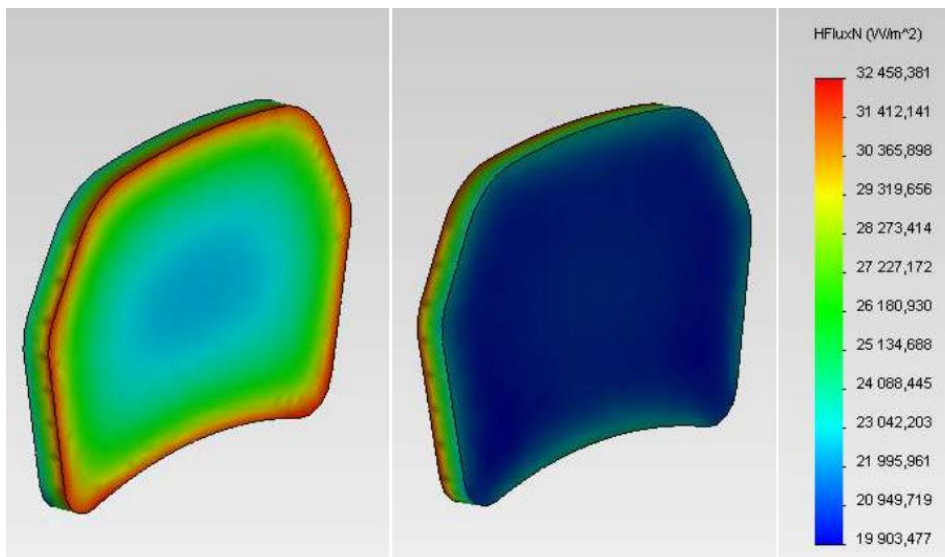


Рис. 14 – Епюра температури на поверхні накладки пелюсткового диску з покриттям

Висновки. В результаті проведеного дослідження слідує, що нанесення фторопласту або тефлонового покриття дозволяє знизити теплове навантаження фрикційної накладки у формі кільце зі значень $274-196^{\circ}\text{C}$, до $247-177^{\circ}\text{C}$. Що дозволить досягти необхідного ресурсу муфти зчеплення в 120 тис. км. Тефлонове покриття при цьому буде знаходитися у своєму робочому діапазоні температур $210-250^{\circ}\text{C}$.

При проведенні дослідження муфти зчеплення із застосуванням накладок пелюсткового типу визначено зниження теплового навантаження з $362-232^{\circ}\text{C}$ до $326-210^{\circ}\text{C}$. Це дозволяє при плановій заміні диска муфти зчеплення на 90 тис. км зменшити вартість самого диска в порівнянні з аналогічним диском з накладкою типу кільце без покриття. Так як диск з пелюстковими накладками буде дешевшим. При цьому з нанесеним тефлоновим покриттям диск з пелюстковими накладками виходить за робочий температурний діапазон тефлонового покриття, і є не доцільним через його швидке зношування при досягненні максимальних температур в 326°C .

Список літератури:

1. Вікіпедія. Вільна енциклопедія [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://uk.wikipedia.org/>
2. SolidWorks: офіційний сайт [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <https://www.solidworks.com/ru>
3. Кисликон В.Ф. Будова й експлуатація автомобіля / В.Ф.Кисликон, В.В.Лушчик. - К.: Либідь, 2005.
4. Івашченко М.В. Будова й експлуатація вантажних автомобілів / М.В.Івашченко. - Чернігів: ТСОУ, 2001
5. Островерх О. О. Розробка трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна [Електронний ресурс] / О. О. Островерх // Priority directions of science and technology development : abstr. of the 6th Intern. sci. and practical conf., February 20-22, 2021 / М. L. Komarytskyu. – Electronic text data. – Kyiv, 2021. – P. 256-260. – URI: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/53265>.
6. Статичне дослідження елементів самоблокувального диференціалу підвищеного тертя з метою збільшення його надійності і експлуатаційних характеристик / О. О. Островерх [та ін.] // *Збірник наукових праць Нац. ун-ту кораблебудування ім. адмірала Макарова* / ред. кол.: С. І. Сербін. – Миколаїв : Гельветика, 2021. – № 1 (484). – С. 24-30.
7. Островерх О. О. Дослідження застосування аксіально-поршневих компресорів в автомобільних системах кондиціонування / О. О. Островерх // *Вчені записки Тавр. нац. ун-ту ім. В. І. Вернадського. Сер.* : Технічні науки. – 2020. – Т. 31 (70), № 3, ч. 2. – С. 109-118.
8. Островерх О. О. Статичне дослідження елементів трьохвальної коробки передач легкового автомобіля з поперечним розташуванням двигуна / О. О. Островерх // *Вісник Національного технічного університету "ХПІ". Сер.* : *Автомобіле- та тракторобудування* : зб. наук. пр. – Харків : НТУ "ХПІ", 2020. – № 1. – С. 35-44.

References (transliterated):

1. Wikipedia. Free encyclopedia [Electronic resource]. - Access mode: <https://uk.wikipedia.org/>
2. SolidWorks: official site [Electronic resource]. - Access mode: <https://www.solidworks.com>
3. Kislikon V.F. Budova and car operation / V.F.Kislikon, V.V.Lushchik. - K.: Libid, 2005.
4. Ivashchenko M.V. Budova and exploitation of vintage cars / M.V.Ivashchenko. - Chernigiv: TSOU, 2001
5. Ostroverkh O. O. Development of a three-way transmission of a passenger car with transverse gearing of the engine [Electronic resource] / O. O. Ostroverkh // Priority directions of science and technology development: abstr. of the 6th Intern. sci. and practical conf., February 20-22, 2021 / M. L. Komarytskyu. – Electronic text data. - Kyiv, 2021. - P. 256-260. – URI: <http://repository.kpi.kharkov.ua/handle/KhPI-Press/53265>.
6. Static follow-up of the elements of the self-blocking differential of the advanced third with a method of increasing its superiority and operational characteristics / O. O. Ostroverkh [that in.] // *Collection of science practices Nat. un-tu shipbuilding im. Admiral Makarov* / ed. Col.: S. I. Serbian. - Mykolaiv: Helvetica, 2021. - No. 1 (484). - P. 24-30.
7. Ostroverkh O. O. Research of application of axial-piston compressors in automobile conditioning systems / O. O. Ostroverkh // *Scientific notes of Tav. nat. University named after VI Vernadsky. Ser.* : *Technical sciences.* - 2020. - Vol. 31 (70), № 3, Part 2. - P. 109-118.
8. Ostroverkh O. O. Static research of elements of a three-shaft transmission of a car with a transverse location of the engine / O. O. Ostroverkh // *Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.* : *Automobile and tractor construction: coll. Science. pr.* - Kharkiv: NTU "KhPI", 2020. - № 1. - P. 35-44.

Надійшла (received) 02.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Островерх Олександр Олегович (Ostroverkh Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-8334-0286>; e-mail: ostrov.sasha@gmail.com

*М. Є. СЕРГІЄНКО, Н. М. ПАВЛОВА, А. М. СЕРГІЄНКО, Б. Г. ЛЮБАРСЬКИЙ,
А.М. БОРИСЕНКО, П.М. КАЛИНИН, С.О. ГУБСКИЙ, О.М. ДРЕВАЛЬ*

РЕЗУЛЬТАТИ МОДЕЛЮВАННЯ КОМПОНЕНТІВ І РОБОЧИХ ПРОЦЕСІВ ГІБРИДНОГО АВТОМОБІЛЯ З АСИНХРОННИМ ЕЛЕКТРОДВИГУНОМ

У роботі представлені імітаційні моделі системи керування і контролю, виконано дослідження динаміки параметрів елементів гібридного автомобіля за допомогою імітаційного моделювання у середовищі Matlab / Simulink. Розглядається послідовно-паралельний привід повідних коліс. Електропривід здійснюється від асинхронного електродвигуна. Модель містить підсистеми регулювання і контролю споживання енергії, обчислення і контролю стану АКБ, ДВЗ, електричного приводу, механічну модель автомобіля, імітатор впливу водія на подачі палива, систему керування режимами руху. Представлені зміни параметрів компонентів гібридного автомобіля і самого автомобіля на заданих режимах руху. Отримані результати відповідають реальним значенням для вибраного класу автомобілів.

Ключові слова: автомобіль, гібрид, послідовно-паралельна схема, асинхронний електродвигун, моделювання, компоненти, система керування і контролю, робочий процес, аналіз.

*M. SERGIENKO, N. PAVLOVA, A. SERGIENKO, B. LYUBARSKY, A. BORYSENKO,
P. KALININ, S. GUBSKYI, O. DREVAL*

RESULTS OF MODELING OF COMPONENTS AND WORKING PROCESSES OF A HYBRID CAR WITH AN ASYNCHRONOUS MOTOR

The work presents simulation models of the control and monitoring system, the study of the dynamics of the parameters of the elements of a hybrid car using simulation modeling in Matlab / Simulink environment is performed. A series-parallel drive of driving wheels is considered. The electric drive is carried out from an asynchronous electric motor. The model includes energy consumption regulation and control subsystems, calculation and state control of the battery, internal combustion engine, electric drive, mechanical model of the car, simulator of driver's influence on the fuel pedal, driving mode control system. The changes in the operating parameters of the hybrid vehicle components and the vehicle itself on the given driving modes are presented. The results obtained correspond to the real values for the selected class of cars.

Keywords: car, hybrid, series-parallel scheme, induction motor, modeling, components, control and monitoring system, workflow, analysis.

Вступ. Гібридний автомобіль (ГА), як технічна система, містить двигун внутрішнього згорання (ДВЗ), електричний двигун (ЕД), механічну трансмісію (МТ), генератор, акумуляторну батарею (АКБ), перетворювач напруги, електронний керуючий блок (ЕКБ).

Джерелами енергії для руху ГА є ДВЗ і ЕД, які перетворюють енергію відповідних накопичувачів (або перетворювачів) в механічну. Очевидно, що для ефективної роботи вказаних джерел енергії потрібна наявність не тільки підсумовуючого пристрою, засобів контролю і керування, що забезпечують раціональні режими роботи всіх перетворювачів, але потрібна організація їх погодженої та взаємопов'язаної роботи.

Для практичної реалізації вищесказаного необхідно проведення теоретичних досліджень, в ході яких відпрацьовується структура системи керування ГА і алгоритм її роботи. При моделюванні процесів руху ГА, як правило, застосовується метод енергетичного балансу. У даній праці розглянутий варіант ГА з послідовно-паралельною гібридною силовою установкою, для керування рухом якого пропонується достатньо гнучка і логічна схема керування, що враховує три режими руху (прискорення, сталого руху, гальмування) і стан накопичувачів електроенергії та перетворювачів. Дослідження у зазначеному напрямку актуальні, так як дозволяють оптимально організувати перетворення енергії накопичувачів і ефективно використовувати ГА.

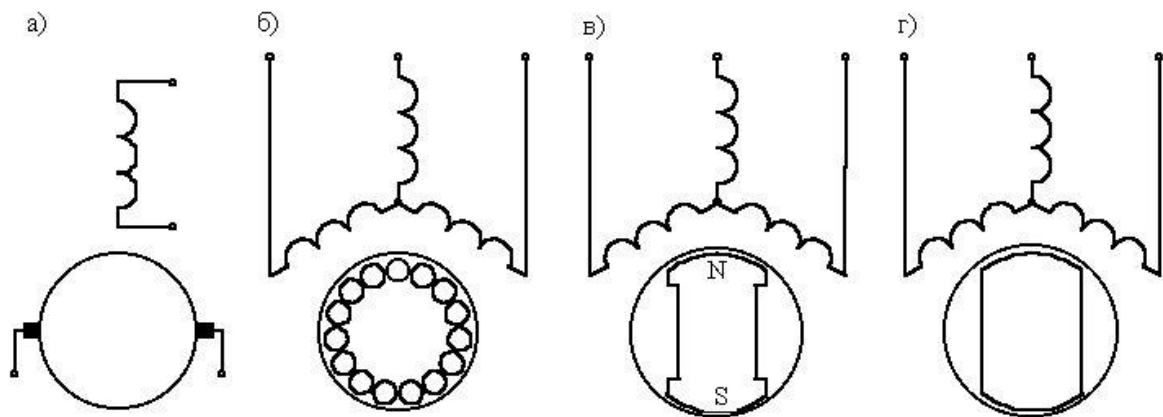
Аналіз останніх досягнень і публікацій. Застосування електроперетворювачів сьогодні здійснюється не тільки на електромобілях, гібридних машинах, але і на автомобілях традиційної конструкції [1].

У систематизованому довіднику [2] представлені нові технології, що присвячені як основам теорії, так і розробці конструкцій електромобілів (EV), гібридних електромобілів (HEV) і автомобілів на паливних елементах (FCV), що дозволяє уявити принципіальні характеристики вибраного автомобіля, конфігурацію складових елементів конструкції, стратегію керування.

ГА із застосуванням оптимального керування гібридними системами для декілька прикладних проблем, що виникають в технології будування гібридних транспортних систем, розглянуто в праці [3].

У праці [4] моделювання і регулювання системи керування HEV виконується з метою економії палива. Для підвищення ефективності використання палива в ГА запропоновано об'єднати в єдину систему електродвигун, акумулятор і ДВЗ. В цієї системі контролер Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS) використовувався у тесті водіння транспортного засобу в програмному середовищі Matlab/Simulink. Слід зазначити, що контролер задає як бажану швидкість руху, так і рівень заряду акумулятора. Реалізація оптимального керування організовано на основі адаптивної нейро-нечіткої системи виводу, яка знижує витрати палива ДВЗ.

На практиці для ГА застосовують чотири різновиди електродвигунів: двигун постійного струму (ДПС), асинхронний двигун (АД), синхронний двигун з постійними магнітами (СДПМ) і синхронний реактивний двигун (СРД). На рис. 1 схеми цих електродвигунів умовно показані з трифазною обмоткою статора і двополюсним ротором, хоча на практиці число фаз і полюсів, як правило, більше.



а – ДПС; б – АД; в – СДПМ; г – СРД

Рис. 1 – Найбільш поширені типи електродвигунів для ГА

Відзначимо, що використовувані в ГА джерела енергії (ДВЗ і ЕД) спільно або порізно через редуктор обертають ведучі колеса. При установленні поза ДВЗ планетарного механізму відбувається поділ потоку потужності на дві гілки: одна йде до редуктора головної передачі, інша – до генератора перемінного струму. Останній через перетворювач заряджає акумуляторну батарею, від якої при необхідності енергія потрапляє на електродвигун. При гальмуванні електродвигун діє в режимі генератора і через перетворювач поповнює запас енергії в акумуляторній батареї. В режимі пуску ДВЗ генератор виконує роль стартера.

Для оцінки доцільності використання в ГА відповідного типу електродвигуна необхідний порівняльний аналіз їх основних показників (табл. 1).

З аналізу табл. 1 і аналізу конструкцій ГА випливає, що асинхронний і синхронний двигуни перспективні для використання на ГА.

Таблиця 1 – Порівняльні показники різних типів електродвигунів [5]

Показники	ДПС	АД	СПДМ	СРД
ККД	0	+	++	+
Відношення максимальної корисної потужності до маси	0	+	++	+
Можливості охолодження	+	++	+	+
Експлуатаційні характеристики	0	+	+	+
Динамічні характеристики	++	+	++	+
Вага	–	+	++	++
Вартість	++	+	–	+
Примітка. Показник: "++" – відмінний, "+" – добрий, "0" – задовільний, "–" – менш задовільний				

Асинхронні електродвигуни мають просту, міцну конструкцію, високу надійність, низькі експлуатаційні витрати, низьку вартість і здатність працювати в несприятливих умовах. Відсутність тертя щіток дозволяє асинхронному електродвигуну досягати максимальної частоти обертання, а відповідно високих вихідних характеристик. Такий електродвигун може працювати таким же чином, як і електродвигун з незалежним збудженням, він не має таких обмежень частоти як двигун постійного струму.

Наявність максимального обертального моменту обмежує діапазон потужності асинхронного електродвигуна. При критичній частоті обертання електродвигуна досягається максимальний обертальний момент.

Що стосується недоліків електродвигуна, то його ККД нижче, чим у синхронного двигуна з постійними магнітами і синхронного реактивного двигуна унаслідок відсутності обмотки ротора і втрат в роторі. При цьому СПДМ і СРД конструктивно більш складні, вартість їх виготовлення вище.

Результатами моделювання ГА з використанням АД, зокрема, з послідовно-паралельним електроприводом присвячено ряд праць [6-12]. Дослідження проводилися з використанням універсальних програмних пакетів.

Тяговий електропривід ГА з вентиляним двигуном докладно досліджений в праці [13].

У працях [14-16] розглянуті моделі ГА з використанням синхронних двигунів і послідовно-паралельним приводом, а також порівнюються показники автомобіля з іншими варіантами ЕД.

Аналізу роботи електроприводу на базі асинхронного електродвигуна присвячені дослідження [17], де були визначені динамічні характеристики ГА.

Показники руху і витрати накопиченої енергії ГА багато в чому визначаються роботою компонентів системи керування: їх конструкцією і алгоритмом роботи. Оцінку їх роботи можливо виконати шляхом імітаційного моделювання перехідних процесів в розглянутих складених компонентах системи керування на можливих режимах ГА, що вимагає відносно мінімальних витрат і стає актуальною задачею.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є моделювання складових компонентів системи керування, контролю та узгодження робочих процесів у ГА з асинхронним електродвигуном на різних режимах руху.

Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном. Імітаційне моделювання робочих процесів ГА з комбінованою силовою установкою виконувалось на базі програмного середовища Matlab/Simulink.

Енергія від ДВЗ і від АКБ через ЕД передавалася на підсумувач і далі через елементи трансмісії на ведучі колеса. Взаємодія коліс автомобіля з опорною поверхнею задає параметри руху автомобіля.

Пропонована імітаційна модель ГА містить декілька підсистем: систему регулювання споживання енергії, ДВЗ, електричний привід (АКБ, ЕД), механічну модель автомобіля, імітатор впливу водія на педаль подачі палива [13-16]. В розробленій імітаційній моделі енергія від ДВЗ і від АКБ через ЕД передається на підсумувач і далі через елементи трансмісії на ведучі колеса, які взаємодіють з дорогою, задають швидкість руху автомобіля.

Розроблена система керування гібридною системою виконує наступні функції:

1) автоматичне вимикання двигуна на холостому ході для скорочення витрат енергії;
2) управління ККД приводу: у разі малого ККД система керування дає автомобілю можливість рухатися тільки за рахунок енергії електродвигуна, а у разі високого ККД двигуна – забезпечує вироблення та збереження надлишкової електроенергії. Таке управління дозволяє домогтися максимального сумарного ККД автомобіля;

3) використання режиму EV (режиму електромобіля): якщо водій натискає перемикач при виконанні відповідних умов, автомобіль буде рухатися тільки від енергії ЕД;

4) допоміжне використання електродвигуна: при розгоні енергія електродвигуна додається до енергії ДВЗ;

5) рекуперативне гальмування: під час уповільнення, а також при натисненні педалі гальма частина енергії, яка зазвичай була б втрачена у вигляді тепла, накопичується у вигляді електричної енергії, що підлягає повторному використанню, наприклад, для живлення електродвигуна.

Розглянемо більш докладно складові компоненти запропонованої системи керування ГА: систему енергетичного контролю, системи керування ДВС, генератора, АКБ.

Підсистема енергетичного контролю (рис. 2) обчислює необхідний для руху ГА крутний момент ДВЗ і момент, необхідний для його зупинення, коли гібридний режим роботи ГА виключений.

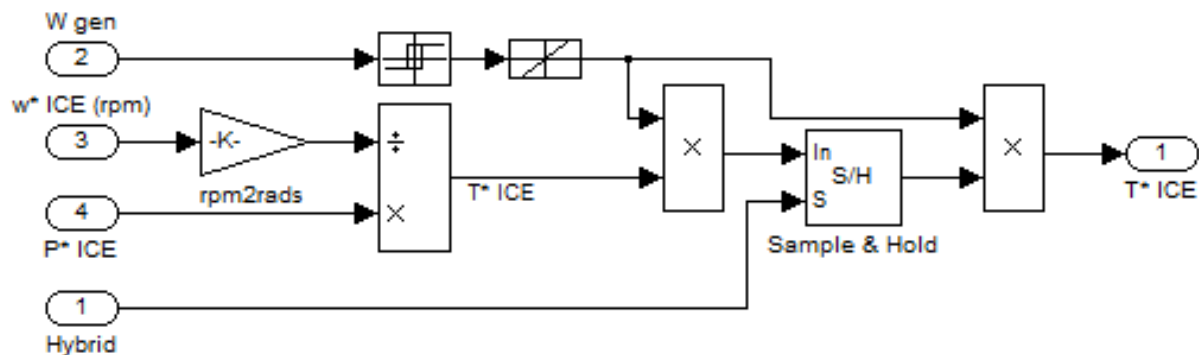


Рис. 2 – Підсистема, яка обчислює необхідний крутний момент ДВЗ

Система енергетичного контролю встановлює базовий сигнал для електродвигуна, генератора і ДВЗ, який дозволяє точно розподілити енергію від цих трьох джерел. Енергетичний контроль здійснюється у відповідності з даними про режим руху ГА і ступені натискання водієм педалі акселератора.

На рис. 3 представлена підсистема, що контролює стан АКБ.

Дана підсистема підтримує АКБ в зарядженому стані в діапазоні (40-80) % (рис. 4), щоб уникнути перезарядки або недозарядки. У відповідності з цим стан заряду АКБ поділяється на п'ять рівнів і на кожному рівні використовується алгоритм регулювання споживання енергії. В діапазоні (40-60) % стан заряду АКБ вважається на достатньому рівні. На цьому

рівні автомобіль рухається в «безшумному» режимі зі швидкістю нижче 40 км/год. ДВЗ працює в оптимальному режимі, залишкова потужність використовується генератором для зарядження АКБ. Коли заряд АКБ збільшується з 60 % до 90 % ГА продовжує працювати в режимі споживання енергії, але енергія запасастся шляхом рекуперативного гальмування. Це означає, що надлишкова потужність ДВЗ використовується генератором тільки для постачання енергією електродвигуна. Коли заряд АКБ буде в діапазоні (10-40) % «безшумний» режим руху автомобіля припиняється. Робота ДВЗ на низьких швидкостях не

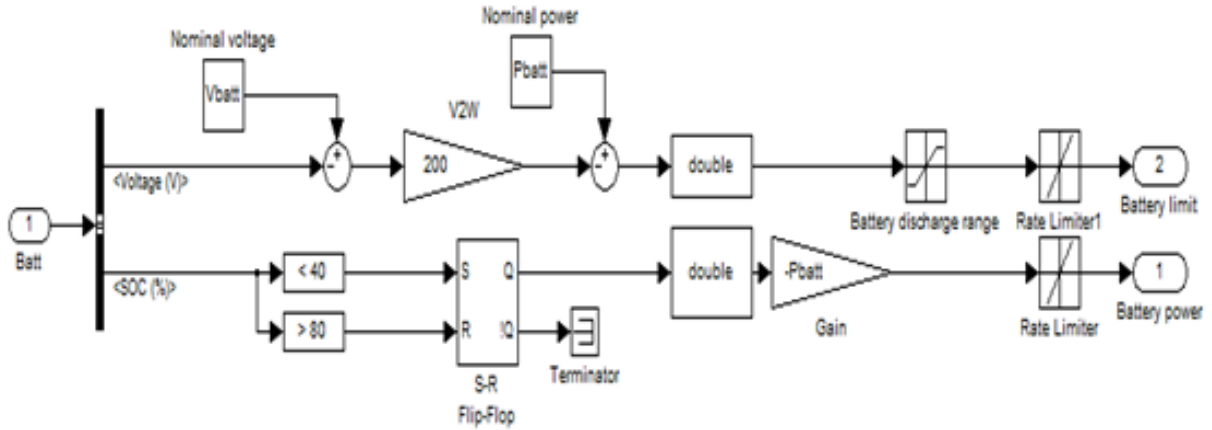


Рис. 3 – Підсистема контролю стану АКБ

ефективна, його надлишкова потужність використовується генератором для зарядження АКБ. Коли заряд АКБ нижче 10 %, тобто досягається критичний рівень заряду батареї, система енергетичного контролю сконцентрована на відновленні потрібного заряду АКБ.



Рис. 4 – Приклад зміни заряду АКБ

Для попередження падіння напруги АКБ в імітаційній моделі керування ГА передбачено також підсистема контролю потужності, необхідної від АКБ (рис. 5).

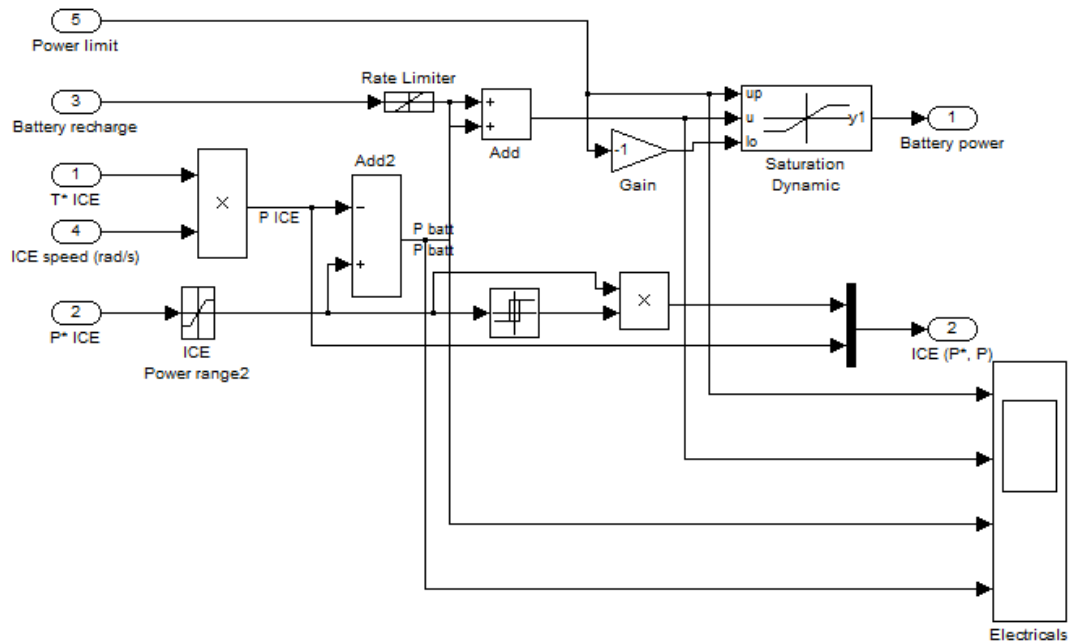


Рис. 5 – Підсистема для контролю заряду АКБ

Варто зауважити, що в розробленій імітаційній моделі була реалізована також одна з основних функцій системи регулювання споживання енергії – діагностування стану силової установки за допомогою підсистеми керування рухом (рис. 6). Підсистема керування рухом за необхідності приймає рішення, коли потрібно увімкнути гібридний режим руху ГА, а коли відключити.

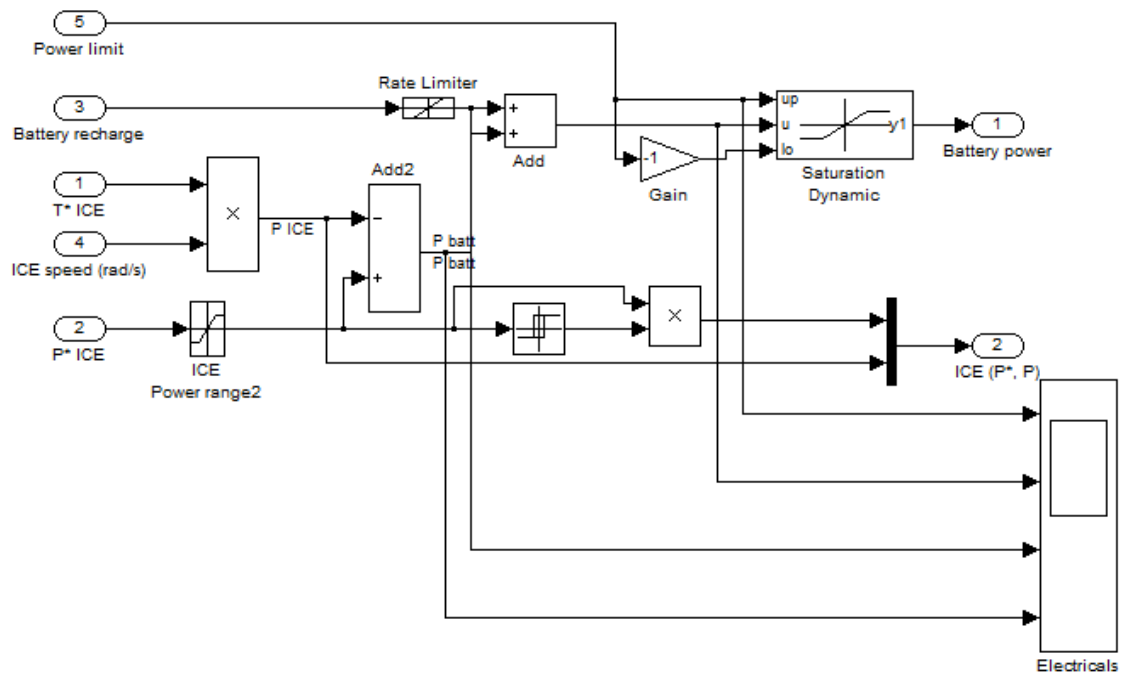


Рис. 6 – Підсистема керування режимами руху

Загальна схема запропонованої імітаційної моделі підсистеми енергетичного контролю представлена на рис. 7.

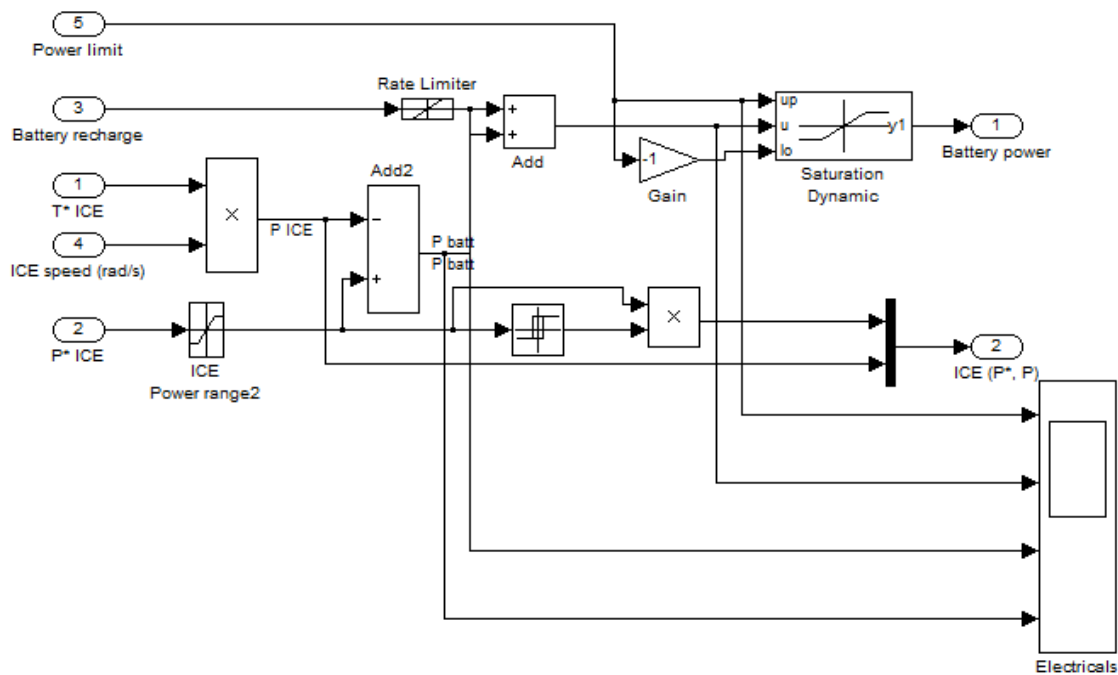


Рис. 7 – Підсистема енергетичного контролю

Найкращі показники ГА досягаються за рахунок комбінованого підведення потужності в трансмісії від ДВЗ і ЕД.

На рис. 8 представлена модель запропонованої гібридної трансмісії. За основу було взято гібридна силова установка змішаного типу, що дозволяє ефективно використовувати ДВЗ і ЕД. Основними компонентами даної моделі є наступні підсистеми: регулювання споживання енергії, підсистема ДВЗ, планетарного механізму, підсистеми електрична та динаміки автомобіля.

Підсистема регулювання споживання енергії (Energy Management Subsystem) встановлює базовий сигнал для електродвигуна, генератора і ДВЗ для того, щоб точно розподілити енергію від цих трьох джерел.

У підсистемі ДВЗ (Internal Combustion Engine) побудована модель бензинового двигуна з регулятором швидкості без врахування динаміки згорання паливно-повітряної суміші.

Підсистема планетарного механізму (Planetary Gear Subsystem) моделює розподільник потужності, що регулює напрямок потоків потужності і узгоджує роботу ДВЗ, генератора і електродвигуна на різних режимах роботи ГСУ.

Електрична підсистема (Electrical Subsystem) складається з чотирьох частин: асинхронного електродвигуна, генератора, нікель-металогібридної АКБ і перетворювача напруги, що включає до себе конвертор, перетворюючий (понижуючий) змінну напругу у постійну для узгодження змінної напруги генератора з постійною напругою високовольтної АКБ і інвертор, який підвищує постійну напругу АКБ в напругу, що живить електродвигун і генератор.

Підсистема динаміки автомобіля (Vehicle Dynamics) моделює силові процеси в трансмісії та взаємодії ведучих коліс автомобіля з дорогою:

- одноступінчаста головна передача знижує частоту обертання від ЕД і збільшує крутний момент на веденій шестерні головної передачі, яка пов'язана з диференціалом;

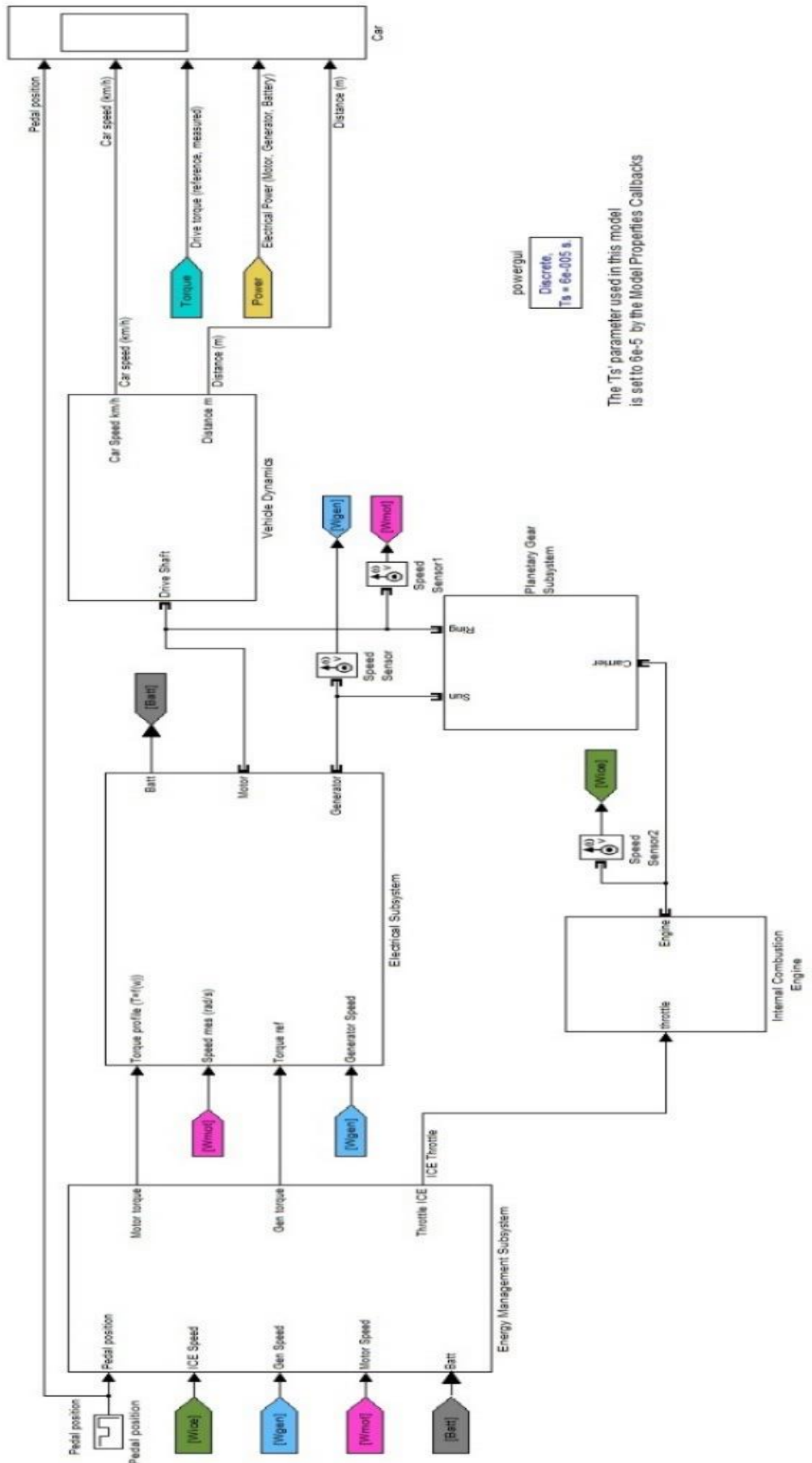


Рис. 8 – Simulink-модель трансмісії гібридної силової установки

- диференціал розділяє крутний момент на вхідному валу на два однакових за величиною крутних моментів, який підводиться на кожне ведуче колесо;
- динаміка шин показує зміну реакцій взаємодії шин з дорогою;
- динаміка автомобіля показує вплив зовнішніх сил на розглянуту систему в цілому.

Дослідження проводилося на прикладі легкового автомобіля колісної формули 4x2, масою 1325 кг, коефіцієнтом аеродинамічного опору кузова автомобіля $C_x = 0,26$, площею лобового опору автомобіля (площа Міделя) $2,57 \text{ м}^2$, потужністю ДВЗ і електросилової установки 57 кВт і 22,3 кВт, відповідно. Лінійна напруга 500 В. Ємність накопичувача енергії – акумулятора нікель-металогібридної батареї – 6,5 А·год (напруга 200 В).

Результати моделювання робочих процесів ГА наведені нижче.

Керування швидкістю руху ГА і, відповідно, режимами руху ГА здійснювалось зміною положення педалі подачі палива (рис. 9). У роботі розглядалися: гібридний режим – привід працює від електродвигуна або ДВЗ; режим швидкого переміщення – привід працює одночасно від електродвигуна і ДВЗ; рекуперативне гальмування – кінетична енергія поступальних і обертальних мас ГА передається генератору. У останньому випадку момент опору обертання генератора визначається величиною струму в обмотці збудження, величина якого визначається положенням педалі подачі палива.

Зміна положення педалі подачі палива задавалася ступінчасто. При позитивному значенні відхилення педалі здійснювався розгін або сталий рух, а при негативному – рекуперативне гальмування.

З осцилограми реєстрованих процесів видно (рис. 9), що керуючі впливи чітко відслідковуються зміною швидкості і пройденого шляху ГА.

Розгін ГА здійснювався до швидкості 80 км/год. При необхідності істотного збільшення швидкості знадобиться збільшення потужності перетворювачів.

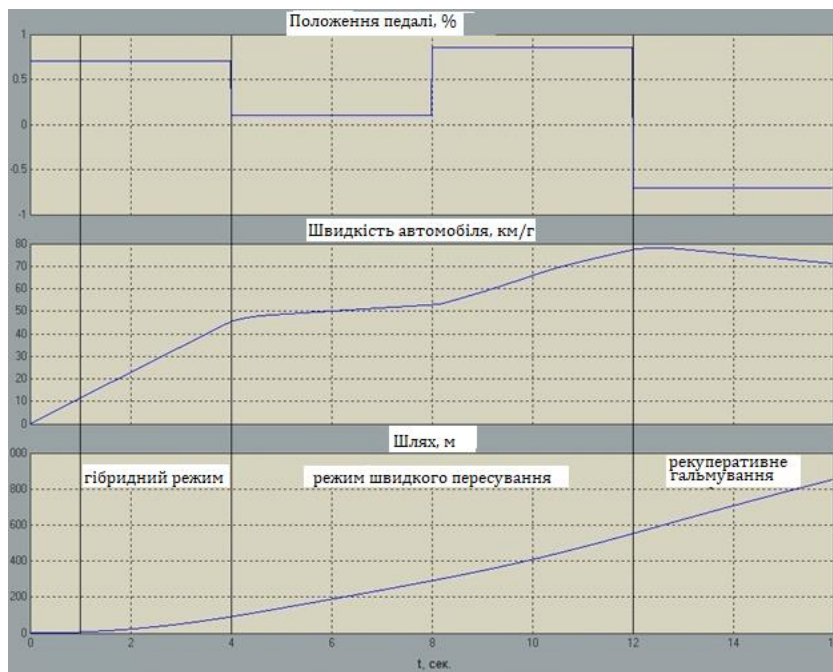


Рис. 9 – Зміна параметрів ГА в процесі руху

Моделювання компонентів керування перетворювачів вимагає визначення змін потужності не тільки ДВЗ, але і електродвигуна, генератора і АКБ (рис. 10). Особливістю запропонованої схеми керування є то, що в режимі рекуперативного гальмування тяговий ЕД переходить в режим генератора. Генератор підзарядки АКБ переходить на режим

нульовій потужності. Для АКБ негативні значення потужності відповідають режиму зарядження.



Рис. 10 – Зміна потужності електродвигуна, генератора і АКБ в процесі руху

Особливість роботи підсистеми електромеханічних перетворювачів ГА полягає в тому, що спостерігається спізнювання переходу з одного режиму на інший. Це пов'язано з перехідними електромагнітними, електрохімічними процесами в них при перемиканні режимів роботи і при ступінчастому керуючому сигналі.

Важливим показником роботи електромеханічних перетворювачів енергії, компонентів керування і контролю робочих процесів є зміна крутного моменту на вихідному валу приводу ведучих коліс. На осцилограмі (рис. 11) наведено отриманий і теоретичний крутний момент на розглядуваних режимах руху. На гібридному режимі і режимі швидкого пересування відхилення цих крутних моментів незначне. У режимі рекуперативного гальмування спостерігається істотне розходження цих моментів. Останнє пов'язано, скоріш за все, з недостатнім впливом на педаль керування дросельною заслінкою. Проведені тестові дослідження показали необхідність подальшого уточнення в підсистемі керування генератором для режиму рекуперативного гальмування ГА.

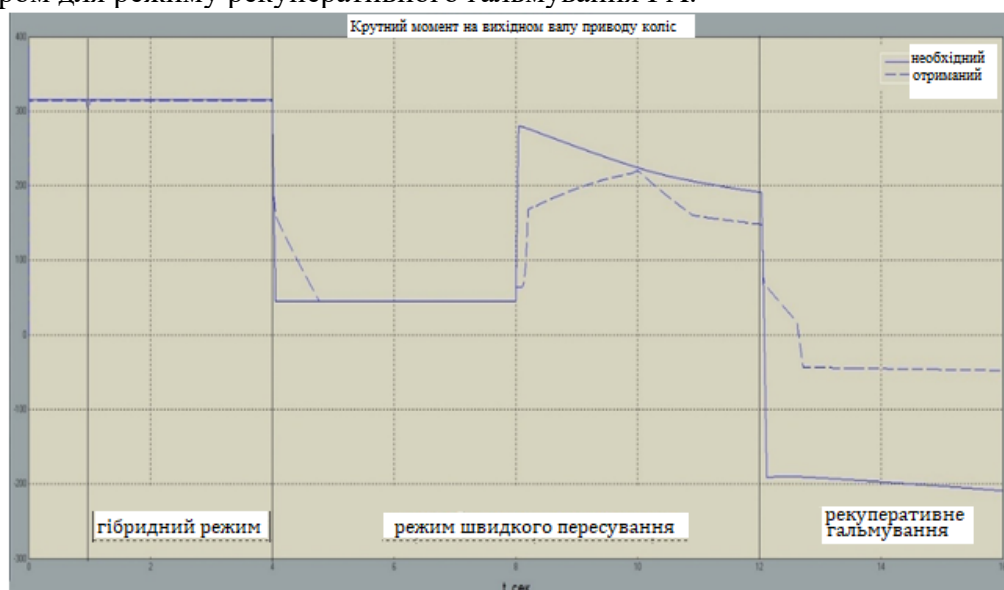


Рис. 11 – Зміна крутного моменту привода в процесі руху ГА

У ГА може використовуватися ДВЗ для привода ведучих коліс і (або) генератора. Його вихідні параметри визначаються режимами руху автомобіля, що задаються, і ступенем заряду АКБ. Система керування при низькому заряді АКБ автоматично вмикає в роботу ДВЗ і, приводячи в дію генератор, здійснює підзарядку. Приклад зміни параметрів ДВЗ при ступінчастому керуванні подачею палива наведено на рис. 12.

Аналіз результатів дослідження запропонованої імітаційної моделі керування показує, що режими роботи ДВЗ визначаються, в першу чергу, положенням дросельної заслінки і станом заряду АКБ. При ступінчастому переміщенні дросельної заслінки наростання крутного моменту і обертів колінчастого валу ДВЗ здійснюється за законом близькому до лінійного.

У прийнятій схемі трансмісії ГА сумування потоків потужності від ДВЗ, ЕД і до генератора здійснює планетарний ряд. Кожний перетворювач енергії пов'язаний в цьому випадку з одним із елементів ряду. Зміна показників стану елементів планетарного ряду в процесі руху наведено на рис. 13.



Рис. 12 – Зміна параметрів ДВЗ в процесі руху

Особливістю організації робочого процесу в ГА є те, що в режимі розгону та гальмування привід генератора може бути відключеним. Це пов'язано з неефективною роботою ДВЗ (з низьким ККД) на початку розгону ГА, а після виходу на режим підвищеної ефективності запропоновано частину потужності ДВЗ витратити на привід генератора.

В режимі гальмування ГА генератор зупиняється тому, що механічну енергію перетворює в електричну ЕД, який переключачається на роботу в режимі генератора.

Запропонована імітаційна модель керування дозволяє контролювати зміни кутовій швидкості ведучих коліс (рис. 13 (а-б)) на режимах руху, що задаються. На кожному з режимів руху темп зростання та убавання швидкості відрізняється. За характером зміни швидкості руху можна оцінити показники руху ГА і при необхідності провести корегування алгоритму керування. У імітаційній моделі при зміні коефіцієнта зчеплення ведучих коліс з дорогою і опору руху можливо провести оцінку гальмування або юзу ведучих коліс.

Одним з найважливіших компонентів для системи керування ГА, що здійснює циклічне накопичення і віддачу електричної енергії, є АКБ. Від стану і параметрів АКБ багато в чому залежать показники ефективності роботи ГА в цілому.

Умови роботи АКБ на ГА істотно відрізняються від роботи на автомобілях традиційної конструкції, зокрема, темп і циклічність заряду-розряду АКБ на ГА значно інтенсивніше. При цьому показники, що впливають і характеризують стан АКБ на ГА, залишаються практично такими ж, що і в звичайних автомобілях.

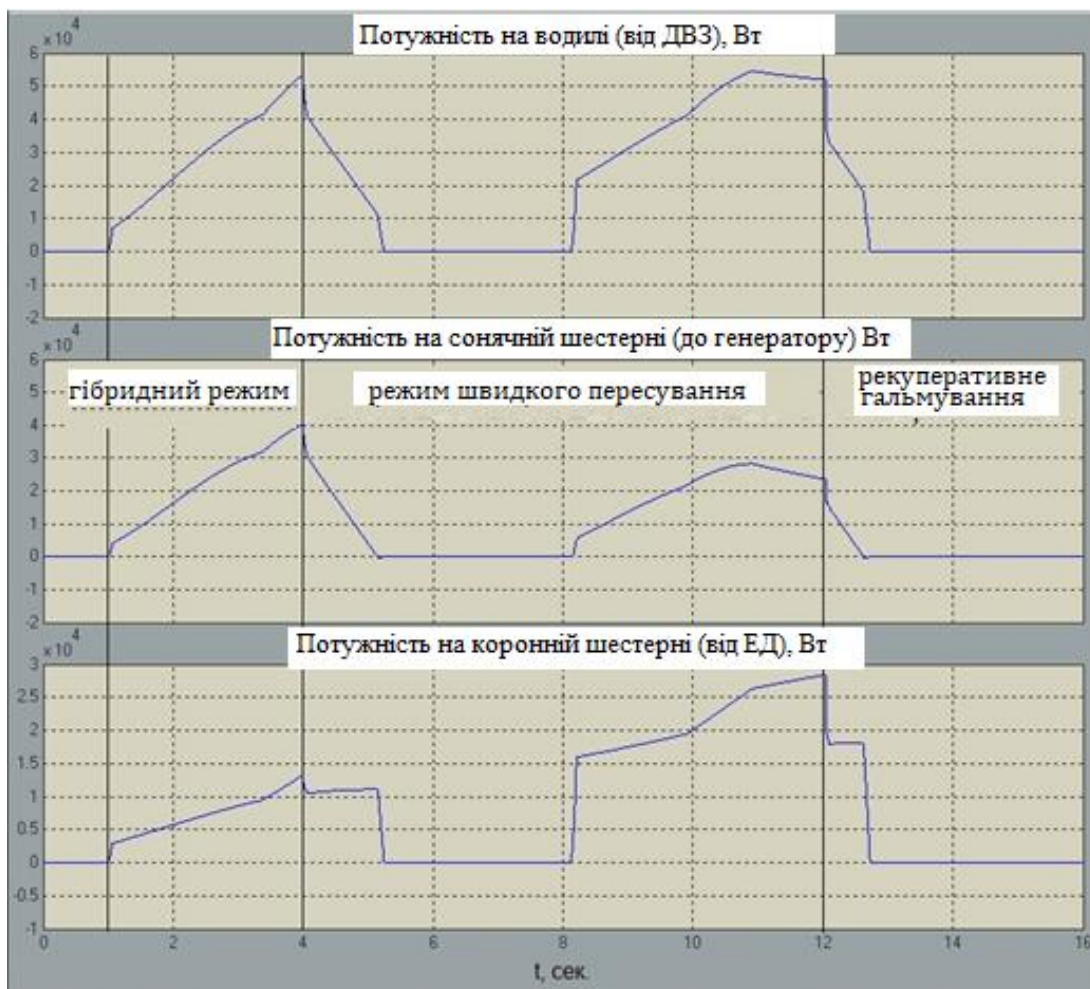


Рис. 13 (а) – Зміна параметрів планетарного механізму в процесі руху

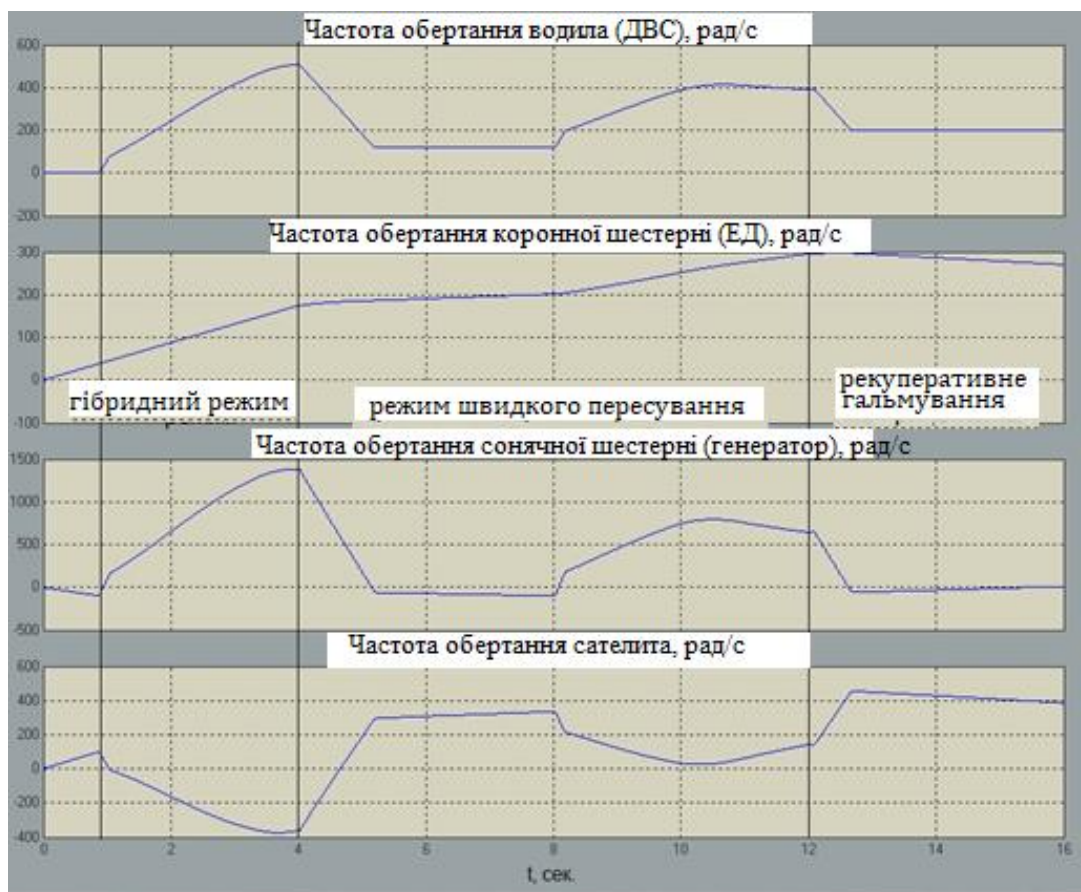


Рис. 13 (б) – Зміна параметрів планетарного механізму в процесі руху



Рис. 14 – Зміна кутової швидкості повідних коліс

На рис. 15 наведені осцилограми процесів зміни струму і напруги АКБ при русі ГА. Оцінюючи значення струму і напруги доцільно розглянути питання використання паралельно з АКБ іншого накопичувача енергії. Наприклад, це можуть бути

суперконденсатори, які мають велику ємність і значно більшу кількість циклів заряду-розряду. При цьому вони здатні віддавати електричну енергію за менший проміжок часу, а це, безумовно, може покращити динаміку ГА і знизити навантаження на АКБ.

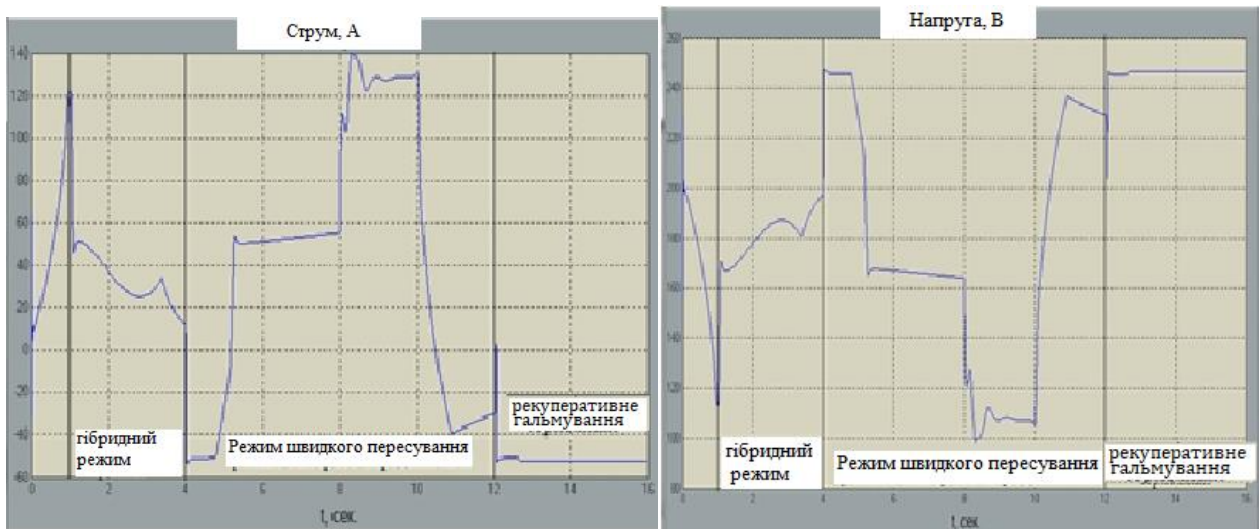


Рис. 15 – Зміни параметрів АКБ в процесі руху

Відзначимо, що розроблена модель керування ГА дозволяє контролювати стан заряду АКБ, розраховувати потужність як ту, що віддається (позитивні значення), так і ту, що накопичується (негативні значення), при русі (рис. 16). Процент заряду АКБ визначає увімкнення перетворювачів енергії, а характер представлених кривих наочно показує темп зміни ємності АКБ. Отримані дані використовуються в системі керування ГА і дозволяють підвищити надійність пристроїв електричної частини ГА.

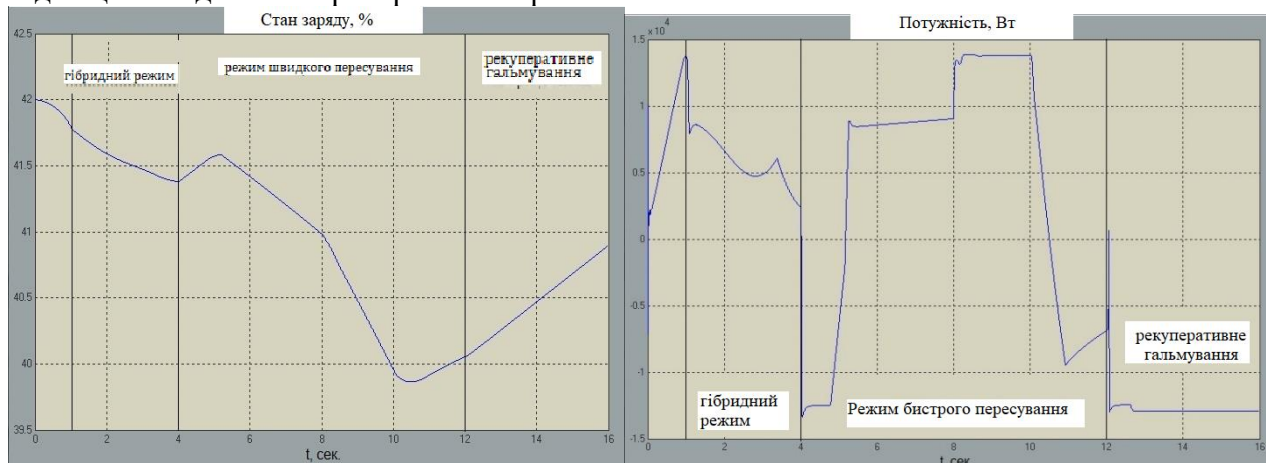


Рис. 16 – Зміни параметрів АКБ в процесі руху

Висновки.

Аналіз джерел інформації показав доцільність проведення досліджень ГА з послідовно-паралельною приводом з використанням асинхронного електродвигуна.

Встановлено основні компоненти системи керування ГА, які забезпечують необхідне управління, розподіл енергії та контроль стану перетворювачів за заданим алгоритмом.

Використання при моделюванні системи енергетичного контролю ГА накопичувачів та перетворювачів і управляючої дії водія дає можливість досягнення необхідних параметрів руху ГА.

Розроблені імітаційні моделі компонентів системи керування ГА показали можливість моделювати роботу ГА на різних режимах його руху.

Запропонований спосіб і алгоритм енергетичного контролю дозволяє забезпечити задані режими руху і управління роботою перетворювачів енергії.

Проведені дослідження дозволяють визначати особливості робочих процесів в ГА, перевіряти їх відповідність показникам використовуваних машин в експлуатації та ефективно керувати цими процесами.

Список літератури:

1. Сергиенко А.Н. Анализ конструкций электромеханических преобразователей и выбор схемы электроамортизатора неподрессоренных масс транспортного средства/ Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Сергиенко Н.Е. // *Сборник научных трудов: Автомобильный транспорт*. – Харьков: ХНАДУ, 2012. – Вып. 31. – С. 18-25.
2. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design. Boca Raton London, New York, Washington, D.C. 2005. 385 p.
3. Thomas J. Böhme, Benjamin Frank. Hybrid Systems, Optimal Control and Hybrid Vehicles Theory, Methods and Applications. *Springer International Publishing AG* 2017 - 549 p.
4. Chinju Saju, Prawin Angel Michael, T. Jarin Modeling and control of a hybrid electric vehicle to optimize system performance for fuel efficiency // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 52, Part B, August 2022. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102087>
5. X.D. Xue, K.W.E. Cheng, N.C. Cheung. Selection of electric motor drives for electric vehicles. The Hong Kong Polytechnic University, 2018.
6. Picot N.M. A strategy to blend series and parallel modes of operation in a series_parallel 2_by_2 hybrid diesel // *Electric vehicle*. The University of Akron, 2017. 318 p.
7. Ayers C.W., Hsu J.S., Marlino L.D., Miller C.W. Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004. 35 p.
8. Grunditz E., Jansson E. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell eco_marathon and an electric go_kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2019. 137 p.
9. Zhan W., Hasan M., Zoghi B. Requirement development for electrical vehicles using simulation tools. *Proceedings of the world Congress on engineering and computer science*, 2009.
10. Angelika Bosl Einführung in MATLAB/Simulink: Berechnung, Programmierung, Simulation (2020). Carl Hanser Verlag, München, 344 s.
11. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p.
12. Perez L., Bossio G., Moitre D. Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. *Math Comput Simulat.* – 2006. – № 73. – P. 244-254.
13. Синергетичний автомобіль. Теорія і практика / Бажинов О.В., Смирнов О.П., Серіков С.А., Дваденко В.Я. – Харків: ХНАДУ, 2011. – С. 102–132.
14. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Кишкар Н.А. Имитационное моделирование гибридного автомобиля с последовательно-параллельным электроприводом силовой установки с синхронным электродвигателем с постоянными магнитами // *Вісник НТУ «ХПІ». Зб. наук. праць. Тематичний випуск: Транспортне машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2011. – №18. – С. 51-54.
15. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г., Перевозник А.С., Соболев Е.Ф. Модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов // *Механіка та машинобудування*. – Харків: НТУ «ХПІ», 2015. – № 1. – С. 87-91.
16. Сергиенко Н.Е., Сергиенко А.Н., Любарский Б.Г., Медведев Н.Г. Имитационная модель тягового электропривода гибридного автомобиля на основе синхронного двигателя с возбуждением от постоянных магнитов // *Сборник доклады. XXI научно-техническая конференция с международно участие «Транспорт, экология – устойчиво развитие. 14 – 16 май 2015*. Технически университет – Варна катедра «Транспортна техника и технологии». ЕкоВарна, 2015 (Болгария). – С. 405-414.

17. Сергиенко А.Н., Медведев Н.Г. и Любарский Б.Г. Имитационное моделирование автомобиля с асинхронным электродвигателем последовательно-параллельного привода гибридной силовой установки // *Автомобильная промышленность*, 2013, № 9. – С. 20-23.

References (transliterated):

1. Sergienko A.N. Analiz konstruksiy elektromekhanicheskikh preobrazovateley i vybor skhemy elektroamortizatora nepodressorenykh mass transportnogo sredstva/ Sergienko A.N., Lyubarskiy B.G., Sergienko N.Ye. // *Sbornik nauchnykh trudov: Avtomobil'nyy transport*. – Khar'kov: KHNADU, 2012. – Vyp. 31. – S. 18-25.
2. Mehrdad Ehsani, Yimin Gao, Sebastien E. Gay, Ali Emadi Modern electric, hybrid electric, and fuel cell vehicles: fundamentals, theory, and design. Boca Raton London, New York, Washington, D.C. 2005. 385 r.
3. Thomas J. Böhme, Benjamin Frank. Hybrid Systems, Optimal Control and Hybrid Vehicles Theory, Methods and Applications. Springer International Publishing AG 2017 - 549 r.
4. Chinju Saju, Prawin Angel Michael, T. Jarin Modeling and control of a hybrid electric vehicle to optimize system performance for fuel efficiency // *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Volume 52, Part B, August 2022. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102087>
5. X.D. Xue, K.W.E. Cheng, N.C. Cheung. Selection of electric motor drives for electric vehicles. The Hong Kong Polytechnic University, 2018.
6. Picot N.M. A strategy to blend series and parallel modes of operation in a series_parallel 2_by_2 hybrid diesel/Electric vehicle. The University of Akron, 2017. 318 r.
7. Ayers C.W., Hsu J.S., Marlino L.D., Miller C.W. Evaluation of 2004 Toyota Prius hybrid electric drive system interim report. Oak Ridge National Laboratory, 2004. 35 r.
8. Grunditz E., Jansson E. Modelling and simulation of a hybrid electric vehicle for shell eco_marathon and an electric go_kart. Department of energy and environment. Chalmers University of technology, 2019. 137 r.
9. Zhan W., Hasan M., Zoghi B. Requirement development for electrical vehicles using simulation tools. Proceedings of the world Congress on engineering and computer science, 2009.
10. Angelika Bosl Einführung in MATLAB/Simulink: Berechnung, Programmierung, Simulation (2020). Carl Hanser Verlag, München, 344 s.
11. Zhang X. Vehicle Power Management: Modeling, Control and Optimization (Power Systems), Springer, 2011. 360 p.
12. Perez L., Bossio G., Moitre D. Optimization of power management in an hybrid electric vehicle using dynamic programming. *Math Comput Simulat.* – 2006. – № 73. – R. 244-254.
13. Sinergetichniy avtomobil'. Teoriya i praktika / Bazhinov O.V., Smirnov O.P., Sêrikov S.A., Dvadenko V.Ya. – Kharkiv: KHNADU, 2011. – S. 102–132.
14. Sergienko N.Ye., Sergienko A.N., Lyubarskiy B.G., Kishkar N.A. Imitatsionnoye modelirovaniye gibridnogo avtomobilya s posledovatel'no-parallelnym elektroprivodom silovoy ustanovki s sinkhronnym elektrodvigatelem s postoyannymi magnitami // *Visnik NTU «KHPÍ»*. Zb. nauk. prats'. Tematichniy vipusk: Transportne mashinobuduvannya. – Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2011. – №18. – S. 51-54.
15. Sergienko N.Ye., Sergienko A.N., Lyubarskiy B.G., Medvedev N.G., Perevoznik A.S., Sobolev Ye.F. Model' tyagovogo elektroprivoda gibridnogo avtomobilya na osnove sinkhronnogo dvigatelya s vobuzhdeniyem ot postoyannykh magnitov // *Mekhanika ta mashinobuduvannya*. – Kharkiv: NTU «KHPÍ», 2015. – № 1. – S. 87-91.
16. Sergienko N.Ye., Sergienko A.N., Lyubarskiy B.G., Medvedev N.G. Imitatsionnaya model' tyagovogo elektroprivoda gibridnogo avtomobilya na osnove sinkhronnogo dvigatelya s vobuzhdeniyem ot postoyannykh magnitov // *Sbornik dokladi. XXI nauchno-tekhnicheska konferentsiya s mezhdunarodno uchastiye «Transport, yekologiya – ustoychivo rozvitiye*. 14 – 16 may 2015. *Tekhnicheskii universitet – Varna katedra «Transporna tekhnika i tekhnologii»*. YekoVarna, 2015 (Bolgariya). – S. 405-414.
17. Sergienko A.N., Medvedev N.G. i Lyubarskiy B.G. Imitatsionnoye modelirovaniye avtomobilya s asinkhronnym elektrodvigatelem posledovatel'no-parallelnogo privoda gibridnoy silovoy ustanovki // *Avtomobil'naya promyshlennost'*, 2013, № 9. – S. 20-23.

Надійшла (received) 01.12.2022 р.

Сергієнко Микола Єгорович (Sergienko Nikolay) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Павлова Наталія Миколаївна (Pavlova Nataliya) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», асистент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій і систем; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0621-1365>; e-mail: npavlovann@gmail.com

Сергієнко Антон Миколайович (Sergienko Anton) кандидат технічних наук, ТОВ «Інтехресурс», директор; м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-6067-1672>; e-mail: sergienko2707@gmail.com

Любарський Борис Григорович (Lyubarsky Boris) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Електричного транспорту та тепловозобудування»; <https://orcid.org/0000-0002-1825-0097>; e-mail: lboris@ukr.net

Борисенко Анатолій Миколайович (Borysenko Anatoliy) – доктор технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри теоретичних основ електротехніки; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9160-4488>; e-mail: an.borisenko.khpi@gmail.com

Калінін Павло Миколайович (Kalinin Pavel) – кандидат технічних наук (PhD in Eng. S.), доцент, Національна академія Національної гвардії України, доцент кафедри інженерної механіки; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9724-0630>; e-mail: pkalining@gmail.com.

Губський Сергій Олександрович (Gubskiy Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет "Харківський політехнічний інститут", доцент кафедри "Обробка металів тиском"; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7797-9139>; e-mail: gubskiyso@gmail.com.

Древал ь Олександр Миколайович (Dreval Oleksandr) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Безпека праці та навколишнього середовища», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9843-0521>; e-mail: dreval.alex2017@gmail.com

В.А. МАКАРОВ, О.Ю. РЕБРОВ, С.М. МАСТЕПАН, Т.В. МАКАРОВА, М.А. МАСТЕПАН, Д.П. БАСТІН

ОСОБЛИВОСТІ РОЗРОБКИ ПРОГРАМИ РОЗВИТКУ ВИРОБНИЧОГО ПРОЦЕСУ ПІДПРИЄМСТВА АВТОСЕРВІСУ

Розроблено механізм формування стратегічної програми розвитку виробничого процесу підприємства автосервісу. Визначені фактори зовнішнього і внутрішнього середовища, які впливають на складові частини програми і визначають її структуру. Наведено умови і порядок аналізу стану виробництва та планування, розробки програми розвитку виробничого процесу. Розроблено механізм формування та впровадження програми розвитку, удосконалення виробничого процесу та оцінки її результативності.

Ключові слова: автосервіс, підприємство, виробничий процес, розвиток.

V. MAKAROV, O. REBROV, S. MASTEPAN, T. MAKAROVA, M. MASTEPAN, D. BASTIN

FEATURES OF THE DEVELOPMENT OF THE PRODUCTION PROCESS EVOLUTION PROGRAM OF THE AUTO SERVICING ENTERPRISE

A mechanism for forming a strategic program for the development of the production process of a car service enterprise has been developed. The factors of the external and internal environment that influence the component parts of the program and determine its content are determined. The conditions and procedure for analysis of the state of production and planning, development of a program for the development of the production process are given. The mechanism of formation, implementation of the development program, improvement of the production process and evaluation of its effectiveness has been developed.

Key words: car service, enterprise, production process, development.

Вступ. Для ефективного функціонування підприємства автосервісу потрібне постійне планування і забезпечення розвитку виробничого процесу і управління зростанням техніко-технологічного, кадрового і нормативного забезпечення виробництва послуг автосервісу.

Якісне технічне обслуговування (ТО) транспортних засобів (ТЗ) вносить істотний вклад в економічне зростання підприємства. На підприємствах автосервісу, які оснащені сучасним технологічним устаткуванням та використовують передові технології, завжди легко формується обсяг замовлень на виробництво послуг, що важливо для забезпечення економічної стабільності виробництва. Підприємства автосервісу мають потребу в обґрунтованих методах активізації своєї діяльності за рахунок зростання виробничої бази, розвитку технологічних процесів виробництва послуг.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Одним з напрямів покращення ефективності функціонування підприємства є розробка та реалізація раціональної стратегії розвитку виробничого процесу, що передбачає розробку інноваційних шляхів удосконалення виробництва послуг на базі комплексного використання науково обґрунтованих сучасних інформаційних технологій, логічного аналізу, методів економіко-математичного моделювання, системного підходу до аналізу виробничої системи та формування стратегії розвитку.

Формування прогресивних виробничих процесів потрібно пов'язувати зі станом, напрямками і темпами розвитку ринку послуг з обслуговування та ремонту транспортних засобів. Необхідно при розробці стратегії розвитку виробничого процесу підприємства проводити вивчення механізму функціонування ринку послуг автосервісу в регіоні та факторів впливу на його формування.

Ринок послуг автосервісу, що приходить на підприємство, залежить від загального обсягу потреби в ТО та ремонті ТЗ в регіоні розташування, розвитку виробництва автомобілів в країні та постачання їх з-за кордону і визначається такими основними характеристиками і

показниками, які підприємство має враховувати при складанні стратегічної програми розвитку виробничого процесу [1, 2]:

- сегмент загального ринку послуг автосервісу в регіоні, на який може розраховувати підприємство;
- номенклатура та обсяги послуг з ТО та ремонту ТЗ в сегменті загального ринку за видами та обсягами;
- прогнозні обсяги послуг в сегменті ринку відповідно до зростання парку ТЗ;
- розвиток конструкцій систем, агрегатів автомобілів в сфері їх виробництва;
- світовий рівень технологічних процесів виробництва послуг: використання інформаційно-обчислювальних технологій, автоматизованих процесів тощо;
- стан та рівень технологічного устаткування виробничої структури підприємства та наявність новітнього технологічного устаткування, яке є на ринку країни;
- рівень якості та ефективності виробництва послуг автосервісу на підприємстві і порівняння з аналогічними показниками кращих підприємств галузі.

Підприємство автосервісу повинно забезпечувати, відповідно до очікувань споживачів, стандартів, нормативів і технічних умов виробництва ТО та ремонту ТЗ, його справність, безвідмовність, ефективність експлуатації. При цьому важливо мінімізувати витрати часу клієнта на очікування послуги і запропонувати споживачеві прийнятну ціну за виробництво послуги. Між підприємством і споживачем повинні скластися взаємно поважні відносини. Високий рівень виробничого процесу буде запорукою цього (рис. 1).

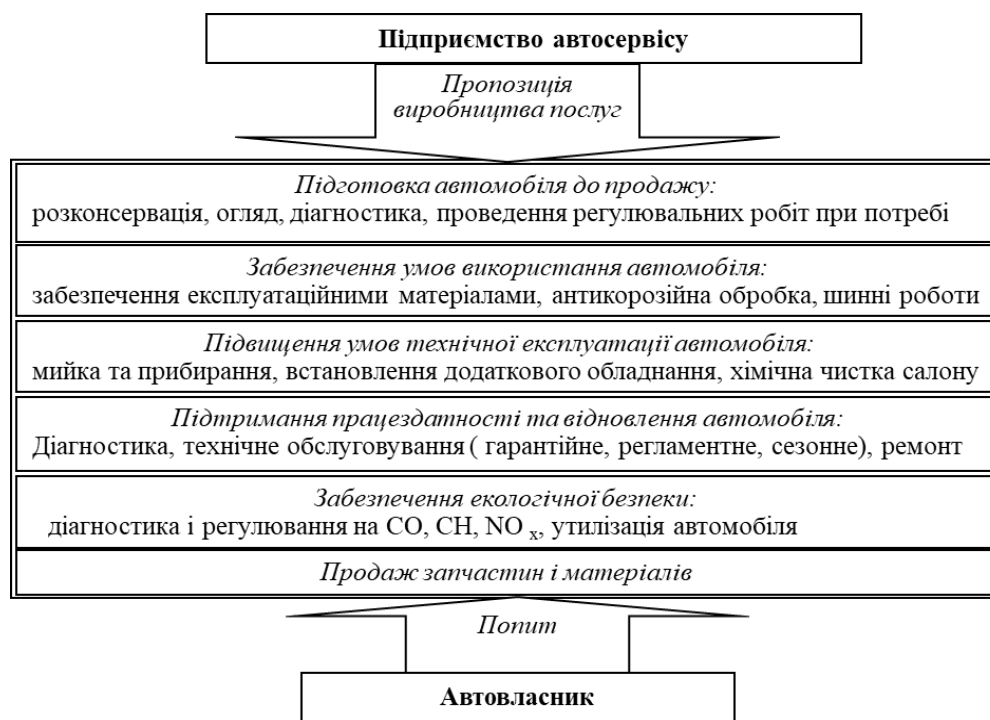


Рис. 1 – Схема формування ринку послуг підприємства автосервісу

Результативність виробничого процесу повинна формувати сигнальну інформацію про потребу та динаміку змін у виробничому процесі. Її необхідно контролювати. Вчені і практики – дослідники рекомендують розробляти і використовувати на підприємствах і постійно оновлювати систему контрольних показників, які характеризують рівень функціонування окремих структурних складових виробничого процесу [3, 4, 5]. Необхідно також давати комплексну оцінку виробничого процесу: рівень доходів підприємства на одиницю послуги, собівартість виробництва послуги, рентабельність підприємства.

Мета та постановка задачі. Метою роботи є підвищення якості виробництва сервісних послуг та ефективності функціонування підприємства автосервісу забезпеченням стабільного розвитку виробничого процесу.

Аналіз результатів дослідження. При плануванні, розробці та складанні програм, планів розвитку виробничого процесу підприємства автосервісу необхідно оцінювати, аналізувати і враховувати як стан внутрішнього, так і зовнішнього по відношенню до підприємства середовища.

Важливим завданням підприємства при розробці стратегічної програми розвитку виробничого процесу є врахування основних зовнішніх факторів: правового забезпечення, стану ринку послуг, фінансів, матеріалів, трудових ресурсів тощо. Обов'язково необхідно ґрунтовно проаналізувати і внутрішні фактори впливу на виробничий процес та його стан: рівень професійної підготовки працівників підприємства, забезпеченість технологічним устаткуванням та оснащенням, досконалість технологічних схем, організаційні обставини, що призводять до виробництва не якісних послуг з низькою ефективністю.

Розробка програми розвитку, удосконалення виробничого процесу підприємства автосервісу повинна базуватись на таких вимогах:

- відповідати темпам зростання ринку послуг: чисельності автотранспортних засобів в регіоні, як основного джерела формування попиту на послуги;
- створення оптимальних умов для максимального використання закладених в автомобілі показників надійності та економічності;
- забезпечення мінімізації негативних, шкідливих наслідків експлуатації транспортних засобів в країні;
- передбачення та закладання у виробничий процес можливості його розширення відповідно до загальної тенденції зростання обсягів надання послуг в регіоні розташування підприємства;
- передбачення можливості ефективного використання працівників при виконанні сезонних збільшень обсягів ремонтних робіт;
- передбачення виконання визначених обсягів робіт по відновленню деталей, агрегатів на спеціалізованих підприємствах;
- передбачення планування збільшення обсягів робіт по додатковому устаткуванню, що забезпечує підвищений комфорт водіям і пасажиром;
- планування зростання попиту на консультації, надання технічної інформації по експлуатації автомобілів споживачам: нормативи, каталоги, інструкції з експлуатації;
- розробка і впровадження новітніх технологічних процесів на базі наукових та практичних досліджень;
- розробка методів, способів, заходів по ефективному використанню матеріально технічної бази підприємства, кадрового потенціалу;
- планування і створення додаткових робочих місць без істотної зміни структури, існуючої виробничої бази;
- планування технічного переозброєння виробництва на рівні організаційно-технічних заходів.

При плануванні розвитку виробничого процесу необхідно передбачити інноваційну діяльність підприємства: використовувати власний науково-технічний та інтелектуальний потенціал та потенціал існуючий в галузі автомобільного транспорту:

пропозиції і розробки працівників підприємства по вдосконаленню технологій обслуговування та ремонту ТЗ;

- пошук та впровадження нових, сучасних технологій у виробництві послуг;
- впровадження новітнього технологічного устаткування у виробництво;
- розробка нових методів планування, організації, управління виробничими процесами ТО та ремонту ТЗ;

- розробка нових методів мотивації та оплати праці працівників підприємства;
- удосконалення системи ціноутворення за виробництво послуг.

Виробничий процес підприємства автосервісу повинен бути безпечним для навколишнього середовища. Основні напрями його розвитку наступні:

- розробка та впровадження системи управління охороною навколишнього середовища, функцією якої є пошук, розробка, контроль за впровадженням та використанням екологічно безпечних і ресурсозберігаючих технологій ТО і ремонту ТЗ;
- забезпечення відповідності технологій обслуговування і ремонту на підприємстві рівневі екологічної безпеки автомобілів;
- планування заходів по використанню на підприємстві екологічно чистих матеріалів і технологій утилізації власних виробничих відходів.

Виробничий процес повинен бути забезпеченим нормативною базою ТО та ремонту ТЗ: масивами технічної, технологічної, регламентної, організаційної, інформаційної документації.

При організації пошуку, розробки та впровадження інновацій необхідно оцінювати такі показники ефективності впровадження [1, 4, 5]: ефективність капітальних вкладень (1), коефіцієнт зниження матеріалоємності одиниці виробництва послуги (2), коефіцієнт зниження енергоємності виробництва одиниці послуги з обслуговування та ремонту транспортних засобів (3), термін окупності капітальних вкладень (4).

Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень в виробництво послуг K_e визначається за формулою:

$$K_e = \frac{\Delta P}{C_{in}}, \quad (1)$$

де ΔP – прирощення прибутку після впровадження нових технологій в виробництво послуг; C_{in} – капітальні вкладення при впровадженні інновацій в виробничий процес підприємства.

Коефіцієнт зниження матеріалоємності виробництва одиниці послуги з обслуговування та ремонту транспортних засобів:

$$K_{zm} = \frac{C_{min}}{C_m}, \quad (2)$$

де C_{min} – витрати матеріальних ресурсів на одну гривню доходу від виробництва послуг після впровадження нових технологій, організаційних заходів у виробництво послуг; C_m – витрати матеріальних ресурсів на одну гривню доходу від виробництва послуг до впровадження нових технологій, організаційних заходів.

Коефіцієнт зниження енергоємності виробництва одиниці послуги з обслуговування та ремонту транспортних засобів:

$$K_{ze} = \frac{C_{ein}}{C_e}, \quad (3)$$

де C_{ein} – витрати енергетичних ресурсів на одну гривню доходу від виробництва послуг після впровадження нових технологій, організаційних заходів в виробництво послуг; C_e – витрати енергетичних ресурсів на одну гривню доходу від виробництва послуг до впровадження нових технологій, організаційних заходів.

Термін окупності капітальних вкладень в інноваційні технології виробничого процесу:

$$T_o = \frac{C_{in}}{\Delta P}, \quad (4)$$

де C_{in} – капітальні вкладення при впровадженні інновацій в виробничий процес підприємства; ΔP – прирощення прибутку після впровадження нових технологій в виробництво послуг.

Нижче наведений алгоритм програми розвитку підприємства автосервісу (рис. 2).

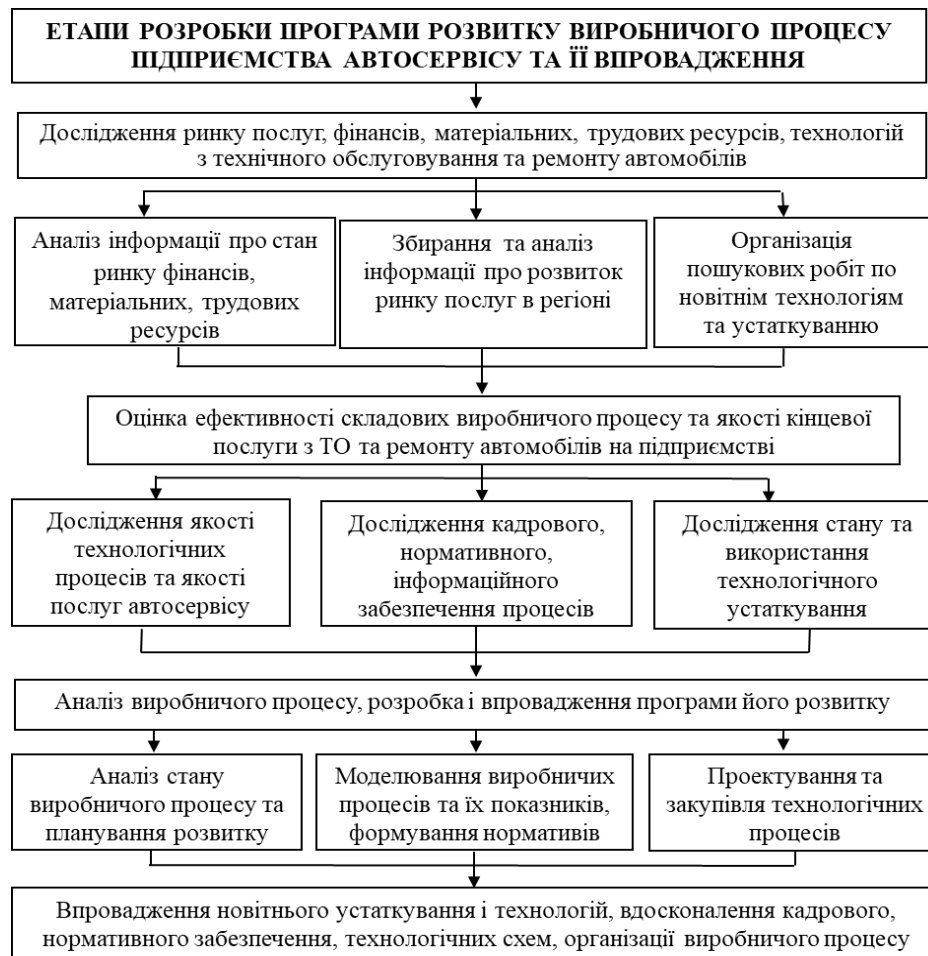


Рис. 2 – Алгоритм розробки програми розвитку виробничого процесу підприємства автосервісу

При виборі технології та технологічного устаткування для її реалізації доцільно порівнювати вартісні показники використання устаткування одного призначення різних виробників. Даний показник розраховується для кожного виду технології та технологічного устаткування за формулою:

$$Q_i = \frac{C_p + C_m + C_y}{O_w}, \quad (5)$$

де Q_i – вартісний показник використання i -го виду устаткування, грн./грн.; C_p – витрати по заробітній платні на виконання робіт при виробництві послуги за певний період на даному устаткуванні, грн.; C_m – витрати на ресурси, які витрачаються на виконання робіт за той же період, грн.; C_y – змінні витрати підприємства, пов'язані з використанням устаткування (енергоресурси, утримання і відновлення устаткування та інші) при виконанні послуг за той же період, грн.; O_w – обсяг виробництва послуг з використанням даної технології і устаткування за той же період.

Висновки. Наведено рекомендації по розробці і впровадженню заходів по покращенню процесу виробництва сервісних послуг та розроблено механізм формування стратегічної програми розвитку виробничого процесу підприємства автосервісу.

1. Визначені фактори зовнішнього і внутрішнього середовища, які впливають на формування програми розвитку виробничого процесу підприємства. Наведено умови і порядок планування, розробки програм розвитку виробничого процесу підприємства. Розроблено модель оцінювання, аналізу результатів розвитку виробничого процесу.

2. Встановлені вимоги, які необхідно враховувати при розробці програми розвитку виробничого процесу підприємства.

3. Розроблено механізм складання програми розвитку виробничого процесу та оцінки її результативності.

Список літератури:

1. Турченко М. О., Швець М. Д., Кіричок О. Г., Кристопчук М. Є. Планування діяльності автотранспортного підприємства : підручник, 2-ге вид., переробл. і доповн. Рівне : НУВГП, 2017. 367 с.
2. Методи оцінювання якості технологічних процесів у системах автосервісу: Монографія /Л.А. Тарандушка та ін. Черкаси. : ЧДТУ, 2021. 212 с.
3. Оптимізація виробничої структури автосервісу / Марков О.Д., та ін. Науково-технічний збірник Вісник національного транспортного університету. Серія «Технічні науки» Київ,НТУ. 2016. №1. С. 247–254.
4. Формування процесу прогнозування попиту на автосервісні послуги / М. Г. Погорелов та ін. Вісник СевНТУ: зб. наук. праць. Серія: Машиноприладобудування та транспорт. 2012. №135. С. 240–243.
5. Андрусенко С.І., Бугайчук О.С. Процесна модель мультипроектного управління в підприємствах автосервісу. Автошляховик України: Окремий випуск. Вісник Північного наукового центру ТАУ. 2007. Випуск 10. С. 49–52.

References (transliterated):

1. Turcheniuk M. O., Shvets M. D., Kirichok O. H., Krystopchuk M. Ye. Planuvannya diialnosti avtotransportnoho pidpriemstva : pidruchnyk, 2-he vyd., pererobl. i dopovn. Rivne : NUVHP, 2017. 367 s.
2. Metody otsiniuvannya yakosti tekhnolohichnykh protsesiv u systemakh avtoservisu: Monohrafiia /L.A. Tarandushka ta in. Cherkasy. : ChDTU, 2021. 212 s.
3. Optyimizatsiia vyrobnychoi struktury avtoservisu / Markov O.D., ta in. Naukovo-tekhnichnyi zbirnyk Visnyk natsionalnoho transportnoho universytetu. Seriiia «Tekhnichni nauky» Kyiv,NTU. 2016. №1. S. 247–254.
4. Formuvannya protsesu prohnouzuvannya popytu na avtoservisni posluhy / M. H. Pohorielov ta in. VisnykSevNTU: zb. nauk. prats. Seriiia: Mashynopryladobuduvannia ta transport. 2012. №135. S. 240–243.
5. Andrusenko S.I., Buhaiychuk O.S. Protseсна model multyproektноho upravlinnia v pidpriemstvakh avtoservisu. Avtoshliakhovyk Ukrainy: Okremyi vypusk. Visnyk Pivnichnoho naukovoho tsentru TAU. 2007. Vypusk 10. S. 49–52.

Надійшла (received) 05.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Макаров Володимир Андрійович (Makarov Volodymyr) – доктор технічних наук, професор, Вінницький національний технічний університет, професор кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7012-4952>; e-mail: makarov@vntu.edu.ua

Ребров Олексій Юрійович (Rebrov Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Мастепан Сергій Миколайович (Mastepan Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. М.Я. Говоруценка, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0115-5237>; e-mail: mastepansm@gmail.com.ua

Макарова Тамара Володимирівна (Makarova Tamara) – кандидат економічних наук, доцент, Вінницький національний технічний університет, доцент кафедри автомобілів та транспортного менеджменту, м. Вінниця, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0669-8350>; e-mail: makarova@vntu.edu.ua

Мастепан Микола Антонович (Mastepan Mikola) – кандидат технічних наук, доцент, Донбаська національна академія будівництва і архітектури, завідувач кафедри автомобільного транспорту, м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7389-2909>; e-mail: m.a.mastepan@donnaba.edu.ua

Бастін Данило Павлович (Bastin Danylo) – Донбаська національна академія будівництва і архітектури, студент гр. ААГ 23м, м. Івано-Франківськ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5864-1420>; e-mail: d.bastin@donnaba.edu.ua

С.О. ЛУЗАН, В.А. БАНТКОВСЬКИЙ, І.Ф. КЛИМЕНКО, Л.О. БІЛОУС

ПІДВИЩЕННЯ РЕСУРСУ ДЕТАЛЕЙ ЗАСОБІВ ТРАНСПОРТУ КОПОЗИЦІЙНИМИ МАТЕРІАЛАМИ ПІД ЧАС ЇХ ВІДНОВЛЮВАЛЬНОГО РЕМОНТУ

У даній роботі представлені результати досліджень по розробці модифікуючого композиційного матеріалу для керування властивостями відновлювальних покриттів на основі порошкового матеріалу ПГ-10Н-01, який серійно випускається. Показано, що розроблений композиційний матеріал, отриманий із застосуванням СВС-процесу з порошкової суміші компонентів Ti, C, SiO₂, Al₂O₃, Fe₂O₃, Al, ПТ-НА-01, забезпечує більш високу (в 1,5-1,6 рази) абразивну стійкість наплавленого покриття сплавом ПГ-10Н-01 при модифікуванні його композиційним матеріалом у кількості 10-20%.

Ключові слова: композиційний матеріал, борид, СВС-процес, наплавлення, трибологічні властивості, зносостійкість

S. LUZAN, V. BANTKOVSKIY, I. KLYMENKO, L. BILOUS

INCREASING THE RESOURCE OF VEHICLE PARTS BY COMPOSITE MATERIALS DURING THEIR RESTORATION REPAIR

To restore machine parts used quite a large range of materials in the form of wire, powders, flexible cords, etc. However, it is not always possible to provide the required resource for the restoration of parts working in abrasive and corrosive environments. One of the modern directions of increasing the wear resistance and other properties of reducing coatings is the use of composite materials. This paper presents the results of research on the development of a composite modifying material to control the properties of reducing coatings based on commercially available powder material PG-10N-01. It is shown that the developed composite material obtained using the SHS process from a powder mixture of Ti+C+SiO₂+Al₂O₃+Fe₂O₃+Al+PT-NA-01 provides a higher (1.65 times) abrasive resistance of the deposited alloy coating PG-10N-01 when modifying its composite material in the amount of 20%.

Keywords: composite material, boride, SVS-process, overlaying welding, tribological properties, wear resistance

Вступ. Основними причинами відмов машин є знос (до 60 % відмов) і механічні пошкодження деталей (близько 20 %). Велика частина (до 70 %) зношених деталей – це деталі з перетином циліндричної форми (вали, осі). До 80 % зношених деталей вибраковується при зносі до 0,6 мм, причому більшість з них – при зносі до 0,3 мм.

Експлуатаційні властивості деталей – зносостійкість, корозійна стійкість, стійкість до втоми та ін. – залежать від якості поверхневого шару. Поверхневий шар характеризується макро- і мікрогеометричними параметрами і фізико-механічними властивостями. До геометричних параметрів відносять шорсткість, хвилястість, відхилення від заданої геометричної форми. Набір фізико-хімічних параметрів включає структуру, фазовий склад, хімічний склад, механічні властивості, деформацію (наклеп), залишкові напруження.

Найбільш поширеним способом відновлення зношених деталей машин є дугове наплавлення. Для відновлення деталей машин промисловістю випускається досить велика номенклатура матеріалів у вигляді дроту, порошоків, гнучких шнурів і т.д. Однак не завжди вдається забезпечити необхідний ресурс при відновленні деталей, що працюють в абразивному і корозійному середовищах. Тому залишається актуальним створення нових більш стійких матеріалів. Одним з напрямків є розробка модифікуючих композиційних матеріалів (МКМ) для керування властивостями відновлювальних покриттів на основі матеріалів, які випускаються серійно.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В монографії [1] на основі аналізу впливу ряду факторів: навантаження, частоти обертання, ступеня забруднення мастильного середовища, конструктивних особливостей вузлів,

сполучень на інтенсивність зношування та динаміку накопичення втомних пошкоджень, а також з урахуванням накопиченого досвіду підвищення працездатності деталей та вузлів на Харківському тракторному заводі була визначена номенклатура деталей шасі колісних тракторів типу Т-150К які вимагають підвищення довговічності. Номенклатура містить 36 деталей. Переважаючі види пошкоджень: знос – 33 деталі, питтинг зубів – 2 деталі, спікання втулки з валом – 1 деталь. Якщо проаналізувати вибрані можливі шляхи підвищення довговічності, то на частку зміцнюючих технологій припадає 9 деталей (плазмове напилення – 3 дет., хіміко-термічне зміцнення – 3 дет., лазерне зміцнення – 3 дет.), що становить понад 27%, а серед них плазмове напилення і лазерне зміцнення займають обсяг 67%.

Ресурс більшості машин залежить від відносно невеликої кількості деталей. Це дозволяє планувати обсяги їх відновлення, розробляти, випускати і впроваджувати спеціальне обладнання, створювати і розвивати спеціалізовані виробництва, нарощувати обсяги і розширювати номенклатуру відновлення зношених деталей [2].

Агрегати і вузли автомобілів, тракторів і сільськогосподарських машин являють собою сукупність безлічі деталей типу вал, втулка, важіль, корпус, шестерня, що піддаються в процесі експлуатації дії різного роду навантажень і середовищ, що призводять до незворотних процесів, зносу їх робочих поверхонь.

При обробці статистичних даних по відмовам деталей автомобілів встановлено наступний їх розподіл: знос – 53,6%; руйнування (тріщини, поломка, обрив частини деталі) – 18,9%; деформація (розтягування, скручування, вигин) – 10,4%, інші види дефектів – 17,3%.

Необхідно відмітити, що абразивне зношування превалює над усіма іншими: близько 40% деталей мають чисто абразивне зношування і 53,6% – абразивне зношування в комбінації з іншими видами зношування й руйнувань поверхневого шару [3-5].

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є розробка пропозицій щодо підвищення ресурсу деталей машин під час їх відновлювального ремонту шляхом дугового наплавлення покриттів, модифікованих композиційним матеріалом.

Результати досліджень і їх обговорення. Порівняльну оцінку зносостійкості відновленої поверхні дуговим наплавленням проводили по середній швидкості зношування відновлювального покриття і сталі 45, термообробленої до твердості HRC 50.

Для визначення середньої швидкості зношування відновлювального покриття були виконані дослідницькі роботи з визначення величини зносу від напрацювання сполучення. Порівняльні випробування на зношування відновлювальних покриттів проводили на машині тертя типу МІ за схемою "диск-колодка" в середовищі індустріальної оливи марки І-20 при наступних режимах: середня окружна швидкість ковзання 0,42 м/с, питомий тиск на колодку при нормальному механохімічному процесі зношування становило 8,0 МПа, площа поверхні тертя 1,8 см². Диски і колодки виготовляли зі сталі 45, покриття наносили на диск, колодки піддавалися термообробці (гарт і відпуск) до твердості HRC 50. Величину лінійного зносу (L_3) оцінювали за формулою

$$L_3 = \frac{\Delta G}{\gamma \cdot F} \quad (1)$$

де ΔG – зміна маси зразка при випробуванні, кг; γ – щільність зношеного матеріалу, кг/м³; F – площа контакту зразків, м².

Для дослідження динаміки зношування відновлювальних покриттів обрано один із найбільш застосовуваних для відновлення деталей зносостійкий порошок марки ПГ-10Н-01 на основі нікелю ТУ У 322-19-004-96, що виготовляється ВАТ «Торезтвердосплав».

Як показали результати досліджень, експериментальні криві в початковий період випробувань мають нелінійний характер і при досягненні напрацювання $t \sim 2,5$ години наближаються до лінійної залежності. За цей час відбувається опрацювання зразків і забезпечується контакт по всій поверхні тертя, після чого настає процес нормального механохімічного зношування. Тривалість випробувань 10 годин обрана з урахуванням забезпечення отримання достовірних та відтворюваних результатів.

В результаті апроксимації експериментальних кривих встановлено залежності величини зносу (L_3) поверхні циліндричної деталі від тривалості напрацювання (t), (рис. 1):

$$L_{31} = 3,3 \cdot t + 8,77 \quad (2)$$

де L_{31} – величина зносу сталі 45 HRC 50, мкм; t – напрацювання, год

$$L_{32} = 1,18 \cdot t + 0,46 \quad (3)$$

де L_{32} – величина зносу покриття ПГ-10Н-01, мкм; t – напрацювання, год

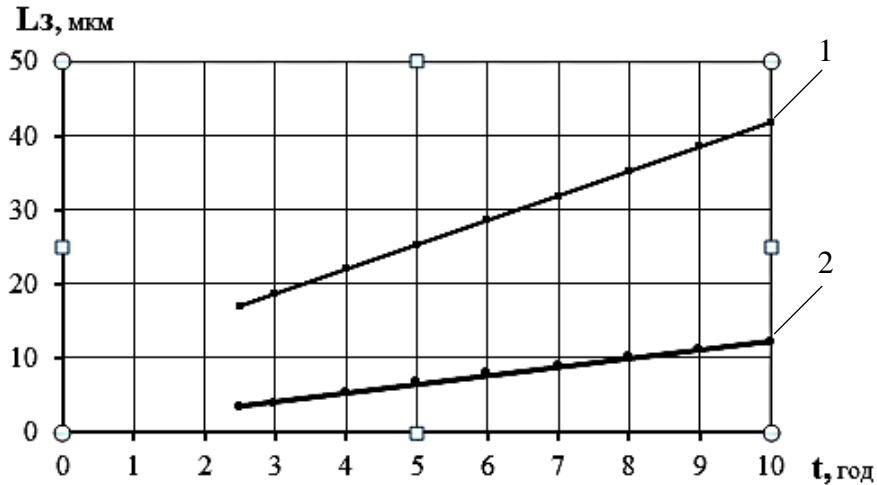


Рис. 1 – Залежність величини зносу від напрацювання:
1 – сталі 45 HRC 50; 2 – покриття ПГ-10Н-01

Збільшити ресурс при ремонті деталей можливо шляхом формування відновлювальних зносостійких шарів на робочих поверхнях деталей, у яких швидкість зношування не перевищує таку, при якій величина зносу досягає граничного стану при заданому напрацюванні [6].

Для визначення швидкостей зношування (V) необхідно продиференціювати рівняння (2) і (3) [7]. Таким чином, швидкість зношування відновлювальних покриттів в процесі нормального механохімічного зношування становить: ПГ-10Н-01 – 1,18 мкм/год, а сталі 45 HRC 50 – 3,3 мкм/год., іншими словами зносостійкість відновлювального покриття ПГ-10Н-01 в 2,8 разів вище, ніж сталі 45 HRC 50. Однак, використовуючи їх для деталей машин, що контактують з абразивним, навколишнім агресивним та технологічними середовищами і піддаються абразивному зношуванню, а також корозійному пошкодженню, не вдається забезпечити необхідне підвищення ресурсу при відновлювальному ремонті. [8]. Тому значний прогрес щодо підвищення зносостійкості покриттів пов'язаний з використанням при дуговому наплавленні композиційних матеріалів (КМ). Найбільш перспективними КМ є дисперсно-зміцнені. Структура їх являє собою матрицю з металу або сплаву, в обсязі якої рівномірно розподілена зміцнююча фаза. В якості цієї фази доцільно застосовувати термодинамічні стабільні сполуки – оксиди, карбіди, бориди та інтерметаліди.

Одним з ефективних шляхів створення таких МКМ є застосування технології саморозповсюдженого високотемпературного синтезу (СВС). Найбільш застосовуваними є склади МКМ на основі титану. Це пояснюється високим екзотермічним ефектом реакції синтезу карбіду титану з елементів, що забезпечує широкий вибір матеріалу зв'язки [9,10].

В якості вихідних матеріалів для отримання МКМ використовували порошки титану марки ВТ1-0, вуглецю марки ПМ-15 і оксиди алюмінію і кремнію. Необхідно відзначити, що в якості оксидів використовувалася глина мелена вогнетривка по ТУ У 08.1-35007607-005:2012, що містить 55% – SiO_2 , 31,5% – Al_2O_3 . Крім того, для збільшення теплового ефекту в процесі синтезу карбіду і дибориду титану в механічну суміш вводиться терморегулюючий порошок алюмініда нікелю ПТ-НА-01, алюмінієва пудра (порошок) ПАП-1 ГОСТ 5494-95 і оксид заліза Fe_2O_3 .

Обрані компоненти змішувалися, і отримана порошкова суміш піддавалася механічній активації. Вибір цього способу впливу на матеріали обумовлений необхідністю створення

композитів, в мікроб'ємах яких повинна відбуватися реакція СВС. Для отримання механоактивованих порошкових сумішей застосовувався метод механічної активації в кульових млинах протягом 15 хвилин. СВС-процес отримання МКМ здійснювали на циліндричних зразках в умовах фронтального підпалювання реагуючого складу, яке здійснювалося електричною дугою (рис. 2, а).

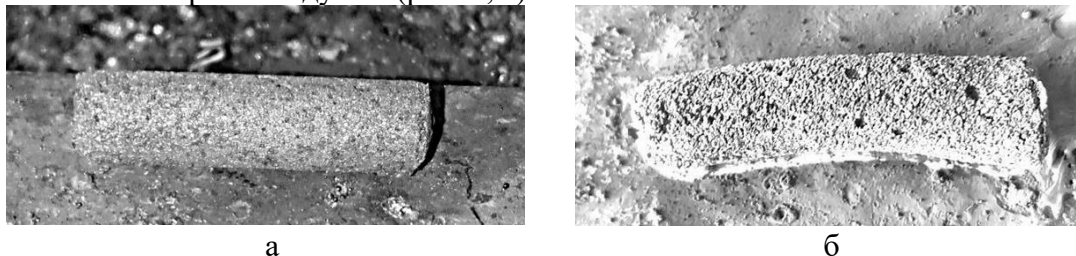


Рис. 2 – Модифікуючий композиційний матеріал з компонентів Ti, C, SiO₂, Al₂O₃, Fe₂O₃, Al, ПТ-НА-01: а – механоактивації; б – після СВС-процесу

Після отримання МКМ у вигляді спіка (рис. 2, б), морфологія якого свідчить про його складний склад, провели його дроблення, додали матричний матеріал ПГ-10Н-01 у кількості 80% і здійснили вібраційну обробку в циліндричному контейнері об'ємом – $0,35 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$, діаметр куль – 4,5 мм, амплітуда коливань – 2 мм, частота – 4000 хв^{-1} , час обробки – 2 хв.

Результати дослідження мікротвердості наплавлених покриттів з КМ складу (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01), показали, що в наплавленому шарі присутні тверді включення. Так мікротвердість покриття з КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01), отриманого дуговим наплавленням на сталеву основу (сталь 20), перевищує мікротвердість наплавленого покриття ПГ-10Н-01 рівну 520 HV і становить 860 HV, твердість по Роквеллу становить 34 і 47 HRC відповідно.

Дослідження мікроструктури наплавленого покриття порошком ПГ-10Н-01 показали, що зразки, напавлені без МКМ на відміну від зразків, напавлених з МКМ, характеризуються розвинутою дендритною структурою, що спричинено малими швидкостями охолодження (рис. 3, а).

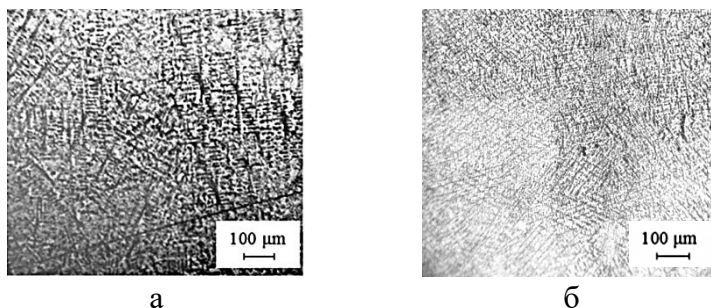


Рис. 3. – Мікроструктура наплавлених покриттів:
а – ПГ-10Н-01; б – 20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01

У наплавлених покриттів з КМ отримана дрібнозерниста мікроструктура, що пояснюється рівномірним розподілом зміцнюючих частинок у матричному матеріалі та свідчить про сприятливий термічний цикл при кристалізації наплавленого металу (рис. 3, б).

В результаті дослідження встановлено, що розподіл зміцнюючих частинок досить рівномірний, відсутні зони із суттєвою зміною концентрації зміцнюючих частинок. У зоні сплавлення досліджуваних зразків значних змін концентрації зміцнюючих частинок не спостерігається. Ці зони характеризуються рівномірно розподіленими зміцнюючими частинками (рис. 4, а, б).

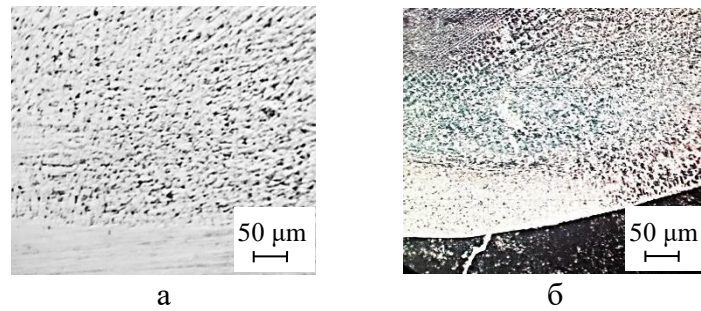
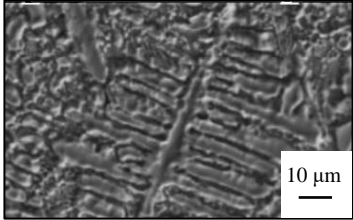
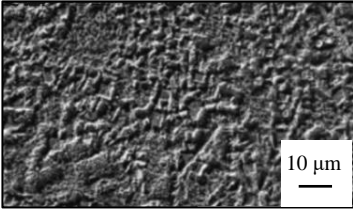
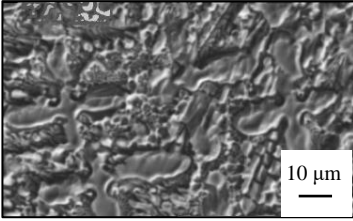


Рис. 4. – Мікроструктура наплавлених покриттів КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01): а – не травлений зразок; б – травлений зразок

Визначення фазового складу наплавлених шарів здійснювалося із застосуванням дифрактометра ДРОН-3, і перелік виявлених фаз наведено в таблиці 1.

Таблиця 1 – Фазовий склад та мікроструктура наплавлених покриттів

Наплавлене покриття	Фаза	Зображення мікроструктур зразків наплавлених покриттів
Сплав ПГ-10Н-01	Ni, Ni ₃ B, CrB	
КМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01)	Ni, Ni ₃ B, Ti ₂ O ₃ , Al ₂ O ₃	
КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01)	Ni, Ni ₃ B, TiB ₂ , Al ₂ O ₃ , SiO ₂	

Основною фазою для всіх видів наплавлених покриттів є фаза (Ni), яка є основою матеріалу ПГ-10Н-01. Другою фазою є карбідна фаза Ni₃B, яка також присутня як у наплавленому покритті сплавом ПГ-10Н-01, так і покриттях, наплавлених композиційними матеріалами (табл. 1). Третя фаза це борид хрому CrB у невеликій кількості у покритті сплавом ПГ-10Н-01, оксиди Ti₂O₃, Al₂O₃, SiO₂ та борид титану TiB₂.

Вплив МКМ на структурні зміни проявляється у наступному. По-перше, практично повністю зникла дендритна структура (рис. 3, б; табл. 1), що саме по собі є фактором, що позитивно впливає на показники зносостійкості наплавлених покриттів. По-друге, введення КМ, що містить оксиди алюмінію Al₂O₃ та кремнію SiO₂ призводить до помітного подрібнення структурних складових, що також є позитивним фактором, що впливає на показники зносостійкості.

На рис. 5 представлені результати зносних випробувань покриттів ПГ-10Н-01 і КМ на машині тертя типу МІ за схемою диск-колодка в середовищі індустриальної оливи з питомим навантаженням 8 МПа.

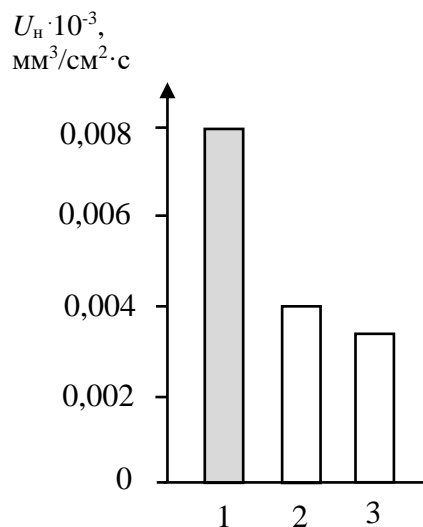


Рис. 5. – Зносостійкість наплавлених дуговим методом матеріалів в процесі нормального тертя: 1 – сплав ПГ-10Н-01; 2 – КМ (10% КМ + 90% ПГ-10Н-01); 3 – КМ (20% КМ + 80% ПГ-10Н-01)

Результати випробувань свідчать про більш високу зносостійкість пропонованого КМ, яка перевищує зносостійкість самофлюсуючого сплаву ПГ-10Н-01 в 2 рази для КМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01) і в 2,2 рази для КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01).

Стійкість досліджуваних матеріалів оцінювалася також за результатами випробувань на тертя о закріплені частинки по ДСТУ 17367. Сплав ПГ-10Н-01 приймався в якості контрольного матеріалу, його зносостійкість була прийнята за одиницю. Отримані результати представлені на рис. 6.

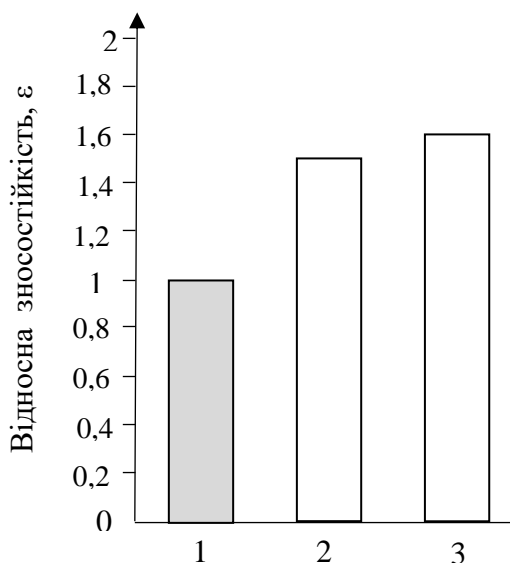


Рис. 6. – Відносна зносостійкість наплавлених дуговим методом матеріалів в умовах впливу закріплених частинок абразиву: 1 – сплав ПГ-10Н-01; 2 – КМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01); 3 – КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01)

Як свідчать результати досліджень (табл. 1) наявність в наплавленому покритті КМ дибориду титану (TiB_2), бориду нікелю (Ni_3B) і оксидів Ti_2O_3 , Al_2O_3 , SiO_2 призводить до зниження інтенсивності зношування. Таким чином, абразивна зносостійкість КМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01) в 1,5 разів, КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01) в 1,6 разів перевищує показник для самофлюсуючого сплаву ПГ-10Н-01.

Морфологія поверхонь тертя також добре узгоджується з результатами випробувань на тертя о закріплені частинки абразиву наплавлених покриттів ПГ-10Н-01 і КМ (рис. 7).

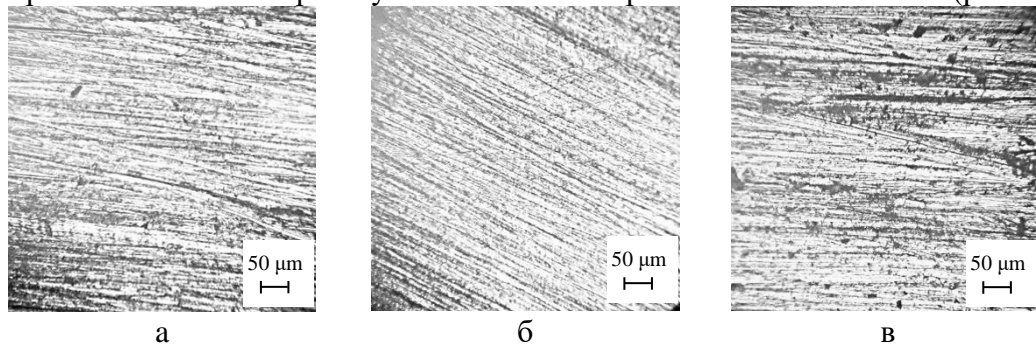


Рис. 7. – Морфологія поверхонь тертя при зношуванні о закріплені частинки абразиву наплавлених матеріалів: а – ПГ-10Н-01, б – КМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01), в – КМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01)

При зношуванні в умовах впливу закріплених частинок абразиву виявлені досить глибокі паралельні канавки на покритті зі сплаву ПГ-10Н-01 (рис. 7, а) Рельєф поверхні зношування має нерівномірний характер. На поверхні наплавлених покриттів з КМ спостерігаються неглибокі, дрібні і рівномірно розташовані подряпини від тертя (рис. 7 б, в), це пояснюється введенням МКМ, який сприяє утворенню нових центрів кристалізації при наплавленні і в результаті призводить до подрібнення структури.

Висновки.

1. Розроблено КМ, одержуваний із застосуванням СВС-процесу з порошкової суміші компонентів Ti, C, SiO₂, Al₂O₃, Fe₂O₃, Al, ПТ-НА-01, який забезпечує більш високу (в 1,5-1,6 рази) абразивну стійкість наплавленого покриття сплавом ПГ-10Н-01 при модифікуванні його МКМ в кількості 10-20%.

2. Застосування розробленого МКМ для модифікування наплавленого покриття на основі сплаву ПГ-10Н-01 дуговим методом при відновлювальному ремонті забезпечить підвищення ресурсу деталей машин, що працюють в абразивному середовищі.

Список літератури:

1. Кухтов В. Г. Долговечность деталей шасси колёсных тракторов. Харьков: ХНАДУ. 2004. 292 с.
2. Лузан С.А. Критерии выбора способа восстановления деталей машин и определение рационального маршрута технологии. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. Харків: 2017. Вип. 183. С. 45-56.
3. Лузан С.О. Комплексна оцінка номенклатури деталей, які визначають ресурс мобільної техніки та її безпеку. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. Харків: 2014. Вип. 148. С. 478-485.
4. Аулін В.В., Лисенко С.В., Кузик О.В., Гриньків А.В., Голуб Д.В. Трибофізичні основи підвищення надійності мобільної сільськогосподарської та автотранспортної техніки технологіями триботехнічного відновлення. *Монографія*. Кропивницький: видавець Лисенко В.Ф.. 2016. 304с.
5. Аулін В.В., Гриньків А.В. Методика вибору діагностичних параметрів технічного стану транспортних засобів на основі теорії сенситивів. *Науковий журнал "Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів"*. №5. Харків: ХНТУСГ. 2016. С. 109-116.
6. Лузан С.А. Повышение ресурса деталей шасси колесных тракторов во время их восстановительного ремонта. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Збірник наукових праць. Тематичний випуск: *Автомобіле- та тракторобудування*. Харків: НТУ «ХПІ». 2015. № 9(1118). С. 17-22.
7. Лузан С.О. Нормування швидкості зношування і методика визначення товщини відновлювального покриття деталей засобів транспорту. *Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка*. – Харків: ХНТУСГ, 2013. – Вип. 139. – С. 51-57.
8. Luzan, S.O., Luzan, A.S. Microstructure and Abrasive Wear Resistance of Deposited Materials of the Ni–Cr–B–Si System with Inclusions of Dispersed Phases (2020) *Materials Science*, 56 (3), pp. 381-388. DOI: 10.1007/s11003-020-00441-x.

9. Luzan, S.A., Sidashenko, A.I., Luzan, A.S. The wear resistance increasing of the deposited coatings of the Ni-Cr-B-Si system by modifying them with composite materials synthesized using the SHS process (Self-propagating high-temperature synthesis) (2019) *Welding International*, 33(7-9), pp.249-254. DOI: 10.1080/09507116.2020.1863063.
10. S. O. Luzan, V. A. Bantkovskiy, and A. S. Luzan, Tribological Properties of Composite Coating Ni-Cr-B-Si-Boron-Containing Dispersed Phases Obtained by Arc Surfacing, at Abrasive Action and Sliding Friction, *Metallofiz. Noveishie Tekhnol.*, 44, No. 4: 531–547 (2022) (in Ukrainian). DOI: 10.15407/mfint.44.04.0531.

References (transliterated):

1. Kukhtov V. G. *Dolgovechnost' detaley shassi kolesnykh traktorov*. Khar'kov: KhNADU. 2004. 292 s.
2. Luzan S.A. Kriterii vybora sposoba vosstanovleniya detaley mashin i opredelenie ratsional'nogo marshruta tekhnologii. *Visnik KhNTUSG im. P. Vasilenka*. Kharkiv: 2017. Vip. 183. S. 45-56.
3. Luzan S.O. Kompleksna otsinka nomenklatury detaley, yaki viznachayut' resurs mobil'noï tekhniki ta ii bezpeku. *Visnik KhNTUSG im. P. Vasilenka*. Kharkiv: 2014. Vip. 148. S. 478-485.
4. Aulin V.V., Lisenko S.V., Kuzik O.V., Grin'kiv A.V., Golub D.V. Tribofizichni osnovi pidvishchennya nadiynosti mobil'noï sil'skogospodars'koï ta avtotransportnoï tekhniki tekhnologiyami tribotekhnichnogo vidnovlennya. *Monografiya. Kropivnits'kiy: vidavets' Lisenko V.F.*. 2016. 304s.
5. Aulin V.V., Grin'kiv A.V. Metodika viboru diagnostichnikh parametriv tekhnichnogo stanu transportnikh zasobiv na osnovi teorii sensitiviv. *Naukoviy zhurnal "Tekhnichnyi servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv"*. №5. Kharkiv: KhNTUSG. 2016. S. 109-116.
6. Luzan S.A. Povyshenie resursa detaley shassi kolesnykh traktorov vo vremena ikh vosstanovitel'nogo remonta. *Visnik Natsional'nogo tekhnichnogo universitetu «KhPI»*. Zbirnik naukovikh prats'. Tematichnyi vipusk: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. Kharkiv: NTU «KhPI». 2015. № 9(1118). S. 17-22.
7. Luzan S.O. Normuvannya shvidkosti znoshuvannya i metodika viznachennya tovshchini vidnovlyval'nogo pokrittya detaley zasobiv transportu. *Problemi nadiynosti mashin ta zasobiv mekhanizatsii sil'skogospodars'kogo virobnitstva: Visnik Kharkiv's'kogo natsional'nogo tekhnichnogo universitetu sil'skogo gospodarstva im. Petra Vasilenka*. – Kharkiv: KhNTUSG, 2013. – Vip. 139. – S. 51-57.
8. Luzan, S.O., Luzan, A.S. Microstructure and Abrasive Wear Resistance of Deposited Materials of the Ni-Cr-B-Si System with Inclusions of Dispersed Phases (2020) *Materials Science*, 56 (3), pp. 381-388. DOI: 10.1007/s11003-020-00441-x.
9. Luzan, S.A., Sidashenko, A.I., Luzan, A.S. The wear resistance increasing of the deposited coatings of the Ni-Cr-B-Si system by modifying them with composite materials synthesized using the SHS process (Self-propagating high-temperature synthesis) (2019) *Welding International*, 33(7-9), pp.249-254. DOI: 10.1080/09507116.2020.1863063.
10. S. O. Luzan, V. A. Bantkovskiy, and A. S. Luzan, Tribological Properties of Composite Coating Ni-Cr-B-Si-Boron-Containing Dispersed Phases Obtained by Arc Surfacing, at Abrasive Action and Sliding Friction, *Metallofiz. Noveishie Tekhnol.*, 44, No. 4: 531–547 (2022) (in Ukrainian). DOI: 10.15407/mfint.44.04.0531.

Надійшла (received) 04.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Лuzан Сергій Олександрович (Luzan Sergii) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри зварювання, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4808-0017>; e-mail: khadi.luzan@gmail.com

Бантківський Вячеслав Анатолійович (Bantkovskiy Vyacheslav) – доцент, Державний біотехнологічний університет, доцент кафедри «Технологічні системи ремонтного виробництва та технологія матеріалів», м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-0275-4848>; e-mail: bantkovskiy@ukr.net

Кліменко Ілля Федорович (Klymenko Ilya) – магістр, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра зварювання; e-mail: ilia.volkow@gmail.com.

Білоус Леонід Олександрович (Bilous Leonid) – магістр, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра технологія машинобудування та металорізальні верстати; e-mail: mooder.trool@gmail.com.

М.А. ПОДРИГАЛО, М.В. БАЙЦУР

НОВИЙ СПОСІБ КЕРУВАННЯ РОЗПОДІЛОМ ГАЛЬМІВНИХ СИЛ МІЖ ОСЯМИ АВТОМОБІЛЯ

В роботі запропоновано та досліджено новий спосіб управління розподілом гальмівних сил між осями автомобіля, на якому встановлюються багатопоршневі дискові гальма відкритого типу з двома парами концентрично розташованих гальмівних колодок. Метою дослідження є підвищення стійкості автомобіля при екстрених та службових гальмуваннях шляхом використання нового способу управління розподілом гальмівних сил між осями за рахунок дискретної зміни розмірів активних робочих площ робочих гальмівних циліндрів. Для досягнення поставленої мети вирішено завдання визначення значення коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля при різному поєднанні включених робочих гальмівних циліндрів на передніх і задніх колесах та визначення порогових значень уповільнень автомобіля, при яких потрібно змінювати співвідношення включених робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осі. Результати проведеного дослідження показали, що використання багатопоршневих дискових гальм на передніх і задніх колесах двовісного автомобіля дозволяє організувати процес імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями.

Ключові слова: регулювання розподілу, гальмівні сили, багатопоршневе дискове гальмо, стійкість, ефективність гальмування.

M. PODRIGALO, M. BAITSUR

A NEW WAY TO CONTROL THE DISTRIBUTION OF BRAKING FORCES BETWEEN THE AXLES OF THE CAR

The distribution of braking forces between the axles has a significant impact on the stability of the car when braking. Over the years, dozens of authors have proposed various methods for regulating braking forces and devices for their implementation (brake force regulators - RTS). The regulation process in most of the known technical solutions was carried out by changing the ratio of the pressure of the working fluid (liquid or air) in the actuators of the brake drive of the front and rear brakes. To change the ratio of the specified pressure, the regulation of the working fluid was used, which led to the instability of the regulation characteristics and the failure of the brake system. In this article, a new method for controlling the distribution of braking forces between the axles is proposed and researched, the essence of which is to change the ratio of the total areas of the actuators of the brake drives (the areas of the pistons of the working brake cylinders). The implementation of this method of controlling the distribution of braking forces between the axles became possible due to the creation of open-type multi-piston disc brakes with two pairs of concentrically arranged brake pads. The proposed method makes it possible to increase the stability of the car not only during emergency, but also during service braking. The aim of the study is to increase the stability of the car during emergency and service braking by using a new method of controlling the distribution of braking forces between the axles by discretely changing the size of the active working areas of the working brake cylinders. To achieve this goal, the tasks of determining the value of the coefficient of distribution of the brake force on the front axle of the car with a different combination of the included working brake cylinders on the wheels and rear wheels and determining the threshold values of the car deceleration, at which it is necessary to change the ratio of the included working brake cylinders on the wheels of the front and rear axles, are solved. The results of the study showed that the use of multi-piston disc brakes on the front and rear wheels of a two-axle vehicle makes it possible to organize the process of impulse control of the distribution of braking forces between the axles.

Keywords: distribution control, braking forces, multi-piston disc brake, stability, braking efficiency.

Вступ. Розподіл гальмівних сил між осями істотно впливає на стійкість автомобіля при гальмуванні. Протягом багатьох років десятки авторів пропонували різні способи регулювання гальмівних сил та пристрої для їх реалізації (регулятори гальмівних сил – РГС). Процес регулювання у більшості відомих технічних рішень здійснювався за рахунок зміни співвідношень тиску робочого тіла (рідини або повітря) у виконавчих механізмах гальмівного приводу передніх та задніх гальм. Для зміни співвідношення зазначеного тиску використовувалося редукування робочого тіла, це призводило до нестабільності характеристик регулювання та відмови гальмівної системи.

У цій статті запропоновано та досліджено новий спосіб управління розподілом гальмівних сил між осями, суть якого полягає у зміні співвідношення сумарних площ виконавчих механізмів гальмівних приводів (площ поршнів робочих гальмівних циліндрів). Реалізація зазначеного способу керування розподілом гальмівних сил між осями стала можливою завдяки створенню багатопоршневих дискових гальм відкритого типу з двома парами концентрично розташованих гальмівних колодок. Запропонований спосіб дозволяє підвищити стійкість автомобіля не тільки при екстрених, але і при службових гальмуваннях.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. Дискові гальма відкритого типу через свою параметричну та функціональну стабільність забезпечують не тільки стабільні значення гальмівних моментів, але й якісний розподіл гальмівних сил між осями, бортами та окремими колесами [1].

Застосування багатопоршневих дискових гальм з двома парами гальмівних колодок, розташованих концентрично (див. рис. 1 [2]) дозволяє поліпшити якість процесу управління розподілом гальмівних сил між осями за рахунок послідовного включення в роботу та відключення окремих робочих циліндрів передніх та задніх гальмівних механізмів.

У відомій роботі [3] А.В.Гредескула, С.І.Ломаки, Н.А.Булгакова наведено залежність коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь від коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою та геометричних параметрів автомобіля, реалізація якої забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх та задніх коліс і, на думку авторів [3], одночасне їхнє блокування. Зазначена залежність має вигляд

$$\beta = \frac{P_{T1}}{P_{T1} + P_{T2}} = \frac{b + \varphi h}{L}, \quad (1)$$

де P_{T1} , P_{T2} – сумарні гальмівні сили на колесах передньої та задньої осей автомобіля; b – відстань від задньої осі до проекції центру мас автомобіля на горизонтальну площину, що проходить через осі машини (горизонтальна координата центру мас); h – висота центру мас щодо площини дороги; L – поздовжня колісна база автомобіля; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Академіком Е.А.Чудаковим [4] показано, що реалізація закону (1) розподілу гальмівних сил між осями крім підвищення використання зчіпної ваги при гальмуванні, що досягається без блокування коліс, також забезпечує і бічну стійкість автомобіля.

У роботі [5] підтверджено, що реалізація закону (1) дозволяє підвищити бічну стійкість автомобіля при дії бічної сили в процесі гальмування, але у випадку відносно невеликих значень останньої.

Залежність (1) у разі набуде вигляду [5]

$$\beta = \frac{\mu_1 \frac{b}{L} + \mu_2 \varphi \frac{b}{L}}{L}, \quad (2)$$

де μ_1 , μ_2 – поправочні коефіцієнти, що залежать від величини діючої бічної сили.

При регулюванні розподілу гальмівних сил між бортами внаслідок дії в процесі гальмування бічної сили в рівнянні (2) $\mu_1 = 1$, а

$$\mu_2 = \sqrt{1 - m_y^2}, \quad (3)$$

де m_y – бічний коефіцієнт використання зчіпної ваги,

$$m_y = \frac{P_y}{m\varphi g}, \quad (4)$$

де P_y – центральна бічна сила, що діє на автомобіль; m – маса автомобіля; g – прискорення вільного падіння ($g=9,81$ м/с²).

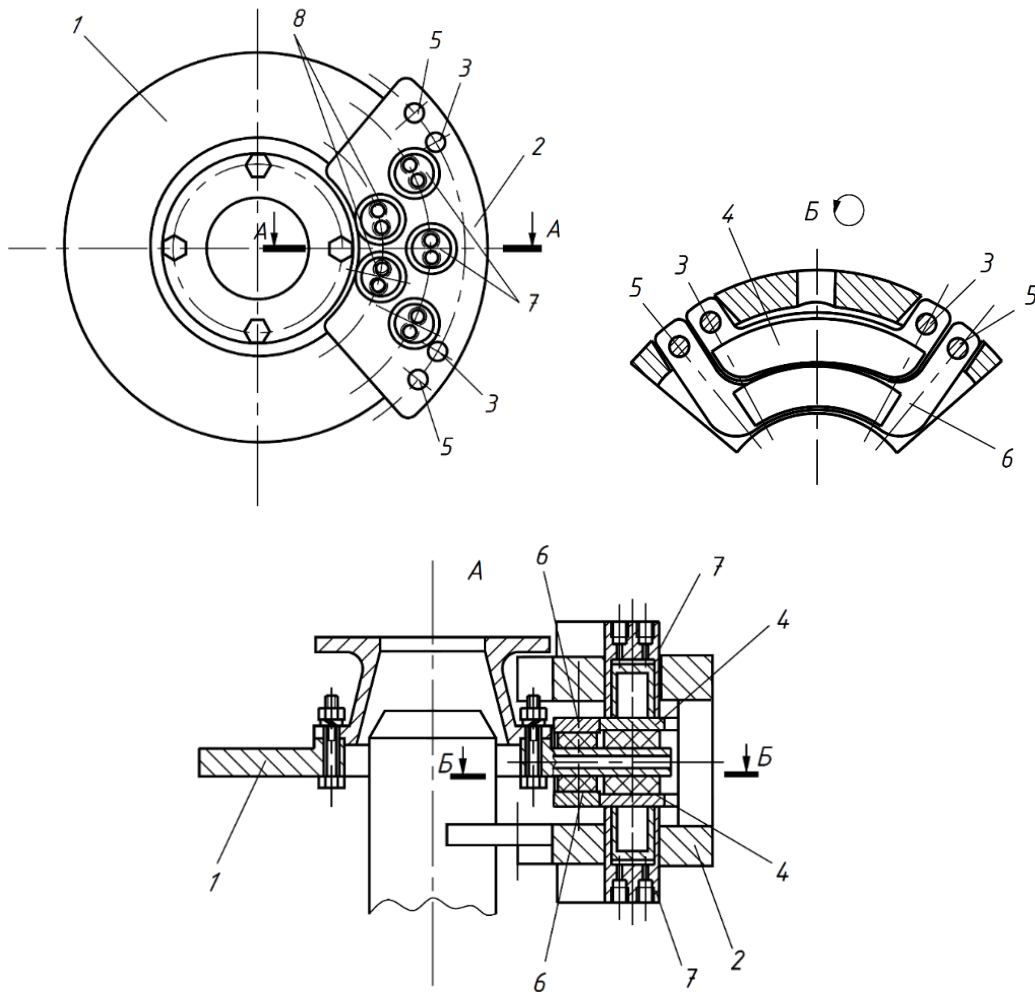


Рис. 1 – Схема дискового гальма із двома парами гальмівних колодок [2]

1 – гальмівний диск; 2 – скоба; 3,5 – опорні пальці; 4,6 – гальмівні колодки; 7, 8 – гальмівні циліндри

У роботі [6] розглянуто різні режими гальмування двовісних автомобілів та зроблено такі висновки:

- для забезпечення стійкості автомобіля при $0 < \frac{j}{\varphi g} < 0,2$ гальмування може здійснюватися

або лише задніми колесами, або всіма колесами з перевищенням гальмівних сил на задніх колесах над гальмівними силами на передніх колесах;

- при $0,2 < \frac{j}{\varphi g} < 0,5$ стійке гальмування може здійснюватися при рівних гальмівних силах на

всіх колесах;

- при $0,5 < \frac{j}{\varphi g} < 0,7$ гальмування може здійснюватися за умови більшої інтенсивності

гальмування передніх коліс порівняно із задніми, причому перевищення гальмівних сил на передніх колесах має відповідати перевищенню нормальних реакцій на передніх колесах порівняно із задніми;

- при $0,7 < \frac{j}{\varphi g} < 0,98$ гальмівні сили між передніми та задніми колесами повинні

розподілятися у співвідношенні, більшому порівняно з відношенням розподілу нормальних навантажень (перевищення має становити 10%).

Вираз (1) було отримано з умови виникнення гальмівних сил на осях коліс незалежно від того зазначені колеса заблоковані чи ні. У роботі [7] визначено закон розподілу гальмівних сил, що забезпечує одночасне доведення до межі блокування передніх та задніх коліс

$$\beta = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L}, \quad (5)$$

де r_d – динамічний радіус коліс автомобіля.

У зазначеній роботі також показано, що одночасне доведення до межі блокування передніх і задніх коліс (з використанням закону (5)) не гарантує збереження автомобілем стійкості, оскільки після цього з рівною ймовірністю може відбутися випереджувальне блокування, як передніх, так і задніх коліс. Для гарантованого забезпечення стійкості автомобіля після одночасного доведення до межі блокування передніх та задніх коліс необхідно реалізувати наступний закон розподілу гальмівних сил між осями [7]

$$\beta' = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L - \varphi \cdot r_d}. \quad (6)$$

Насправді динамічні радіуси передніх та задніх коліс r_{d1} та r_{d2} не рівні між собою. Тому з достатньою точністю можна приймати [7]

$$r_{d1} \cong r_{d2} \cong r_b, \quad (7)$$

де r_b – вільний радіус коліс автомобіля.

У роботі [8] рівняння (5) перетворено для випадків службового гальмування. Для цього введено відносне уповільнення $\frac{j}{g}$, максимальне значення якого

$$\frac{j_{\max}}{g} = \varphi. \quad (8)$$

Для випадків службових гальмування вираз (5) має вигляд [8]

$$\beta_{\text{служб.}} = \frac{b + (h - r_d) \frac{j}{g}}{L}. \quad (9)$$

При $\frac{j}{g} = \frac{j_{\max}}{g} = \varphi$ величина $\beta_{\text{служб.}} = \beta$ (див. залежність (5)).

У роботі [8] визначено коефіцієнт стійкості автомобіля при службових гальмуваннях

$$k_{\text{ст}} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \right)^2 - (1 - \beta)^2 \frac{j^2}{g^2}}{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \right)^2 - \beta^2 \frac{j^2}{g^2}}, \quad (10)$$

де a – відстань від передньої осі до проекції центру мас на горизонтальну площину, що проходить через осі автомобіля.

З умови $k_{\text{ст}} = 1$ у роботі [8] отримано наведене квадратне рівняння відносно β , що має вигляд

$$\beta^2 - 2 \frac{b^2}{b^2 - a^2} \beta - \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L} \right)^2 + \frac{2ab(h - r_d)}{L(b^2 - a^2)} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j} + \frac{b^2}{b^2 - a^2} = 0. \quad (11)$$

При розв'язанні квадратного рівняння автори розглядали випадки $b=a$ та $b>a$. У цьому випадку знаходився лише один корінь квадратного рівняння. При $b=a$ [8]

$$\beta = 0,5 + \frac{\varphi^2 \frac{h - r_d}{L}}{\frac{j}{g}}. \quad (12)$$

Коріння квадратного рівняння (11) [8]

$$\beta_{1,2} = \frac{b^2}{b^2 - a^2} \left[1 \pm \sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}} \right]. \quad (13)$$

З умови набуття реальних значень β , що лежать у межах $[0;1]$, отримаємо [8]

$$\beta = \frac{1 - \sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(1 - \frac{a^2}{b^2}\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}}{1 - \frac{a^2}{b^2}} \quad \text{– при } b > a \quad (14)$$

$$\beta = \frac{\sqrt{\frac{a^2}{b^2} + \left(\frac{a^2}{b^2} - 1\right)^2 \varphi^2 \left(\frac{h - r_d}{L}\right)^2 + 2 \frac{a}{b} \left(\frac{a^2}{b^2} - 1\right) \frac{h - r_d}{L} \cdot \frac{\varphi^2 g}{j}} - 1}{\frac{a^2}{b^2} - 1} \quad \text{– при } a > b \quad (15)$$

Таким чином, якщо здійснювати управління розподілом гальмівних моментів (гальмівних сил) між осями за законами, що описуються рівняннями (11), (14) та (15), то буде забезпечено значення коефіцієнта стійкості, що дорівнює одиниці.

Для здійснення управління розподілом гальмівних сил між осями таким чином, щоб співвідношення гальмівних сил дорівнювало співвідношенню нормальних реакцій на осях, слід використовувати рівняння (9).

У цьому випадку вираз (10) набуде вигляду [8]

$$k_{cr} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\varphi^2 \left(\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 - (1 - \beta_{\text{служб}})^2 \frac{j^2}{g^2}}{\varphi^2 \left(\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 - \beta_{\text{служб}}^2 \frac{j^2}{g^2}}}. \quad (16)$$

Після підстановки (9) у (16) і проведення перетворень отримаємо

$$k_{cr} = \frac{b}{a} \sqrt{\frac{\left(\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 \left(\varphi^2 - \frac{j^2}{g^2}\right)}{\left(\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}\right)^2 \left(\varphi^2 - \frac{j^2}{g^2}\right)}} = \frac{b}{a} \cdot \frac{\frac{a}{L} - \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}}{\frac{b}{L} + \frac{j}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}}. \quad (17)$$

Величина $k_{cr} \geq 1$ у випадку, коли

$$\frac{ba}{L} - \frac{bj}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L} \geq \frac{ab}{L} + \frac{aj}{g} \cdot \frac{h - r_d}{L}. \quad (18)$$

Звідки отримаємо умову стійкості

$$\frac{j}{g}(h - r_d) \leq 0. \quad (19)$$

Умова (19) нездійсненна. Це означає, що при керуванні розподілом гальмівних моментів (гальмівних сил) між осями згідно із законом (9) стійкість автомобіля при службових гальмуваннях забезпечена не буде.

Мета та постановка задачі. Метою дослідження є підвищення стійкості автомобіля при екстрених та службових гальмуваннях шляхом використання нового способу керування розподілом гальмівних сил між осями за рахунок дискретної зміни розмірів активних робочих площ робочих гальмівних циліндрів.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити такі завдання:

- визначити значення коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля при різній комбінації включення робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осей;

- визначити порогові значення уповільнень автомобіля, при яких потрібно змінювати співвідношення включених робочих гальмівних циліндрів на колесах передньої та задньої осей.

Виклад основного матеріалу. Розглянемо на прикладі легкового автомобіля (з параметрами: $a = b = L/2 = 1$ м; $h = 0,5$ м; $r_d = 0,3$ м) регулювання розподілу гальмівних сил між осями за рахунок підключення та відключення робочих циліндрів передніх та задніх дискових гальмівних механізмів. Схема керування такою гальмівною системою наведена на рис. 2.

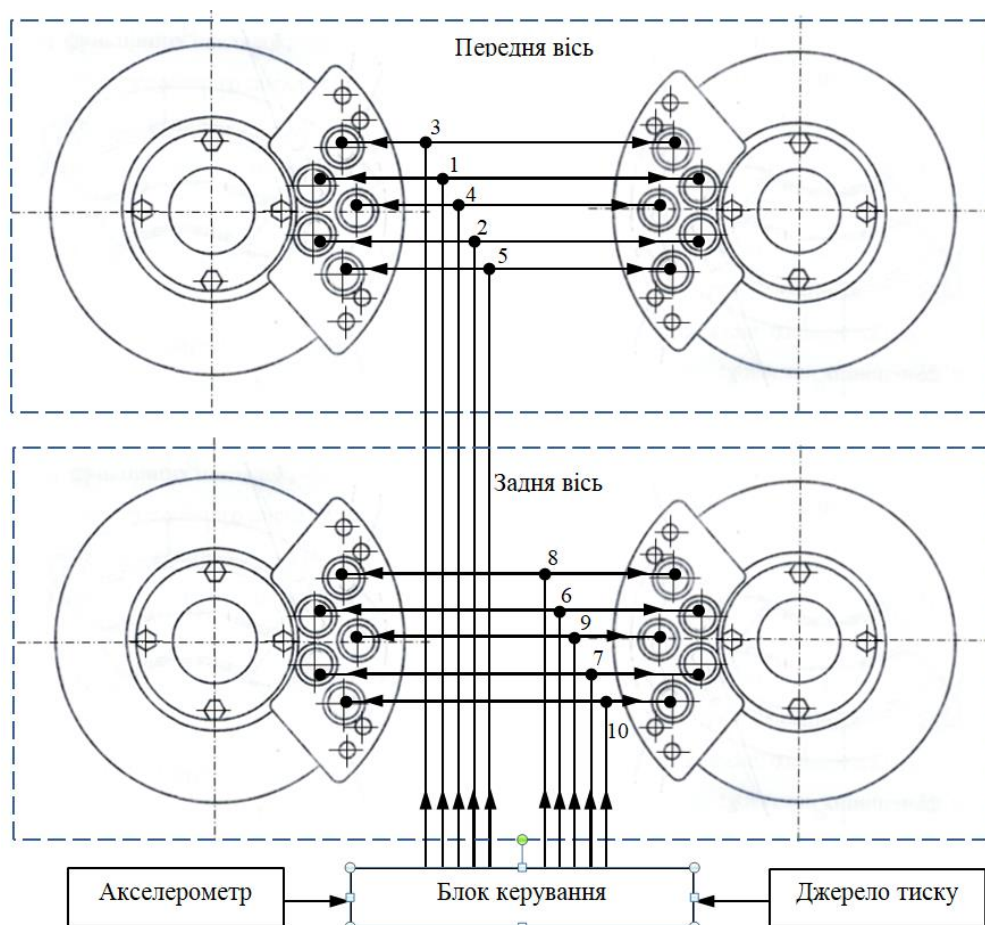


Рис. 2 – Схема системи імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями автомобіля

Гальмівний момент, створюваний багатопоршневим гальмом, може бути визначений як [2]

$$M_T = p(n_1 k_1 + n_2 k_2), \quad (20)$$

де p – тиск робочого тіла у гальмівному приводі; k_1, k_2 – передавальні функції робочих циліндрів, що притискають гальмівні колодки (внутрішні та зовнішні, відповідно), відносно центру гальмівного диска; n_1, n_2 – число циліндрів, що притискають внутрішні та зовнішні гальмівні колодки, відповідно.

Передавальні функції робочих циліндрів

$$k_1 = \frac{\pi d_{\text{рц}}^2}{4} \mu \cdot z \cdot \overline{R}_1; \quad (21)$$

$$k_2 = \frac{\pi d_{\text{рц}}^2}{4} \mu \cdot z \cdot \overline{R}_2, \quad (22)$$

де $d_{\text{рц}}$ – діаметр робочого циліндра (однаковий у всіх робочих циліндрів); μ – коефіцієнт тертя фрикційних пар (приймається однаковим для всіх фрикційних пар гальма); z – число пар тертя ($z = 2$); $\overline{R}_1, \overline{R}_2$ – середні (ефективні) радіуси тертя внутрішніх та зовнішніх фрикційних пар (рис. 3).

При концентричному розташуванні двох пар колодок (рис. 3) середні (ефективні) радіуси тертя дорівнюватимуть

$$\overline{R}_1 = R_{\text{ВН}} \frac{1 + k_{R_1}}{2}; \quad (23)$$

$$\overline{R}_2 = R_{\text{ВН}} \frac{k_{R_1} (1 + k_{R_2})}{2}, \quad (24)$$

де $R_{\text{ВН}}$ – внутрішній радіус гальмівного диска (внутрішній радіус тертя); k_{R_1}, k_{R_2} – співвідношення зовнішнього та внутрішнього радіусів тертя зовнішніх та внутрішніх гальмівних колодок, відповідно [9].

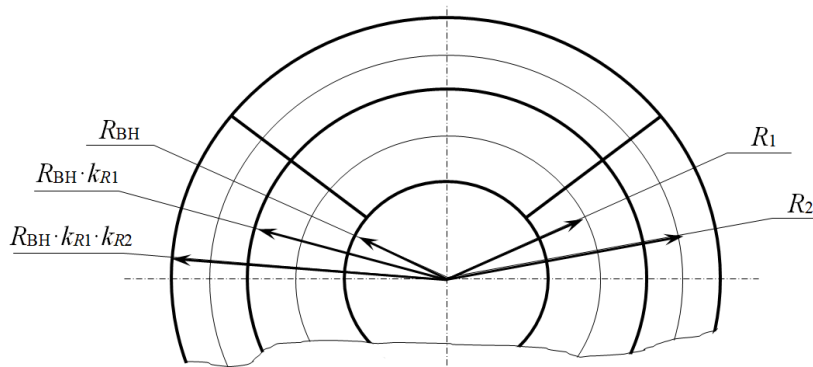


Рис. 3 – Схема визначення середніх ефективних радіусів пар тертя

Оптимальні значення k_{R_1} та k_{R_2} визначені у роботі [9] і становлять: $k_{R_1} = 1,73$ та $k_{R_2} = 1,358$. Поділивши окремо ліві та праві частини рівнянь (21) та (22), отримаємо

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{\overline{R}_1}{\overline{R}_2} \quad (25)$$

або після підстановки (23) і (24) до (25)

$$\frac{k_1}{k_2} = \frac{1 + k_{R_1}}{k_{R_1} (1 + k_{R_2})} = \frac{1 + 1,73}{1,73(1 + 1,358)} = 0,669.$$

Таким чином,

$$k_1 = 0,669k_2. \quad (26)$$

Диференціюванням рівняння (11) по прискоренню, визначимо коефіцієнт чутливості коефіцієнта β по уповільненню j

$$\frac{\partial \beta}{\partial j} = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \quad (27)$$

або

$$\partial \beta = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \partial j. \quad (28)$$

Переходячи від нескінченно малих прирощень до кінцевих, знаходимо

$$\Delta \beta = -\frac{\varphi^2 g}{j^2} \cdot \frac{h - r_d}{L} \Delta j. \quad (29)$$

З виразу (29) знаходимо

$$\Delta j = -\Delta \beta \frac{j^2}{\varphi^2 g} \cdot \frac{L}{h - r_d}. \quad (30)$$

При послідовному включенні та відключенні робочих циліндрів передніх та задніх гальмівних механізмів відбувається послідовна ступінчаста зміна β коефіцієнта розподілу гальмівної сили на передню вісь.

У разі гальмування автомобіля уповільнення послідовно зростає від нуля до деякого максимального значення. Необхідний за умовою забезпечення курсової стійкості коефіцієнт β при цьому повинен зменшуватися за гіперболічною залежністю (11) [6,7] від $\beta = 1$ до

$$\beta = \frac{b + \varphi(h - r_d)}{L}.$$

Коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля з багатопоршневими дисковими гальмами дорівнює

$$\beta = \frac{P_{T_1}}{P_{T_1} + P_{T_2}} = \frac{M_{T_1}}{M_{T_1} + M_{T_2}} = \frac{1}{1 + \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}}} = \frac{1}{1 + U}, \quad (31)$$

де M_{T_1} , M_{T_2} – сумарні гальмівні моменти, створювані колесами передньої та задньої осі, відповідно; U – коефіцієнт,

$$U = \frac{M_{T_2}}{M_{T_1}} = \frac{P_{T_2}}{P_{T_1}}. \quad (32)$$

Для аналізованої гальмівної системи (рис.1 і рис.2)

$$U = \frac{n_{21}k_1 + n_{22}k_2}{n_{11}k_1 + n_{12}k_2}, \quad (33)$$

де n_{21} , n_{22} – число працюючих робочих циліндрів заднього гальмівного механізму на внутрішній та зовнішній парах гальмівних колодок, відповідно; n_{11} , n_{12} – число працюючих робочих циліндрів переднього гальмівного механізму на внутрішній і зовнішній парах гальмівних колодок, відповідно.

Враховуючи співвідношення (26), перетворимо вираз (33) на вигляд

$$U = \frac{n_{21}0,669k_2 + n_{22}k_2}{n_{11}0,669k_2 + n_{12}k_2} = \frac{0,669n_{21} + n_{22}}{0,669n_{11} + n_{12}}. \quad (34)$$

У таблиці 1 наведено результати розрахунку коефіцієнта U при різній комбінації параметрів n_{21} , n_{22} , n_{11} , n_{12} . Також наведені відповідні конкретним значенням U величини коефіцієнта β розподілу гальмівної сили на передню вісь автомобіля.

Таблиця 1 – Розрахунок коефіцієнта β

№ п.п.	n_{11}	n_{12}	n_{21}	n_{22}	U		β
					Розрахункова формула	Значення	
1	1	0	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 1 + 0}$	6,485	0,133
2	2	0	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 0}$	3,242	0,236
3	2	1	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 1}$	1,855	0,350
4	2	2	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 2}$	1,3	0,435
5	2	3	2	3	$\frac{0,669 \cdot 2 + 3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	1,0	0,5
6	2	3	1	3	$\frac{0,669 \cdot 1 + 3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,846	0,542
7	2	3	0	3	$\frac{3}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,692	0,591
8	2	3	0	2	$\frac{2}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,461	0,684
9	2	3	0	1	$\frac{1}{0,669 \cdot 2 + 3}$	0,230	0,813
10	2	3	0	0	0	0	1,0

Припустимо, що гальмування автомобіля, який розглядається, відбувається на дорозі з коефіцієнтом зчеплення $\varphi=0,8$. При екстремому гальмуванні $j/g=\varphi$ і, у цьому випадку, відповідно до виразу (12) коефіцієнт розподілу гальмівної сили β має мінімальне значення. Для розглянутого автомобіля при екстремому гальмуванні відповідно формулі (3) отримаємо

$$\beta = \beta_{\min} = 0,5 + 0,8 \cdot \frac{0,5 - 0,3}{2} = 0,58.$$

Таким чином, за умовою забезпечення стійкості автомобіля, що розглядається, при гальмуванні величина $\beta_{\max} = 1$ і $\beta_{\min} = 0,58$. Це означає, що при $\varphi=0,8$ нас цікавитимуть варіанти включення робочих гальмівних циліндрів №№ 7-10 (див. таблицю 1). Для організації процесу управління розподілом гальмівних сил (коефіцієнтом β) з рівняння (12) визначимо уповільнення автомобіля

$$j = \frac{\beta - 0,5}{\varphi^2 g \frac{h - r_d}{L}}. \quad (35)$$

При підстановці параметрів автомобіля, що розглядається, і $\varphi=0,8$ вираз (35) набуде вигляду

$$j = \frac{\beta - 0,5}{0,628}. \quad (36)$$

Вираз (36) визначає величину уповільнення автомобіля, що відповідає обраному варіанту розподілу гальмівної сили на передню вісь.

У таблиці 2 наведено результати розрахунку параметрів β , $\Delta\beta$, j і Δj для автомобіля, що розглядається, при гальмуванні на дорозі при $\varphi=0,8$. Відповідно до виразу (36) $\beta=1$ при $j \leq 0,796$ м/с².

Таблиця 2 – Розрахунок параметрів β , $\Delta\beta$, j і Δj

№ п.п.	β	$\Delta\beta$	j , м/с ²	Δj , м/с ²
10	1,0	0,187	0,796	0,189
9	0,813	0,129	0,498	0,051
8	0,684	0,093	0,292	0,0031
7	0,591	0	0,145	0

Результати, наведені в таблиці 2, дозволяють організувати керування розподілом гальмівних сил автомобіля при гальмуванні (керування коефіцієнтом розподілу гальмівної сили на передню вісь). Кожне значення j відповідає певному варіанту включення робочих циліндрів передніх і задніх багатопоршневих дискових гальм. Величина Δj характеризує ширину інтервалу значень j , що відповідають певному варіанту включення робочих гальмівних циліндрів.

Висновки.

1. Результати проведеного дослідження показали, що використання багатопоршневих дискових гальм на передніх і задніх колесах двовісного автомобіля дозволяє організувати процес імпульсного керування розподілом гальмівних сил між осями. Скважність і коефіцієнт наповнення у разі дорівнюють одиниці.

2. Проведене дослідження дозволяє у подальшому використовувати багатопоршневі дискові гальма на передніх і задніх колесах для організації процесу управління стійкістю та маневреністю двовісного автомобіля.

Список літератури:

1. Дем'янюк В.А. Аналіз робочих процесів та оптимізація гальмівних систем автобусів / В.А. Дем'янюк. – К.: НТУ, 2013. – 484 с.
2. Патент України на корисну модель №151792. (51) МПК F16D 55/224 (2006.01). Дискове гальмо. Абрамов Д.В., Байцур М.В., Подригало М.А., Холодов М.П. – U 202107723; заявл. 28.12.2021; опубл. 15.09.2022, бюл. №37/2022.
3. Гредескул А.Б. Исследование динамики торможения автомобиля / Н.А.Булгаков, А.Б.Гредескул, С.И.Ломака // Научное сообщение №18. – Харьков: Изд-во Харьковского госуниверситета. – 1962. – 36 с.
4. Чудаков Е.А. Боковая устойчивость автомобиля при торможении / Е.А.Чудаков. – М.: Машгиз, 1952. – 183 с.
5. Подригало М.А. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.И.Кирчатый, А.А.Бобошко]; под ред. М.А.Подригало – Харьков: изд-во ХНАДУ, 2003. – 424 с.
6. Стійкість колісних машин проти заносу при гальмуванні і шляхи її підвищення / [М.А.Подригало, В.П.Волков, М.В.Байцур та інші] під ред. М.А.Подригало – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2006. – 377 с.
7. Подригало М.А., Шелудченко В.В. Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів. Навчальний посібник. – Суми: Сумський національний аграрний університет, 2015. – 213 с.
8. Туренко О.І. Підвищення стійкості, керованості і функціональної стабільності автомобілів при службових гальмуваннях: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.22.20 – експлуатація і ремонт засобів транспорту / О.І.Туренко. – Харків, 2018. – 20 с.
9. Гальмівні властивості і гальмівні механізми колісних тракторів / [М.А.Подригало, В.П.Волков, В.А.Павленко, Я.А.Бобров, Д.В.Абрамов] під ред. М.А.Подригало. – Харків: Вид-во ХНАДУ, 2007. – 507 с.

References (transliterated):

1. Demianiuk V.A. Analiz robochykh protsesiv ta optymizatsiia halmivnykh system avtobusiv / V.A. Demianiuk. – K.: NTU, 2013. – 484 s.
2. Patent Ukrainy na korysnu model №151792. (51) MPK F16D 55/224 (2006.01). Dyskove halmo. Abramov D.V., Baitsur M.V., Podryhalo M.A., Kholodov M.P. – U 202107723; zaiavl. 28.12.2021; opubl. 15.09.2022, biul. №37/2022.
3. Gredeskul A.B. Issledovanie dinamiki tormozheniya avtomobilya / N.A.Bulgakov, A.B.Gredeskul, S.I.Lomaka // Nauchnoe soobshhenie #18. – Khar'kov: Izd-vo Khar'kovskogo gosuniversiteta. – 1962. – 36 s.
4. Chudakov E.A. Bokovaya ustojchivost' avtomobilya pri tormozhenii / E.A.Chudakov. – M.: Mashgiz, 1952. – 183 s.

5. Podrigalo M.A. Manevrennost` i tormozny`e svojstva kolesny`kh mashin / [M.A.Podrigalo, V.P.Volkov, V.I.Kirchaty`j, A.A.Boboshko]; pod red. M.A.Podrigalo – Khar`kov: izd-vo KhNADU, 2003. – 424 s.
6. Stiikist kolisnykh mashyn proty zanosu pry halmuvanni i shliakhy yii pidvyshchennia / [M.A.Podryhalo, V.P.Volkov, M.V.Baitsur ta inshi] pid red. M.A.Podryhalo – Kharkiv: Vyd-vo KhNADU, 2006. – 377 s.
7. Podryhalo M.A., Sheludchenko V.V. Nove v teorii ekspluatatsiinykh vlastyvostei avtomobiliv ta traktoriv. Navchalnyi posibnyk. – Sumy: Sumskiy natsionalnyi ahrarnyi universytet, 2015. – 213 s.
8. Turenko O.I. Pidvyshchennia stiikosti, kerovanosti i funktsionalnoi stabilnosti avtomobiliv pry sluzhbovykh halmuvanniakh: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk: spets. 05.22.20 – ekspluatatsiia i remont zasobiv transportu / O.I.Turenko. – Kharkiv, 2018. – 20 s.
9. Halmivni vlastyvosti i halmivni mekhanizmy kolisnykh traktoriv / [M.A.Podryhalo, V.P.Volkov, V.A.Pavlenko, Ya.A.Bobrov, D.V.Abramov] pid red. M.A.Podryhalo. – Kharkiv: Vyd-vo KhNADU, 2007. – 507 s.

Надійшла (received) 12.12.2022 р.

Відомості про авторів/ About the Authors

Подригало Михайло Абович (Podrigalo Mikhail) – доктор технічних наук, професор, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, завідувач кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Байцур Максим Вячеславович (Baitsur Maksym) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри технології машинобудування і ремонту машин, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4935-3707>; e-mail: maksim3103@gmail.com

Д.В. ЧЕРКАШИН, С.О. ГУБСЬКИЙ, В.Л. ЧУХЛІВ

ТЕЛЕМЕТРИЧНІ СИСТЕМИ МОНІТОРИНГУ ДИНАМІЧНИХ НАВАНТАЖЕНЬ НА ВАЛАХ ТРАНСМІСІЙНИХ СИСТЕМ

У статті виконано огляд телеметричних систем, що застосовуються для вимірювання обертальних коливань у галузях промисловості. Показані переваги і недоліки різних принципів вимірювання і передачі вимірних даних з валів, що обертаються в лініях приводу прокатних станів та **трансмісійних систем**. Наведено опис розроблених цифрових телеметричних вимірювачів обертальних коливань у складі стаціонарної системи моніторингу динамічних навантажень з функціями діагностики зносу (кутових зазорів) за допомогою яких проводиться спостереження за крутним моментом, який допомагає запобігти поломки, дозволяє планувати технічне обслуговування і збільшує продуктивність.

Ключові слова: напруження, момент, датчики, привод, прокатний стан, редуктор, вал, динамічні удари, трансмісійна система.

D. CHERKASHYN, S. HUBSKYI, V. CHUKHLIV

TELEMETRY SYSTEMS FOR MONITORING DYNAMIC LOADS ON TRANSMISSION SYSTEM SHAFTS

The article provides an overview of telemetry systems used to measure rotational vibrations in industrial sectors. Indications advantages and disadvantages of various principles of measurement and transmission of measured data from shafts rotating in the drive lines of rolling mills and transmission systems. The article describes the developed digital telemetry meters of rotational vibrations as part of a stationary dynamic load monitoring system with functions for diagnosing wear (angular gaps), which are used to monitor the torque, which helps prevent breakdowns, allows you to plan maintenance and increases productivity.

Keywords: stress, moment, sensors, drive, rolling mill, reducer, shaft, dynamic beats, transmission system.

Вступ. Вимірювання крутного моменту дозволяє проводити моніторинг приводних систем прокатних станів. Проблеми, що виникають в процесі виробництва в компонентах трансмісії, проявляються переважно у вигляді коливань крутного моменту.

Система вимірювання крутного моменту є надійним способом вимірювання крутного моменту шпинделів прокатного стану та трансмісійних систем. Він забезпечує постійне вимірювання в режимі реального часу, засноване на принципі вимірювання за допомогою тензометричних датчиків. Датчики, встановлені на частинах стану, що обертаються, посилюють вимірювальні сигнали безпосередньо на сервер.

Аналіз факторів, що впливають на крутний момент.

Фактори які можуть впливати на крутний момент можна класифікувати за наступними категоріями:

- різні биття, а також зазори в підшипниках ковзання і кочіння;
- ексцентриситет і нерівноваженість валків, що впливають при наростанні швидкості;
- власні коливання подушок валків;
- дефекти прокату на попередніх технологічних стадіях;
- явища фрикційного характеру в підшипниках і редукторах.

Всі перераховані вище фактори, накладаються один на одного в широкому діапазоні частот, що в свою чергу, сприяє розвитку фази вібрацій (починають проявлятися автоколивання в механічній системі). Дані незатухаючі коливання, підтримувані самою системою з певною періодичністю, вельми згубно позначаються на всій конструкції стану. Зрештою, це може призвести до аварійних ситуацій, таких як пошкодження заготовки, пошкодження робітників і опорних валків, що викликають простої і надмірної витрати валків.

В даний час в різних країнах розробляють, виробляють і використовують телеметричні датчики крутильних коливань на обертових валах в наступних галузях промисловості:

- металургійної, в лініях приводу прокатних станів;
- суднобудівної, на установках із двигунами внутрішнього згорання;
- автомобільної, при випробуваннях трансмісій машин;
- авіаційної, при випробуваннях приводів гелікоптерів.

Зубчасті колеса приводів є найпоширенішими видом з'єднання передачі крутного моменту. За час використання як з урахуванням зміни конструкцій, так і режимів експлуатації передач визначено основні найбільш типові види пошкодження зубчастих коліс, що є причинами виходу з ладу зубчастих передач або призводять до різкої зміни умов експлуатації і руйнування деталей [1].

Під певним навантаженням зубці коліс, що входять у зачеплення, деформуються, що призводить до руйнування зачеплення. Деформація зуба зазвичай кількісно визначається величиною жорсткості зуба, яка визначається як співвідношення навантаження до деформації. При проектуванні параметрів зубчастого колеса важливим кроком є зосередження на досягненні бажаної жорсткості зубів.

Вібрації від шестерень, що передаються на корпус коробки передач, є найбільш істотним джерелом шуму [2-6]. З фізичної точки зору причиною вібрацій є динамічна сила, яка може змінювати свою амплітуду, напрям або поле дії. При евольвентному зачепленні найбільш суттєвою зміною є амплітуда, основною причиною якої є змінна жорсткість зачеплення та удари при вході зубів у зачеплення через деформації та відхилення кроку та профілю зубів, які відрізняються від теоретичного кроку та профілю.

Також потрібно враховувати, що не можливо уникнути зношування, що викликає спотворення профілю зубця і може привести до істотного ослаблення ніжки зубця. Спотворення профілю викликає зростання динамічних навантажень біля основи зубця, а також зниження згинальної міцності *зубців*, що може привести до деформування зуба – рис.1.

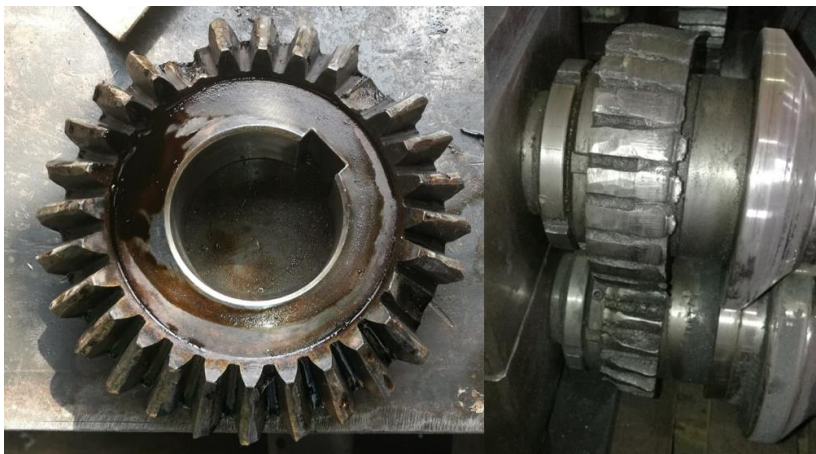


Рис. 1 – Руйнування зубця від великих динамічних ударів

Відмови через періодичні ударні навантаження можуть бути від *оберткових коливань*. Вплив - це один або кілька циклів вібрації, які зазвичай виникають під час запуску, зупинки, зміни швидкості або є результатом механіки процесу. Знову ж таки, величина напружень і частота їх виникнення визначатимуть втомну довговічність.

Мета та постановка задачі. Метою даної роботи є - здійснити аналіз існуючих систем фіксації крутних моментів та факторів, які впливають на нього. На основі здійсненого аналізу обрати напрямок подальших досліджень.

Технічні засоби та методи моніторингу динамічних навантажень. Запропоновані на ринку системи безконтактного вимірювання *оберткових коливань* мають високу вартість, а багато з них не пристосовані для роботи в умовах прокатного виробництва по діапазонах вимірювань та захисного виконання. Дослідження крутильних коливань у лініях приводу

багатьох прокатних станів дозволили розробити спочатку аналоговий, а останнім часом цифровий телеметричний вимірювач крутильних моментів з безконтактною передачею даних на основі тензорезистивних датчиків. Вимірювач може застосовуватися на різних об'єктах, як для тимчасових вимірювань при випробуваннях редукторів, так і у складі стаціонарних систем моніторингу [7]. При розробці вимірювача враховано всі особливості та недоліки зарубіжних аналогів із схемних рішень, конструктивного виконання. Однак, відсутня нормативна база проведення вимірювань *оберткових* коливань приводів клітей прокатних станів після їхньої модернізації або капітальних ремонтів. Це викликає протиріччя інтересів постачальників та замовників обладнання, гарантійним терміном експлуатації редукторів та шестеренних клітей.

Накопичення в системі моніторингу даних про цикли навантажень потребує розробки нових методів їхньої статистичної обробки для оцінки довговічності редукторів з урахуванням нелінійних ефектів. На відміну від амплітудного розподілу навантажень, що зазвичай застосовується, вхідні технологічні навантаження описуються спектрами (амплітудно-частотними розподілами), які враховують частоту наростання моменту на валках при захопленні металу. Динамічні навантаження у кожному пружному зв'язку трансмісії визначаються у час на основі передатних функцій. Відомо, що при близькості двох перших власних частот лінії приводу відбувається посилення коливань за рахунок биття. Для усунення цього ефекту шляхом «розведення частот» зазвичай пропонується змінювати конструктивні параметри ліній приводу, що складно реалізується на станах, що працюють. Ефект зниження динаміки може бути досягнутий також зміною спектра вхідного навантаження таким чином, щоб середнє значення частоти наростання моменту прокатки на основному сортаменті потрапляло між двома нижчими частотами лінії приводу, що може виконуватися перерозподілом обтискань по клітях в межах, що допускаються за технологією та навантажувальною здатністю обладнання. Це відповідає методу, відомому з теорії автоматичного управління, коли нулі передавальної функції (коріння полінома чисельника), відповідні вхідної дії, розміщують між полюсами (коріння полінома знаменника), що визначають динамічні властивості системи [8, 9].

При аналізі існуючих систем можна зазначити використання даних про крутний момент для визначення впливу навантаження на вимірювання вібрації, вимірювання крутного моменту також можуть використовуватися для попередження операторів про несприятливі умови. Коли амплітуда крутильних коливань вимірюється безперервно, можна підрахувати кількість випадків, коли амплітуда перевищує певний поріг, що дозволяє вжити коригувальні дії до виникнення втомного руйнування. Ці порогові значення можуть бути визначені на основі аналізу напруження компонента, що передає крутний момент, або на основі значення, кратного номінальному робочому крутному моменту, що вказує на ненормальні умови [10]. Приклад несприятливого крутильного коливання під час запуску та несприятливі крутильні коливання від збоїв в процесі роботи показані на рис. 2.

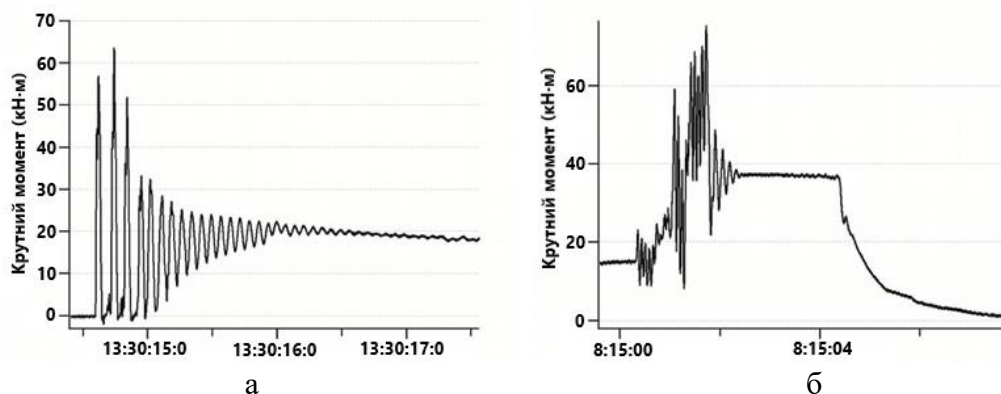


Рис. 2 – Різні типи несприятливих крутильних коливань:
а – які можуть виникати під час запуску; б – під час збоїв в процесі

Спектральні дані нададуть аналітику інформацію про частоти, присутні в осцилограмі. Умови процесу і кутові зазори, такі як люфт або знос, можуть викликати крутильні коливання всередині обладнання; проте, найчастіше можна побачити власні частоти системи в спектральних даних. Це частота, на якій вал коливається після ударного навантаження або коли робоча швидкість збігається з власною частотою кручення. У той час як для трансмісії існує нескінченне число власних частот кручення, цілком ймовірно, що спостерігаються тільки перші дві. Власні частоти вищих порядків набагато менш енергійні і важче збуджувати. Спектральні дані можуть бути використані для перевірки теоретичних розрахунків власних крутильних частот, щоб можна було правильно оцінити зміни робочих швидкостей для уникнення несприятливих умов. Крім того, емпіричні дані дозволять «нормалізувати» математичну модель трансмісії, забезпечуючи впевненість в оцінці будь-яких змін (модернізація двигуна, зміни кріплення і т.д.) в пропонованій механічній передачі для підвищення надійності і зниження ризику непередбачених проблем.

На головних приводах чотирьох клітей рельсобалкового стану фірми *Nucor-Yamato*. Стіл на верхньому та нижньому шпинделях встановлено вимірювальний пристрій - "електронний перетворювач крутного моменту" (ETC) [11]. Фірмою SMS Demag спеціально для прокатних станів розроблено систему спостереження RoCoCo [12] пізніше вдосконалену в PPMS (Plant & Process Management System).

Система базується на трьох окремих модулях:

- MiDaS (Mill Diagnostic System) – система спостереження за коливаннями у клітях;
- DTECT – система спостереження за підшипниками та діагностики редукторів;
- TAS (Torque Analyzing System) - система спостереження за крутильними моментами.

Система TAS призначена для спостереження за крутильним моментом у головних приводах клітей та моталок. Для цього використовуються тензометричні датчики, що наклеюються на вал. Частота реєстрації моменту до 1000 Гц, що більш ніж досить, враховуючи розрахунковий спектр своїх частот крутильних коливань (10-100 Гц). Програмне забезпечення дозволяє кожному циклу навантажень здійснювати частотний аналіз та запам'ятовувати максимальне і середнє значення. Повідомляється, що окупність капіталовкладень у систему може бути досягнута приблизно за 14 місяців.

Відомі виконані в даний час зарубіжні та раніш в Україні [13] дослідно-промислові розробки систем моніторингу навантажень прокатних станів. Знання крутильного моменту в часі відкриває широкі можливості вдосконалення режимів роботи обладнання та його діагностики:

- оптимізація деформаційно-швидкісного режиму по проходах або по клітях;
- реєстрація та подальший аналіз подій, які є причиною аварій;
- встановлення тенденцій для виявлення прихованих відмов обладнання;
- оцінка залишкового ресурсу деталей ліній приводу.

Слід зазначити, що реалізація функції розрахунку залишкового ресурсу обладнання по всій лінії приводу за наявності тільки одного або двох вимірювачів, встановлених, наприклад, шпинделях або моторному валу, вимагає використання багатомасних динамічних моделей. Це пов'язано з тим, що відмінності в динаміці на різних ділянках ліній приводу, особливо редукторних, може становити 100-200 % і вносити неприйнятні для розрахунків циклів навантажень похибки у разі відсутності моделей. Поява нелінійностей при зносі устаткування, як кутових так і радіальних зазорів вимагає у свою чергу адаптації коефіцієнтів жорсткості в моделях, що може бути виконано лише з допомогою діагностики. Таким чином, завдання контролю динамічних навантажень в устаткуванні природно поєднуються із завданнями визначення його зношування на основі динамічних моделей і повинні бути реалізовані в діючих системах моніторингу.

Аналіз первинних перетворювачів та датчиків крутильних моментів, як правило, розробляється дослідницькими інститутами або невеликими фірмами, а великі фірми-

виробники обладнання, такі як SMS-Demag інтегрують їх у свої системи на прокатних станах та інших агрегатах. Відомі на сьогодні вимірювачі крутильних моментів у лініях приводу машин та механізмів та первинні датчики за принципом дії.

Магнітопружні датчики. Принцип дії датчиків заснований на ефекті магнітопружності - фізичному явищі, що проявляється у вигляді зміни магнітної проникності матеріалу в залежності від механічних напружень у ньому.

Магнітопружні датчики використовуються для вимірювання силових параметрів: зусиль; тиску; крутих і згинальних моментів; механічного напруження.

Конструктивно магнітопружні датчики представляють магнітопровід з однією або декількома обмотками [14].

Прикладом використання ефекту магнітопружності є Torductor-S фірми АВВ (Швеція), який широко застосовується при випробуваннях та налагодженні автомобільних трансмісій (рис. 3) та судових приводах з двигунами внутрішнього згорання. Як чутливий елемент використовуються магнітопружні елементи, що наклеюються на вал за аналогією з тензOMETричними вимірюваннями [15].



Рис. 3 – Магнітопружний датчик моментів

Досвід випробування магнітопружних датчиків, в тому числі і на прокатних станах, показав, що основним недоліком даного принципу вимірювань є великий рівень низькочастотних електромагнітних перешкод, що викликають амплітудну модуляцію корисного сигналу крутильних моментів в області низьких частот власних коливань ліній приводу (10-3 Гц).

Основні сфери застосування магнітопружних датчиків:

- датчики трансмісії;
- датчики рульового керування;
- аерокосмічні двигуни та управління польотами;
- торсіометри для гребних гвинтів у суднобудуванні;
- привода прокатних станів;
- датчики боксування електропоїздів та електровозів.

Переваги:

- забезпечення безконтактного контролю стану моменту;
- відсутність необхідності кріплення елементів безпосередньо на вал;
- простота конструкції;
- відсутність необхідності калібрування датчика протягом усього терміну експлуатації;
- можливість збільшення повітряного зазору між датчиком і валом, що дозволяє використовувати його в нестабільних системах, де є биття валу або провисання його під навантаженням.

Недоліки:

- при проектуванні необхідно враховувати матеріал валу;
- неможливо розрізнити який тип моменту прикладається до валу.

П'єзоелектричні датчики. Принцип дії п'єзоелектричних перетворювачів заснований на використанні прямого або зворотного п'єзоелектричних ефектів. Прямий п'єзоэффект полягає в здатності деяких матеріалів утворювати електричні заряди на поверхні при прикладанні механічного навантаження, зворотний - у зміні механічного напруження або геометричних розмірів зразка матеріалу під впливом електричного поля [16].

П'єзоелектричні датчики встановлюються всередині трансмісії машин або на торцях валів, що практично не реалізується в лініях приводу прокатних клітей – рис. 4.



Рис. 4 – Конструктивне виконання датчиків моментів

Крутний момент може визначатися також різницею кутових зміщень двох перерізів валу. Розмір моменту розраховується за відомим діаметром валу та його жорсткості. Між двома жорсткими хомутами, що встановлені в різних перерізах валу, монтується попередньо напружена (для вибірки люфтів) пластина з силовимірювальним елементом або індуктивним датчиком мікропереміщень, який реагує на кутові зміщення перерізів валу, що деформується. Використовується база вимірів трохи більше 100-150 мм у довжині валу, так як це впливає на загальну жорсткість конструкції вимірювача. Вали прокатних станів у зв'язку з великими діаметрами (300-900 мм) мають малі кути скручування, пропорційні діючим крутильним моментам, і вимагають збільшення бази вимірювань, а це в свою чергу знижує жорсткість конструкції хомутів і балок з'єднувальних датчика, що позначається при дії ударних навантажень та вібрації.

Простота експлуатації полягає в тому, що датчики майже завжди складаються тільки з одного блоку, їх легко знімати та чистити; мінімальна втрата енергії під час роботи [17].

Переваги: виготовлений з кристалів кераміки; відмінна ефективність при високих і низьких потужностях; простота поводження.

Недоліки:

- короткий термін експлуатації;
- досить дорогий;
- вимагає ретельного догляду і техобслуговування;
- поштовхи, падіння, сильна вібрація можуть пошкодити такий датчик;
- високі коливання температур можуть пошкодити кристали;
- п'єзоелектричний наконечник не можна піддавати впливу ультразвуку, який його зіпсує.

Тензометричні датчики. Тензодатчик, виконаний з дроту або фольги, перетворює механічну величину (силу або пропорційну їй деформацію) в електричний сигнал і широко використовуються в дослідженнях прокатних станів, як на нерухомих деталях, так і на валах, що обертаються [18] з використанням раніше струнних струмознімальних кілець. Основною перевагою тензометричних датчиків є їхнє встановлення на агрегати без зміни конструкції лінії

приводу. Недоліками при використанні тензодатчиків у стаціонарних системах моніторингу є повільний дрейф нуля при старінні клейового складу, який може бути скомпенсований за статичним навантаженням на моторному валу за допомогою сигналу струмового навантаження електроприводу.

Аналіз відомих датчиків вимірювань крутильних моментів та досвід їх використання показав, що найбільш прийнятними як первинні перетворювачі в умовах прокатного виробництва є тензорезистивні датчики.

Для передачі сигналів з валів, що обертаються, використовується кілька типів схем:

- контактні (струнні) струмознімальні кільця;
- рухомий ротор (на валу) та нерухомий статор (антена приймача);
- передача сигналів радіоканалу з використанням частотної (FM) або широтно-імпульсної модуляції схем (PCM);
- ємнісний метод передачі сигналу.

Контактні схеми не розглядаються, як застарілі й мають великі похибки, що дають, за рахунок зміни опору контактів. Серед безконтактних схем для застосування на прокатних станах найприйнятнішим є FM радіоканал. У разі використання індуктивної схеми живлення датчика на валу, як приймальної антени, одночасно використовується контур, що охоплює вал. Тому датчики не завжди можуть бути встановлені на шпинделях із великими ексцентриситетами за рахунок зносу вкладишів та порушеннях налаштування системи врівноважування. Закордонні стаціонарні системи вимірювання крутильних моментів встановлюються як правило, на карданних чи зубчастих шпинделях, які мають менші биття та більший термін служби, ніж на шпинделях з вкладишами ковзання. Максимальна відстань до валу не перевищує 50 мм. На схемі системи моніторингу (рис. 5) видно, що передача даних для реєстрації у віддаленому комп'ютері здійснюється аналоговим сигналом 0...10 В, а передача по радіоканалу відбувається цифровим модульованим сигналом.

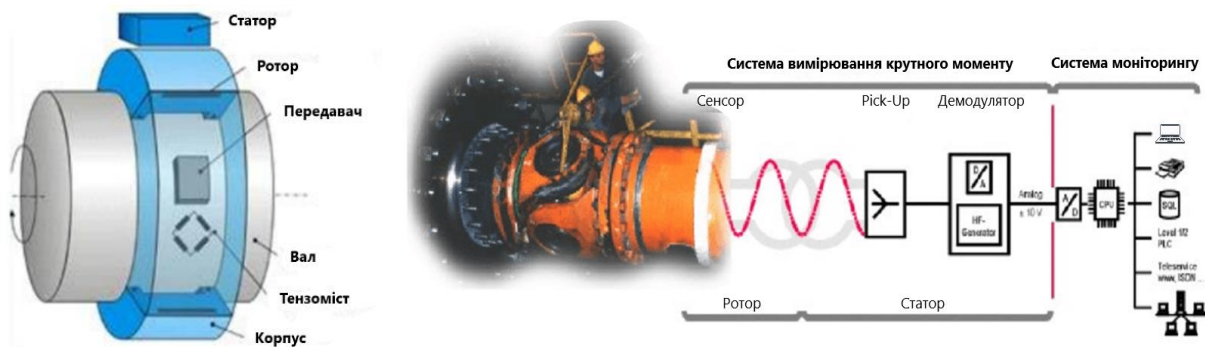


Рис. 5 – Схема системи моніторингу моментів (SMS Demag, Німеччина)

Тензometri з телеметричною (по радіоканалу) передачею даних є найпоширенішими засобами вимірювання деформації валу. Найбільш відомими фірмами-виробниками апаратури, в тому числі для прокатних станів є Binsfeld Engineering, Honeywell Sensotec, Advanced Telemetric International (США), Manner Sensortelemetrie, Kraus Messtechnik & Telemetrie, ACIDA Torqcontrol (Німеччина), Astech Electronics (Великобританія), Tateyama Electronics (Японія).

Безконтактний вимірювач моменту приводу – це датчик призначений для безперервного виміру крутного моменту ротора з механічним приводом. Вимірювання моменту скручування валу приводу здійснюється за допомогою первинного тензометричного перетворювача. Кріплення первинного перетворювача до валу здійснюється за допомогою шпильок, які монтуються на валу зварюванням з використанням спеціального технологічного пристрою. Живлення первинного перетворювача і передача його сигналу здійснюється системою

прийому-передачі сигналу, що складається з двох мікропроцесорних приймачів: одного, змонтованого на валу поблизу первинного перетворювача, і другого, змонтованого на кронштейні поблизу валу. Максимальна відстань живлення та передачі 70 мм, оптимальна 40 мм. Живлення первинного перетворювача та прийом його сигналу здійснюється і при зупинці валу [19].

За допомогою телеметричної системи моніторингу динамічних навантажень на валах можна проаналізувати фактори, що впливають на якість та кількість переходів при розробці схеми профілювання, відзначено неоднозначністю, наприклад, **фактору товщини металу**. Ці чинники поділені на підгрупи: геометрія, матеріал, інші операції у лінії, характеристики стану [20].

Серед інших розробок, раніше виконаних в Україні, відомий також радіотелеметричний пристрій [21] з тензометричними датчиками, що використовувався при дослідженнях прокатних станів, який також має низку експлуатаційних недоліків.

Також використовується телеметричний вимірювач аналогового типу [22], який застосовувався під час досліджень на багатьох прокатних станах України. Відсутність можливості відтворення вимірювача, виконаного на застарілих компонентах, та дрейф нуля у зв'язку з великим терміном служби елементів схеми не дозволяє використовувати його у стаціонарних системах вимірювання крутильних коливань.

Схемні вирішення вимірювача, що розробляється, передбачають усі технічні та експлуатаційні вимоги, обумовлені його застосуванням в умовах прокатного виробництва, а саме:

- висока завадостійкість по радіоканалу;
- температурна стабільність;
- мале енергоспоживання передавача на валу;
- захист від механічних пошкоджень, мастила, *мастильно-охолоджувальної* рідини, окалини;
- досить широкий діапазон частот вхідного сигналу.

Встановлення зв'язку між обертовим датчиком використовується FM-передавачем (рис. 6). Ці передавачі використовуються для віддаленого підключення будь-якого датчика, будь то сила або крутний момент, до його системи віддаленого збору даних шляхом перетворення сигналу датчика в цифрову форму і передачі його на FM-приймач, де він перетворюється назад в аналогову напругу.



Рис. 6 – Взаємодія датчиків і FM зв'язку

Для визначення крутного моменту вони зазвичай використовуються для спеціальних, унікальних в своєму роді датчиків, наприклад, коли тензодатчики прикладаються безпосередньо до компоненту в приводній лінії. Це може бути, наприклад, приводний вал або піввісь від транспортного засобу. Переваги датчика полягають у простоті монтажу на досліджувану конструкцію, оскільки він, як правило, просто кріпиться до вимірювального валу і його можна повторно використовувати для кількох користувачьких датчиків. Він має недолік необхідності джерела живлення на обертовому датчику, як правило, акумулятор 9 В, що робить його непрактичним для довгострокового тестування [23].

Правильне розуміння суті крутного моменту, що вимірюється, а також того, які фактори можуть впливати на цей момент при його вимірюванні, матиме значний вплив на вірність зібраних даних у додатках, які вимагають вимірювання динамічного крутного моменту і особливу увагу слід приділяти вимірюванню крутного моменту в належному місці, а також тому, щоб не впливати на крутний момент, демпфіруючи його за допомогою вимірювальної системи.

Струмознімальні кільця є економічним рішенням, але мають свої обмеження. Більш технічно просунуті рішення доступні для більш вимогливих випадків, але, як правило, будуть дорогими. Продумавши вимоги і умови конкретного застосування, можна з першого разу вибрати відповідну систему вимірювання крутного моменту.

Цифрова модель D^x телеметрія від CAEMAX DataSystems робить цю технологію доступною для вимірювання крутного моменту на приводних валах та інших обертових компонентах – рис. 7.



Рис. 7 – Використання тензометричних датчиків в автомобілебудуванні

Програма D^x телеметрична система широко використовується для вимірювання крутного моменту приводного вала в випробуваннях. Для цього застосовуються корпуси з половиною оболонки для швидкого та легкого монтажу. Корпус не тільки захищає застосування тензодатчика, але додатково містить електроніку телеметрії, а також вторинну котушку для індуктивного живлення.

Надзвичайно малий розмір встановленого міні-телеметричного блоку забезпечує практично необмежену роботу в обмеженому просторі (44 x 22 мм).

Тільки один модуль ротора телеметрії необхідний для передачі до чотирьох дискретних сигналів – двох Strain-bridge, однієї напруги і однієї температури. Крім того, в якості довідки також направляється температура навколишнього середовища в точці вимірювання. Частота дискретизації на канал - до 5 кГц. Напруга збудження індуктивно пов'язана з обертовим валом, що дозволяє довгостроково працювати без акумулятора і для короткострокового тестування (10 годин) може використовуватися потужність акумулятора.

D^x-приймальна станція може синхронізувати кілька незалежних передавачів, що працюють паралельно. Всі сигнали приймаються за допомогою телеметрії одночасно і буферизуються для подальшої передачі [24].

Висновки.

Визначення крутних моментів на валах, що обертаються є важливим науково-технічним завданням.

Крутний момент на валу прокатного стану є найважливішим енергосиловим технологічним параметром, який характеризує процес прокатки, визначає його енергетику і завантаження обладнання. За допомогою вимірювання моменту на валах клітей і механізмів прокатного стану забезпечується технологічний контроль роботи стану і створюється можливість його автоматизації.

На основі виконаного аналізу існуючих безконтактних засобів і методів вимірювань крутних моментів на валах, що обертаються, встановлено наступне - для умов прокатного виробництва найбільш прийнятною є тензометрична схема з передачею цифрових даних радіоканалу. Також розглянуто цифровий телеметричний вимірювач на основі тензодатчиків із безконтактним живленням, який може застосовуватися на прокатних станах у складі стаціонарних систем моніторингу навантажень. Для розрахунку залишкового ресурсу вузлів та деталей за даними вимірювання крутильних коливань в окремих точках лінії приводу необхідно використання в стаціонарних системах моніторингу багатомасних динамічних моделей, особливо в лініях редукторів приводу прокатних клітей та трансмісійної системи.

Список літератури

1. Maláková S., Puškár M., Frankovský P., Sivák S., Harachová D. Influence of the Shape of Gear Wheel Bodies in Marine Engines on the Gearing Deformation and Meshing Stiffness. *Marine Science and Engineering*, 2021, pp. 1-22.
2. Dong J., Pei W., Long H., Chu J., Ji H. Solution of Spur Gear Meshing Stiffness and Analysis of Degradation Characteristics. *Solution of Spur Gear Meshing Stiffness and Analysis of Degradation Characteristics*. ISSN 1392–1207. *Mechanika*. 2020 Volume 26(2): 153–160.
3. Maláková S., Puškár M., Frankovský P., Sivák S., Palko M., Palko M. Meshing Stiffness—A Parameter Affecting the Emission of Gearboxes. *Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice. Applied science*, 2020.
4. Jakubovicová, L.; Ftorek B.; Baniari, V.; Sapietová, A.; Potocek, T.; Vaško, M. Engineering Design of a Test Device. *Procedia Eng.* 2017, 177, 520–525.
5. Gkimitis, L.; Vasileiou, G.; Sakaridis, E.; Spitas, C.; Spitas, V. A fast, non-implicit SDOF model for spur gear dynamics. *Mech. Mach. Theory* 2021, 160, 104279.
6. Xiong Y., Huang K., Xu F., Yi Y., Sang M., Zhai H. Research on the Influence of Backlash on MeshStiffness and the Nonlinear Dynamics of Spur Gears. *Applied science*, 2019.
7. Vanyeyev S. M., Miroshnichenko D. V., Rodymchenko T. S., Protsenko M., Smolenko D. V. Data Measuring System for Torque Measurement on Running Shafts Based on a Non-Contact Torsional Dynamometer. *Journal of Engineering Sciences*, Volume 6, Issue 2 (2019), pp. 17–23.
8. Крот П.В. Проблемы динамики и диагностики редукторных линий привода прокатных станов. Сб. тр. международной н-т конференции «Динамика, надежность и долговечность механических и биомеханических систем и элементов их конструкций», 2-5 сентября 2008, Севастополь, СевНТУ. С. 310-318.
9. Григоров О., Губський С., Турчин О., Вишневецький Г. Теоретичне та експериментальне дослідження процесу пересування мостового крана з перекосом. Збірник наукових праць. *Машинобудування* 19, С. 7-17, Харків (2017).
10. RegalRexnord. Preventive and predictive methods for torsional vibration URL: <https://www.regalrexnord.com/brands/perceptiv/solutions/preventive-and-predictive-methods-for-torsional-vibration> (дата звернення 16.01.2023).
11. Хон В., Зеелер А., Тимтнер К. Контроль работы главных приводов клетей на современных рельсобалочных станах. // *Черные металлы*. Апрель 1996. – С.40-45.

12. Аренс М. RoCoCo-модульная система наблюдений за работой прокатных установок // Черные металлы. Март, 1999. - С.18-23.
13. Автоматизированная система контроля силовых параметров прокатки. / Гребенник В.М., Гордиенко А.В. и др. // Изв. ВУЗов черная металлургия. – 1984. - № 8. – С. 161-164.
14. Craig A. G., Somnath C. R., Sanju R., Qingyun C. Theory, Instrumentation and Applications of Magnetoelastic Resonance Sensors: A Review. Published online 2011 Mar 2. doi: <https://doi.org/10.3390/s110302809>.
15. ABB. ManualABB Torductor-S URL: <https://www.iea.lth.se/mek/mekatronikkursen%202006/Energy%20Flow%2006/Torductor.pdf> (дата звернення 16.01.2023).
16. Lebid A., Necib B., Sahli M. Analytical Modeling of a Piezoelectric Bimorph Beam. American Journal of Mechanical Engineering, 2016; 4(1): 7-10.
17. Young-Gyun Kim, Ji-Hyeon Song, Seongheon Hong, Sung-Hoon Ahn. Piezoelectric strain sensor with high sensitivity and high stretchability based on kirigami design cutting. Npj Flexible Electronics volume 6, Article number: 52 (2022).
18. Structural health monitoring in wireless sensornetworks by the embedded Goertzel algorithm / M. Bocca, J. Toivola, L. M. Eriksson, J. Hollmén, and H. Koivo // in Proceedings of the IEEE/ACM International Conference on Cyber-Physical Systems (ICCPs '11), pp. 206–214, IEEE, Chicago, Ill, USA, April 2011.
19. Крот П.В. Телеметрические системы мониторинга динамических нагрузок в линиях привода прокатных станов // «Вибрация машин: измерение, снижение, защита». Научно-технический и производственный сборник статей. Вып. 1. – Донецк.: ДонНТУ, 2008. - С. 46-53.
20. Чухліб В.Л., Губський С.О., Окунь А.О. Формалізовані підходи до визначення числа технологічних переходів при виробництві гнутих профілів. Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Машинознавство та САПР. № 2. 2020. С. 169-173.
21. Дудко В.Ф. Измеритель крутящих моментов, передаваемых вращающимся валом. Сб. тр. ИНФОРМТЯЖМАШ, Металлургическое оборудование, №3, 1971.
22. Подковырин Е.Я. Бесконтактный измеритель крутящего момента // Труды ИЧМ, 1969, №31, С. 159-161.
23. Winczner K. The Basics of Torque Measurement. Sensor Developments Inc. March 2006.
24. IndustrySearch. Hylec Controls - Telemetry system - CAEMAX DataSystems' Dx URL: <https://www.industrysearch.com.au/hylec-controls-telemetry-system-caemax-datasystems-dx/p/108365> (дата звернення 16.01.2023).

References (transliterated):

1. Maláková S., Puškár M., Frankovský P., Sivák S., Harachová D. Influence of the Shape of Gear Wheel Bodies in Marine Engines on the Gearing Deformation and Meshing Stiffness. Marine Science and Engineering, 2021, pp. 1-22.
2. Dong J., Pei W., Long H., Chu J., Ji H. Solution of Spur Gear Meshing Stiffness and Analysis of Degradation Characteristics. Solution of Spur Gear Meshing Stiffness and Analysis of Degradation Characteristics. ISSN 1392–1207. Mechanika. 2020 Volume 26(2): 153–160.
3. Maláková S., Puškár M., Frankovský P., Sivák S., Palko M., Palko M. Meshing Stiffness—A Parameter Affecting the Emission of Gearboxes. Faculty of Mechanical Engineering, Technical University of Košice. Applied science, 2020.
4. Jakubovicová, L.; Ftorek B.; Baniari, V.; Sapietová, A.; Potocek, T.; Vaško, M. Engineering Design of a Test Device. Procedia Eng. 2017, 177, 520–525.
5. Gkimisis, L.; Vasileiou, G.; Sakaridis, E.; Spitas, C.; Spitas, V. A fast, non-implicit SDOF model for spur gear dynamics. Mech. Mach. Theory 2021, 160, 104279.
6. Xiong Y., Huang K., Xu F., Yi Y., Sang M., Zhai H. Research on the Influence of Backlash on MeshStiffness and the Nonlinear Dynamics of Spur Gears. Applied science, 2019.
7. Vanyeyev S. M., Miroshnichenko D. V., Rodymchenko T. S., Protsenko M., Smolenko D. V. Data Measuring System for Torque Measurement on Running Shafts Based on a Non-Contact Torsional Dynamometer. Journal of Engineering Sciences, Volume 6, Issue 2 (2019), pp. 17–23.
8. Krot P.V. Problemi dinamiki i diagnostiki reduktornikh liniy privoda prokatnikh stanov. Sb. tr. mezhdunarodnoi n–t konferentsii «Dinamika, nadezhnost i dolgovechnost mekhanicheskikh i biomekhanicheskikh sistem i elementov ikh konstruksii», 2-5 sentyabrya 2008, Sevastopol, SevNTU. S. 310-318.
9. Hryhorov O., Hubskyi S., Turchyn O., Vyshnevetskyi H. Teoretychne ta eksperymentalne doslidzhennia protsesu peresuvannia mostovoho krana z perekosom. Zbirnyk naukovykh prats. Mashynobuduvannia 19, S. 7-17, Kharkiv (2017).

10. RegalRexnord. Preventive and predictive methods for torsional vibration URL: <https://www.regalrexnord.com/brands/perceptiv/solutions/preventive-and-predictive-methods-for-torsional-vibration> (date of application 16.01.2023).
11. Khon V., Zeeler A., Timtner K. Kontrol raboti glavnikh privodov kletei na sovremennikh relsobalochnikh stanakh. // Chernie metalli. April 1996. – S.40-45.
12. Arens M. RoCoCo-modulnaya sistema nablyudenii za rabotoi prokatnikh ustanovok // Chernie metalli. Mart, 1999. - S.18-23.
13. Avtomatizirovannaya sistema kontrolya silovikh parametrov prokatki. / Grebennik V.M., Gordienko A.V. i dr. // Izv. VUZov chernaya metallurgiya. – 1984. - № 8. – S. 161-164.
14. Craig A. G., Somnath C. R., Sanju R., Qingyun C. Theory, Instrumentation and Applications of Magnetoelastic Resonance Sensors: A Review. Published online 2011 Mar 2. doi: <https://doi.org/10.3390/s110302809>.
15. ABB. ManualABB Torductor-S URL: <https://www.iea.lth.se/mek/mekatronikkursen%202006/Energy%20Flow%2006/Torductor.pdf> (date of application 16.01.2023).
16. Lebid A., Necib B., Sahli M. Analytical Modeling of a Piezoelectric Bimorph Beam. American Journal of Mechanical Engineering. 2016; 4(1):7-10.
17. Young-Gyun Kim, Ji-Hyeon Song, Seongheon Hong, Sung-Hoon Ahn. Piezoelectric strain sensor with high sensitivity and high stretchability based on kirigami design cutting. Npj Flexible Electronics volume 6, Article number: 52 (2022).
18. Structural health monitoring in wireless sensor networks by the embedded Goertzel algorithm / M. Bocca, J. Toivola, L. M. Eriksson, J. Hollmén, and H. Koivo // in Proceedings of the IEEE/ACM International Conference on Cyber-Physical Systems (ICCPS '11), pp. 206–214, IEEE, Chicago, Ill, USA, April 2011.
19. Krot P.V. Telemetrycheskiye systemy monitorynha dynamicheskikh nahruzok v lynyakh pryvoda prokatnykh stanov // «Vybratsyia mashyn: yzmerenye, snyzhenye, zashchyta». Nauchno-tekhnycheskyi y proyvodstvennyi sbornyk statei. Выр. 1. – Donetsk.: DonNTU, 2008. - S. 46-53.
20. Chukhlib V.L., Hubskiy S.O., Okun A.O. Formalizovani pidkhody do vyznachennia chysla tekhnolohichnykh perekhodiv pry vyrobnytstvi hnutykh profiliv. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Mashynoznavstvo ta SAPR. № 2. 2020. С. 169-173.
21. Dudko V.F. Izmeritel krutyashchikh momentov,peredavaemikh vrashchayushchimsya valam. Sb. tr. INFORMTYAZHMASH, Metallurgicheskoe oborudovanie, №3, 1971.
22. Podkovirin Ye.Ya. Beskontaktnii izmeritel krutyashchego momenta // Trudi IChM, 1969, №31, S. 159-161.
23. Winczner K. The Basics of Torque Measurement. Sensor Developments Inc. March 2006.
24. IndustrySearch. Hylec Controls - Telemetry system - CAEMAX DataSystems' Dx URL: <https://www.industrysearch.com.au/hylec-controls-telemetry-system-caemax-datasystems-dx/p/108365> (date of application 16.01.2023).

Надійшла (received) 20.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Черкашин Дмитро Володимирович (Cherkashyn Dmytro) – студент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», студент кафедри «Комп’ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; e-mail: sneyk74@gmail.com.

Губський Сергій Олександрович (Hubskiy Sergii) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Комп’ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-7797-9139>; e-mail: gubskiyso@gmail.com.

Чухліб Віталій Леонідович (Chukhlib Vitalij) – доктор технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Комп’ютерне моделювання та інтегровані технології обробки тиском»; м. Харків, Україна; ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-6176-0917>; e-mail: profndepro@gmail.com.

С.І. КРИВОШАПОВ, О.І. НАЗАРОВ, М.Є. СЕРГІЄНКО

ОЦІНКА ВИТРАТИ ПАЛИВА АВТОМОБІЛІВ ЗА ПИТОМИМИ ЗНАЧЕННЯМИ ВИТРАТИ ПАЛИВА ТА ЕФЕКТИВНОЇ ПОТУЖНОСТІ

Розглянуто необхідність контролю споживання палива у процесі експлуатації транспортних засобів. Наведено аналіз аналітичних методів оцінки паливної економічності автомобілів. Проаналізовано норми нормування витрати палива, що діють зараз в Україні. Вказані основні недоліки обліку паливно-мастильних матеріалів у нашій країні. Проведено статистичну оцінку показників витрати палива за методикою міністерства інфраструктури України. Отримано графічні залежності розподілу витрат палива для основних груп автомобілів, виписаних за даними нормативно-правової інформації. Виконано регресійну оцінку взаємозв'язку витрати палива та основних технічних параметрів автомобіля. Отримано параметри для математичної моделі з розрахунку витрати палива для основних груп автомобілів аграрного сектора – це самоскиди та сідельні тягачі. Оцінено адекватність моделі, якість параметрів, довірчий інтервал області визначення. Запропоновано поєднати декілька методик нормування витрати пального, що дозволить встановлювати нормативне значення розрахунковим методом. Здійснено оцінку узгодженості отриманої регресійної моделі з даними, які були отримані за методикою, яка використовується у ХНАДУ для розрахунку базової норми витрати палива. Наведено порівняння норм витрати палива за різними методиками. Розроблено алгоритм використання регресійної моделі методики обліку споживання паливно-мастильних матеріалів на підприємствах автомобільного транспорту. Сформульовано висновки та зазначено шляхи подальших досліджень, спрямованих на вдосконалення методики нормування витрати палива в нашій країні.

Ключові слова: автомобіль, витрата палива, нормування, технічна характеристика, регресія, точність, математична модель, експлуатація автомобіля

S. KRIVOSHAPOV, A. NAZAROV, N. SERGIENKO

ASSESSMENT OF THE FUEL CONSUMPTION OF CARS BY SPECIFIC VALUES OF FUEL CONSUMPTION AND EFFECTIVE POWER

The need to control fuel consumption during vehicle operation is considered. The analysis of analytical methods for assessing the fuel efficiency of vehicles is presented. The current in Ukraine norms of rationing of fuel consumption are analyzed. The main disadvantages of accounting for fuels and lubricants in our country and in other countries are indicated. A statistical assessment of fuel consumption indicators was carried out according to the methodology of the Ministry of Infrastructure of Ukraine. The graphical dependences of the distribution of fuel consumption for the main groups of cars, shown according to the data of regulatory and legal information, are obtained. A regression assessment of the relationship between fuel consumption and the main technical parameters of a vehicle has been performed. The parameters for a mathematical model for calculating fuel consumption for the main groups of vehicles in the agricultural sector are obtained - these are dump trucks and truck tractors. The adequacy of the model, the quality of the parameters, and the confidence interval of the domain of determination are assessed. It is proposed to combine several methods for standardizing fuel consumption, which will allow setting the standard value by a calculation method. An assessment was made of the consistency of the obtained regression model with the data that were obtained using the methodology that is used in KhNADU to calculate the base rate of fuel consumption. Comparison of fuel consumption rates obtained by different methods is given. An algorithm for the use of a regression model for the method of accounting for the consumption of fuels and lubricants at road transport enterprises has been developed. Conclusions are formulated and the ways of further research aimed at improving the methodology for standardizing fuel consumption in our country are indicated.

Key words: car, fuel consumption, rationing, technical characteristics, regression, accuracy, mathematical model, car operation

Вступ. Паливна економічність – це одна із груп експлуатаційних властивостей автомобіля [1], яка визначає споживання палива за певний пробіг, час або одиницю виконаної роботи. Насамперед, паливна економічність визначається ефективністю робочих процесів у двигуні, і в другу – величиною втрат енергії при передачі її через агрегати трансмісії до коліс автомобіля.

Паливна економічність має технічну, економічну та правову основу.

Витрата палива залежить від конструктивних параметрів автомобіля, навантажувальних та швидкісних режимів руху та умов експлуатації (дорожні, транспортні, атмосферно-кліматичні та ін.) [2].

Витрата палива – це матеріально-вартісний ресурс, величина якого змінює експлуатаційні витрати перевізного процесу. Це впливають на величину доданої вартості продукції та прибутку підприємства, від чого залежать податкові відрахування.

Споживання палива контролюється державою на законодавчому рівні.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Витрати палива для дорожньо-транспортних засобів встановлено наказом Міністерства інфраструктури України [3]. У цьому документі, на трохи більше 1500 моделей автомобілів та їх модифікацій, наведено чисельні значення базових норм витрати палива. Але більшість марок і моделей автомобіля, які випускалися в минулому і виробляються зараз у різних країнах світу, не згадані в документі. Для тих автомобілів, значення яких немає у документі, встановити базову норму витрати палива власниками автомобіля самостійно немає можливості. Відповідно до рекомендацій [3], власник автомобілів зобов'язаний звернутися до «Державного автотранспортного науково-дослідного та проектного інституту» для розробки ним індивідуальної норми витрати палива, які діють тільки на цей автомобіль, тільки для одного підприємства та строком до одного року.

У зв'язку з цим виникає необхідність у розробці та використанні альтернативних методів для визначення норми витрати палива транспортних засобів. Необхідно, щоб значення базової норми витрати палива не призначалося, а розраховувалося за деякою математичною моделлю, прив'язаною до технічних параметрів автомобіля, які можна отримати із відкритих джерел.

Крім наказу Мінтрансу [3] в Україні приймалися галузеві норми витрат палива: для будівельної [4] та дорожньо-будівельної техніки [5]. Ці норми стосувалися переважно технологічних машин, норма витрати палива яких визначався через питомі ефективні показники витрати пального та потужності двигуна. Норматив [4] втратив законодавчу чинність з 1 січня 2015 року [6]. У сфері сільського чи лісового господарства нормативні акти з палива в Україні не ухвалювалися.

Методами математичного визначення витрати палива на транспорті займалися: Чудаков Є.А., Говорущенко М.Я., Маяк Н.М., Зимелев Г.В., Висоцький М.С., Сахно В.П., Токарев А.А., Фаробін Я.Є., Великанов Д.П., Фалькевича В.С. та інші вчені.

Розроблено детерміновані методи оцінки паливної економічності автомобіля на дорозі залежно від конструкції автомобілів та умов експлуатації [7]. Запропоновано спрощену модель визначення витрати через «шум прискорень» та коефіцієнт корисної дії автомобіля [8]. Наведено чотири інтерпретації математичного нормування паливно-мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [9].

Оцінку енергетичних параметрів можна проводити експериментально. У роботах [10] наведено результати стендових випробувань двигуна на екологічні та паливні характеристики. Розглянуто особливості вимірювання витрати палива на діагностичному устаткуванні – стенді з біговими барабанами [11]. У роботі [12] вказується на те, що стандартні режими випробувань за їздовими циклами не задовольняють експлуатаційним швидкісним характеристикам, тому для окремих категорій видів транспорту необхідно розробляти індивідуальні режими.

У деяких дослідженнях наведено регресійні та багатофакторні моделі визначення витрати палива. Такі моделі прив'язані до конкретної марки автомобіля [13] або розраховані групи транспортних засобів [14].

Запропоновані математичні залежності розрахунку витрати палива та методів стендових випробувань найчастіше складні для завдання визначення базової норми витрати палива, за якою проводитиметься оперативне та довгострокове планування споживання паливно-мастильних матеріалів.

Мета та постановка задачі. Мета дослідження – розробка простої методики визначення норми витрати палива дорожньо-транспортних засобів з урахуванням питомих показників двигуна. Необхідно розв'язати такі: провести статистичну оцінку нормативних значень витрати палива; виділити фактори, що мають найбільший вплив на витрату палива; розрахувати параметри регресійної моделі; порівняти результати, отримані за емпіричною та детермінованою моделями; розробити рекомендації щодо використання моделі розрахунку витрати пального.

Регресійний аналіз впливу показників ефективності на витрату палива

Розрізняють витрати палива для транспортних засобів, що рухаються дорогами загального користування, та для спеціалізованих машин (сільськогосподарських, дорожньо-будівельних та ін.), що здійснюють технологічні операції.

Годинну витрату палива в кг/год можна визначити через ефективні показники двигуна [7] автомобіля за такою формулою:

$$G_T = q_e \cdot N_e \cdot 10^{-3}, \quad (1)$$

де q_e – питома ефективна витрата палива, г/кВт·год; N_e – номінальна ефективна потужність двигуна, кВт; 10^{-3} – коефіцієнт переведення з грамів у кілограми.

Згідно з методикою [15] витрата палива для дорожніх та будівельних машин визначається в кг/год за формулою:

$$G_T = q_e \cdot N_e \cdot K \cdot 10^{-3}, \quad (2)$$

де K – інтегральний нормативний коефіцієнт зміна витрат палива залежно від режимів.

Значення інтегрального коефіцієнта визначається як добуток коефіцієнтів, які враховують: витрата палива на запуск та прогрів двигуна; використання двигуна за часом; використання потужності двигуна; зміна витрати палива залежно від рівня використання потужності двигуна; знос двигуна. Основне завдання коефіцієнта K – це узгодження швидкісних режимів q_e і N_e , оскільки їх максимальні значення відповідають різним оборотам колінчастого валу, і від зовнішньої швидкісної характеристики до частковим характеристикам, тобто експлуатаційним режимам.

На автомобільному транспорті витрата палива прийнято нормувати л/100 км. Для переведення вартового до дорожньої витрати палива можна скористатися залежністю:

$$Q = \frac{100 \cdot G_T}{V_a \cdot \rho_t}, \quad (3)$$

де V_a – швидкість автомобіля, км/год; ρ_t – щільність палива г/см³ або кг/л.

Після підстановки формули (3) у вираз (2), отримаємо шляхову витрату палива:

$$Q = \frac{10 \cdot q_e \cdot N_e \cdot K}{V_a \cdot \rho_t}. \quad (4)$$

У формулі (4) значення q_e і N_e можна отримати із довідкової літератури. Значення ρ_t можна прийняти рівним 0,76 г/см³ для бензинового двигуна та 0,84 г/см³ – для дизельного. Коефіцієнт K для дорожньої та будівельної техніки вибирається з таблиць залежно від типу машин та виду виконання робіт. Для транспортних автомобілів немає рекомендацій щодо вибору цього коефіцієнта.

У роботі [14] запропоновано статистичний метод визначення норм витрат палива, заснований на складанні регресійної моделі з тих автомобілів, для яких встановлено базову норму витрати палива в нормативах [3].

Розглянемо методику визначення коефіцієнта K на прикладі дизельних автомобілів двох типів: самоскид та сідельний тягач. Самоскиди часто використовуються в аграрній сфері для перевезення врожаю, а сідельні тягачі – у лісозаготівельному секторі для перевезення сировини. Тут дизельні двигуни зустрічаються частіше бензинових [16].

На рис. 1 та 2 наведено розподіл витрати палива в залежності від $q_e \cdot N_e$ для 25 автомобілів-самоскидів і 115 сідельних тягачів. Ці типи розглядаються окремо, оскільки у методиці [3] базова норма для самоскидів враховує половину завантаження кузова, а сідельних тягачів вага причепа і вантажу не враховується, тобто. приймається лише споряджена маса тягача.

Методом регресійного аналізу отримано коефіцієнти моделі апроксимації наступного виду:

$$y = A \cdot x, \quad (5)$$

де $y = Q$ – вихідний залежний параметр, л/100 км; $x = q_e \cdot N_e$ – вхідний незалежний параметр, г/год; A – коефіцієнт регресійної моделі.

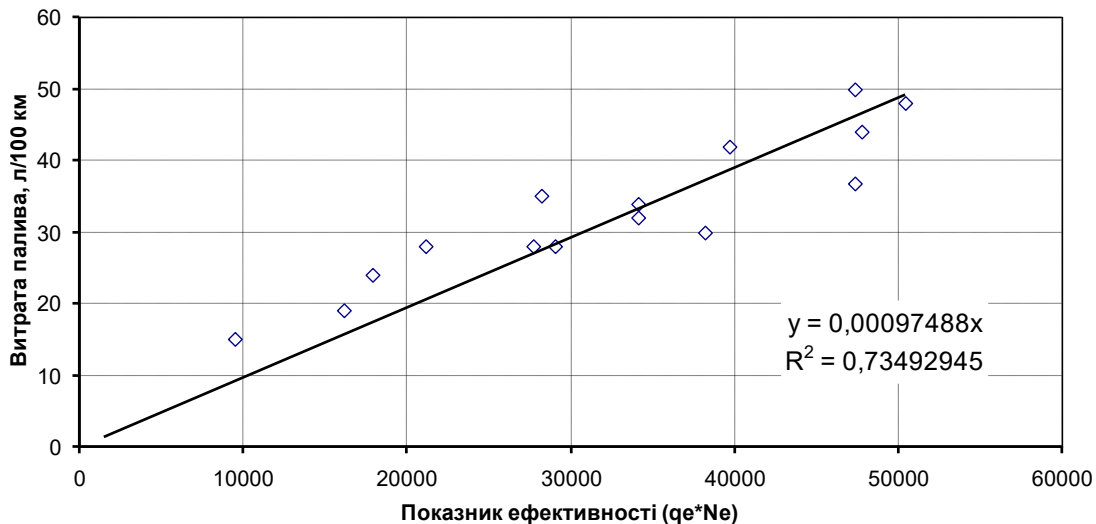


Рис. 1 – Розподіл базової норми витрати палива для самоскидів, які зазначені у [3]

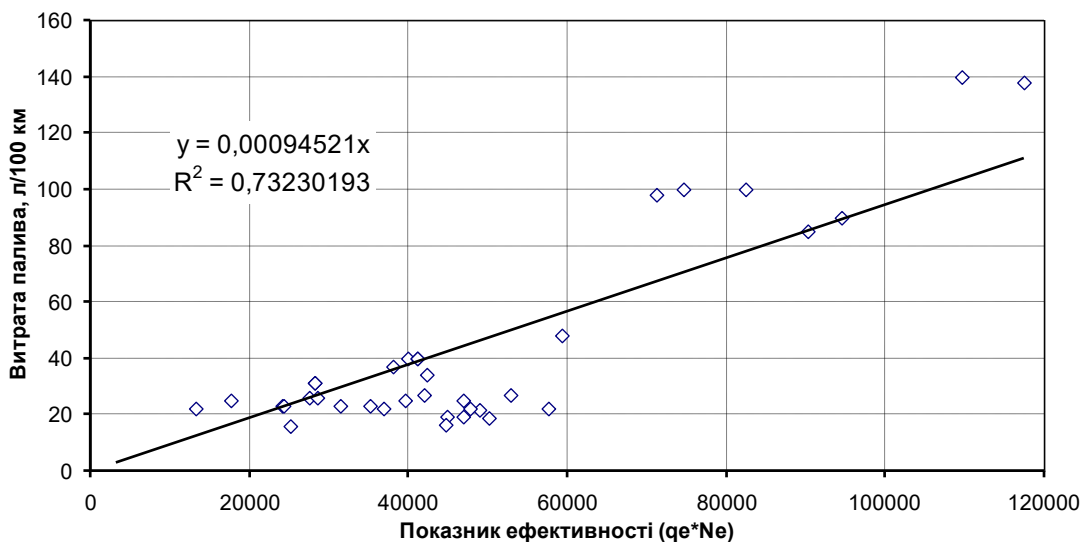


Рис. 2 – Розподіл базової норми витрати палива для сідельних тягачів, зазначених у [3]

Можна прийняти такі значення коефіцієнта A :

- для самоскидів із дизельним двигуном – $9,749 \cdot 10^{-4}$;
- для сідельних тягачів із дизельним двигуном – $9,452 \cdot 10^{-4}$.

Дані на рис. 1 та рис. 2 розріджені, за одним значенням на кожен марку автомобілів. На рисунках наведено формулу регресійної моделі та значення коефіцієнта детермінації, що

показує кореляційний зв'язок значення коефіцієнта A для самоскидів та сідельних тягачів, відливається трохи більше 3 %, тому можна не розділяти ці типи транспортних засобів, а значення A приймати середнім арифметичним $-9,6 \cdot 10^{-4}$.

Знаючи коефіцієнт A можна перейти до значення K за наступною формулою:

$$K = 0,1 \cdot A \cdot V_a \cdot \rho_t \quad (6)$$

Дослідженнями [8] встановлено, що норми витрати палива у наказі [3] відповідає групі доріг між 2 та 3 категоріями. Для цих умов середню швидкість вантажного автомобіля можна приймати 50 км/год. Тоді, з урахуванням щільності палива та швидкості, значення K можна прийняти наступним:

$$K = 0,1 \cdot 9,6 \cdot 10^{-4} \cdot 50 \cdot 0,84 = 4,03 \cdot 10^{-3} \quad (6)$$

Перевірка результатів за детермінованою моделлю. Перевіримо збіжність отриманої моделі (4) з іншою методикою [8], в якій витрата палива для автомобілів з дизельним двигуном визначається за такою загальною формулою:

$$Q = \frac{\frac{381 \cdot V_h \cdot i_0 \cdot i_k}{r_k} + \frac{11 \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{r_k^2} \cdot i_k^2 \cdot V_a + \frac{100}{\eta_{mp}} \cdot (9,81 \cdot M_a \cdot \psi + 0,038 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a \cdot V_a^2)}{\eta_i \cdot H_n \cdot \rho_t}, \quad (7)$$

де V_h – робочий об'єм двигуна, л; i_0 – передавальне число головної передачі; r_k – радіус колеса, м; i_k – передавальне число коробки передач; S_n – хід поршня, м; η_{mp} – коефіцієнт корисної дії трансмісії; M_a – маса автомобіля, кг; ψ – коефіцієнт сумарного дорожнього опору; C_x – аеродинамічний коефіцієнт; B_a – ширина автомобіля, м; H_a – висота автомобіля, м; η_i – індикаторний коефіцієнт корисної дії двигуна; H_n – нижча теплота згорання, кДж/кг.

Вирішуючи завдання нормування палива значення деяких показників, що входять до формули (7), можна прийняти такими для всіх автомобілів з дизельним двигуном: $V_a = 50$ км/год, $\eta_i = 0,5$, $H_n = 43000$ кДж/кг, $i_k = 2$, $\psi = 0,02$, $\rho_t = 0,84$ г/см³.

Тоді формула (7) набуде вигляду:

$$Q = \frac{0,041 \cdot V_h \cdot i_0}{r_k} + \frac{0,122 \cdot V_h \cdot S_n \cdot i_0^2}{r_k^2} + \frac{0,0055}{\eta_{mp}} \cdot (0,196 \cdot M_a + 95 \cdot C_x \cdot B_a \cdot H_a). \quad (8)$$

Інші показники приймаються з технічних даних на автомобіль.

Розрахуємо норму витрати палива для сідельного тягача HOWO A7 ZZ4327S3247C. Для цього автомобіля відсутні дані про базову норму витрати палива у положенні [3].

З довідкової літератури виберемо такі показники для сідельного тягача HOWO A7 ZZ4327S3247C: $q_e = 193$ г/кВт·год і $N_e = 196$ кВт, а також: $V_h = 9,7$ л, $i_0 = 5,8$, $r_k = 0,51$ м, $S_n = 0,13$ м, $\eta_{mp} = 0,91$, $M_a = 7250$ кг, $C_x = 0,55$, $B_a = 2,5$ м, $H_a = 3,7$ м.

Розрахуємо витрату палива за формулою (4), що складе:

$$Q = \frac{10 \cdot 193 \cdot 196 \cdot 4,03 \cdot 10^{-3}}{50 \cdot 0,84} = 36,3 \text{ л/100 км.}$$

Розрахуємо витрату палива за формулою (8), що складе:

$$Q = \frac{0,041 \cdot 9,7 \cdot 5,8}{0,51} + \frac{0,122 \cdot 9,7 \cdot 0,13 \cdot 5,8^2}{0,51^2} + \frac{0,0055}{0,91} \cdot (0,196 \cdot 7250 + 95 \cdot 0,5 \cdot 2,5 \cdot 3,7) = 36,4 \text{ л/100 км.}$$

Відхилення відповідає $\pm 0,1$ л/100 км або 0,3 %.

Формула (4) дозволяє розрахувати норму витрати палива при різних значеннях середньої швидкості автомобіля. Так, за швидкості 20 км/год витрата палива автомобіля HOWO A7 ZZ4327S3247C за формулою (4) становитиме 90,7 л/100 км, тобто більше у 2,5 рази. Згідно з методикою [3] при русі автомобіля по полях та лісових ділянках дозволяє збільшити витрату палива тільки на 20 %.

Висновки. Проведені дослідження показали, що базову норму витрати палива тих автомобілів, інформація про які відсутня у нормативах [3], можна приблизно розрахувати за формулою (4). Інтегральний коефіцієнт, що бракує, зміну витрати палива в залежності від режимів роботи автомобіля можна визначити за формулою (6).

У роботі отримано значення інтегрального коефіцієнта для рухомого складу, який широко використовується в аграрному та лісозаготівельному секторі: для дизельних автомобілів-самоскидів та сідельних тягачів. Для автомобіля HOWO A7 ZZ4327S3247C відхилення норм витрати палива, отриманих за двома методиками, становило 0,3 %. Що показує хорошу збіжність результатів.

Подана методика та алгоритм розрахунку базової норми витрати палива може бути використана на підприємствах, на балансі яких знаходяться автомобілі, відомості про які відсутні у наказі № 43 Мінтрансу України [3].

Запропонована математична модель розрахунку витрати пального більш чутлива до зміни середньої швидкості автомобіля, ніж це передбачено в положенні [3], тому її можна ефективніше використовувати в складних умовах експлуатації, характерних для аграрного та лісозаготівельного сектора.

Список літератури:

1. Сохацький А. В. Динаміка автомобільних та інших транспортних засобів. Ч. 1. Тягово-швидкісні властивості автотранспортних засобів. Паливна економічність: *навч. посібник* / А. В. Сохацький, О. В. Трофімов, О. Д. Фірсов. – Дніпро: Університет митної справи та фінансів, 2018. – 56 с.
2. Говорущенко Н.Я. Економия топлива и снижение токсичности на автомобильном транспорте: *учебн. пособ.* / Н.Я. Говорущенко. – М.: Транспорт, 1990. – 135 с.
3. Норми витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті. – 3-я ред., доп. та переробл. / *Нормативний документ, затверджений Міністерством інфраструктури України 07.10.2011.* – Київ: ДП «ДержавтотрансНДІпроект», 2012. – 120 с.
4. ДБН В.2.В-12-2000. Типовые нормы расхода топлива и смазочных материалов для эксплуатации техники в строительстве / Научно-исследовательский институт строительного производства Госстроя Украины. – Режим доступа: https://dnaor.com/html/34212/doc-ДБН_В.2.В-12-2000.
5. Норми витрат паливно-мастильних матеріалів на роботу дорожньо-будівельних та спеціальних машин Н218. "Укравтодор" 043-96 / Верховна Рада України - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0156625-96>.
6. Наказ Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України № 302 від 04.11.2014 – Режим доступу: <https://docs.dtkr.ua/download/pdf/1041.65057.1>
7. Говорущенко Н. Я., Туренко А. Н. Системотехника транспорта (на примерах автомобильного транспорта). // В 2-х частях. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – Т. 1. – 255 с.; – Т. 2 – 219 с.
8. Говорущенко Н.Я., Кривошапов С.И. Новая методика нормирования расхода топлива транспортных машин (метод четырех КПД) // *Автомобильный транспорт: Сб. науч. тр.* – Харьков: ХНАДУ. – 2004. – № 15. – С. 31-34.
9. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований). – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2011. – 323 с.
10. Плотников С.А., Бузиков Ш.В., Атаманюк В.Ф. Исследование показателей работы дизеля с термофорсированием // *Вестник Марийского государственного университета. Серия «Сельскохозяйственные науки. Экономические науки».* – 2015. – №2.
11. Горбик Ю.В. Визначення енергетичних характеристик автомобіля на стенді з біговими барабанами // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів.* – № 13. – 2018. – С. 231-235.
12. Тарасик В.П., Пузанова О.В. Методика моделювання ездового цикла автомобіля // *Вестник Белорусского университета.* – 2019. – №4 (65). – С. 75-86.
13. Грубель М.Г. Багатофакторна оцінка та нормування паливної економічності вантажних автомобілів: *Автореф. ... канд. техн. наук: 05.22.02.* – Львів: Національний університет "Львівська політехніка", 2007. – 19 с.
14. Кривошапов С.И. Определение нормы расхода топлива грузовых автомобилей статистическим методом / С.И. Кривошапов // *Вісник ХНТУСГ.* – Харків: ХНТУСГ, 2017. – С. 144-149. - («Деревооброблювальні технології та системотехніка лісового комплексу», «Транспортні технології»)
15. ВСН 417-81 Инструкция по нормированию расхода дизельного топлива, бензина и электроэнергии на работу строительно-монтажных машин и механизмов. // *Помощь по ГОСТам.* – Режим доступа: <http://www.gosthelp.ru/text/VSN41781Instrukciyaponorm.html>.

16. Современные проблемы науки и производства в агроинженерии: Учебник / Под ред. А.И. Завражнова. – СПб.: Издательство «Лань», 2021. – 496 с.

References (transliterated):

1. Sohac'kij A. V. Dinamika avtomobil'nih ta inshih transportnih zasobiv. Ch. 1. Tjagovo-shvidkisini vlastivosti avtotransportnih zasobiv. Palivna ekonomichnist' : navch. posibnik / A. V. Sohac'kij, O. V. Trofimov, O. D. Firsov. – Dnipro : Universitet mitnoї spravi ta finansiv, 2018. – 56 p.
2. Govorushhenko N.Ja. Jekonomija topliva i snizhenie toksichnosti na avtomobil'nom transporte: uchebn. posob. / N.Ja. Govorushhenko. – M.: Transport, 1990. – 135 p.
3. Normi vitrat paliva i mastil'nih materialiv na avtomobil'nomu transporti. – 3-ja red., dop. ta pererobl. / Normativnij dokument, zatverdzenij Ministerstvom infrastrukturi Ukraїni 07.10.2011. – Kiїv: DP «DerzhavtotransNDIproekt», 2012. – 120 p.
4. DBN V.2.V-12-2000. Tipovye normy rashoda topliva i smazochnyh materialov dlja jekspluatacii tehnik v stroitel'stve / Nauchno-issledovatel'skij institut stroitel'nogo proizvodstva Gosstroja Ukrainy. – Rezhim dostupa: https://dnaop.com/html/34212/doc-DBN_V.2.V-12-2000.
5. Normi vitrat palivno-mastil'nih materialiv na robotu dorozhn'o-budivel'nih ta special'nih mashin N218. "Ukravtodor" 043-96 / Verhovna Rada Ukraїni - URL: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0156625-96>.
6. Nakaz Ministerstvo regional'nogo rozvitku, budivnictva ta zhitlovo-komunal'nogo gospodarstva Ukraїni № 302 vid 04.11.2014 – URL: <https://docs.dtk.ua/download/pdf/1041.65057.1>
7. Govorushhenko N. Ja., Turenko A. N. Sistemotehnika transporta (na primerah avtomobil'nogo transporta). // V 2-h chastjah. – Har'kov: RIO HGADTU, 1998. – T. 1 – 255 p.; – T. 2 – 219 p.
8. Govorushhenko N.Ja., Krivoschapov S.I. Novaja metodika normirovanija rashoda topliva transportnyh mashin (metod chetyreh KPD) // Avtomobil'nyj transport: Sb. nauch. tr. - Har'kov: HNADU. - 2004. - № 15. – P. 31-34.
9. Govorushhenko N.Ja. Sistemotehnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanij). - Har'kov: Izd-vo HNADU, 2011. - 323 p.
10. Plotnikov S.A., Buzikov Sh.V., Atamanjuk V.F. Issledovanie pokazatelej raboty dizelja s termoforsirovaniem // Vestnik Marijskogo gosudarstvennogo universiteta. Serija «Sel'skohozjajstvennye nauki. Jekonomicheskie nauki». - 2015. - №2.
11. Gorbik Ju.V. Vznachennja energetichnih karakteristik avtomobilja na stendi z bigovimi barabanami // Tehnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv. – № 13. – 2018. – P. 231-235.
12. Tarasik V.P., Puzanova O.V. Metodika modelirovanija ezdovogo cikla avtomobilja // Vestnik Belorusskogo universiteta. – 2019. – №4 (65). – P. 75-86.
13. Grubel' M.G. Bagatofaktorna ocinka ta normuvannja palivnoї ekonomichnosti vantazhnih avtomobiliv: Avtoref. ... kand. tehn. nauk: 05.22.02. – L'viv: Nacional'nij universitet "L'vivs'ka politehnika", 2007. – 19 p.
14. Krivoschapov C.I. Opredelenie normy rashoda topliva gruzovyh avtomobilej statisticheskim metodom / C.I. Krivoschapov // Visnik HNTUSG. – Harkiv: HNTUSG, 2017. – P. 144-149. - («Derevoobroblyval'ni tehnologii ta sistemotehnika lisovogo kompleksu», «Transportni tehnologii»)
15. VSN 417-81 Instrukcija po normirovaniju rashoda dizel'nogo topliva, benzina i jelektroenergii na rabotu stroitel'no-montazhnyh mashin i mehanizmov. // Pomosh' po GOSTam. – URL: <http://www.gosthelp.ru/text/VSN41781Instrukciyaponorm.html>.
16. Sovremennye problemy nauki i proizvodstva v agroinzhenerii: Uchebnik / Pod red. A.I. Zavrzhnova. – SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 2021. – 496 p.

Надійшла (received) 02.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Кривошанов Сергій Іванович (Krivoschapov Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4605-6790>; e-mail: keat@khadi.kharkov.ua

Назаров Олександр Іванович (Nazarov Alexander) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ім. проф. Говорущенко М.Я.», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9214-7506>; e-mail: hefer64@gmail.com

Сергієнко Микола Єгорович (Sergienko Nikolay) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри «Автомобіле- і тракторобудування»; м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5168-1924>; e-mail: nesergienko@gmail.com

Є.І. КАЛІНІН, О.Ю. РЕБРОВ, Ю.Ю. КОЗЛОВ

ОЦІНКА НЕРІВНОМІРНОСТІ ПОСТУПАЛЬНОЇ ШВИДКОСТІ ГУСЕНИЧНИХ РУШІЇВ З ТРИКУТНОЮ ФОРМОЮ ОБВЕДЕННЯ ТА ВЕРХНІМ РОЗТАШУВАННЯМ ВЕДУЧОГО КОЛЕСА

В роботі проаналізовано нерівномірність поступальної швидкості гусеничного рушія з трикутною формою обведення та верхнім розташуванням ведучого колеса. Встановлено, що величина коефіцієнта нерівномірності руху є функцією конструктивних параметрів рушія. З усіх цих параметрів тільки висота розташування ведучого колеса практично не може змінюватися, оскільки вона визначається розмірами шини в колісній модифікації. Інші конструктивні параметри можуть змінюватися в процесі розробки конструкції рушія і, отже, бути керуючими елементами в системі, що зумовлює нерівномірність поступальної швидкості.

Ключові слова: трактор, гусеничний рушія, трикутний обвід, ведуче колесо, кінематичні характеристики.

E. KALININ, O. REBROV, Y. KOZLOV

ASSESSMENT OF UNEVENNESS OF FEEDING SPEED OF TRACK DRIVES WITH A TRIANGULAR CIRCUIT FORM AND UPPER LOCATION OF THE DRIVE WHEEL

In the work, the unevenness of the translational speed of a crawler with a triangular outline shape and the upper location of the drive wheel is analyzed. It was established that the value of the motion unevenness coefficient is a function of the design parameters of the engine. Of all these parameters, only the height of the location of the driving wheel practically cannot be changed, since it is determined by the dimensions of the tire in the wheel modification. Other structural parameters can change during the development of the engine design and, therefore, be the controlling elements in the system, which causes the unevenness of the translational speed.

Key words: tractor, caterpillar drive, triangular contour, drive wheel, kinematic characteristics.

Вступ. У сучасному аграрному комплексі України гусеничні трактори посідають поки що доволі скромне місце. Їх ніби є досить багато, якщо поррахувати усі машини, що працюють у різних регіонах, однак на ділі такі трактори застосовуються переважно в агрохолдингах чи великих господарствах, де береться до уваги фактор ущільнення ґрунту.

Проте, необхідно відмітити, що увага до моделей на гусеничному ході зростає паралельно зі світовими трендами. Достатньо поглянути на перелік нових моделей попередніх років відомих світових виробників, таких як, скажімо, Case IH чи John Deere, аби переконатися у цьому. Агробізнес країн Заходу орієнтується на вдосконалення різних ланок виробничого процесу у рослинництві, і серед них – протидія ущільненню ґрунту та економія палива. Проте, в теорії трактора залишається ряд питань, які необхідно вирішувати.

Аналіз останніх досягнень і публікацій. Нерівномірність поступальної швидкості гусеничних рушіїв докладно розроблена та теоретично обґрунтована у роботах з теорії трактора [1 – 5]. Предмет дослідження всіх цих робіт – гусеничний рушія класичної схеми із заднім розташуванням ведучої зірочки. У рушіїв такої схеми основним джерелом нерівномірності поступальної швидкості є специфічний характер спільної роботи ведучої зірочки, ведучої ділянки гусеничного ланцюга, задніх опорних котків та останньої ланки гусеничного ланцюга опорної поверхні. Взаємодія цих елементів уподібнюється до роботи дезаксіального кривошипно-шатунного механізму, у якого три постійні кутові швидкості обертання кривошипу лінійні, а швидкість поршня є величиною змінною [1, 3, 6, 8].

Подібних досліджень для рушіїв трикутної форми з верхнім розташуванням ведучого колеса (рис.1) у літературі не зустрічаються. Своєрідна конструктивна схема такого типу рушія обумовлює певну відмінність його кінематики від описаних у літературі типів і схем гусеничних рушіїв, зокрема і нерівномірності його поступальної швидкості.

Мета та постановка задачі. Тому метою досліджень є синтез математичної моделі функціонування гусеничного рушія з трикутною формою обведення з точки зору його кінематичних характеристик.

Математична модель функціонування гусеничного рушія з трикутною формою обведення. Розглянемо зміну поступальної швидкості гусеничного рушія (рис. 1) при повороті ведучої ланки CD на кут φ_{\max} :

$$\varphi_{\max} = \frac{360}{2} \cdot \frac{t_2}{r_k}, \quad (1)$$

де t_2 – довжина ланки CD (крок гусеничного ланцюга). Приймаємо кутову швидкість ведучого колеса (ланки CD) постійною.

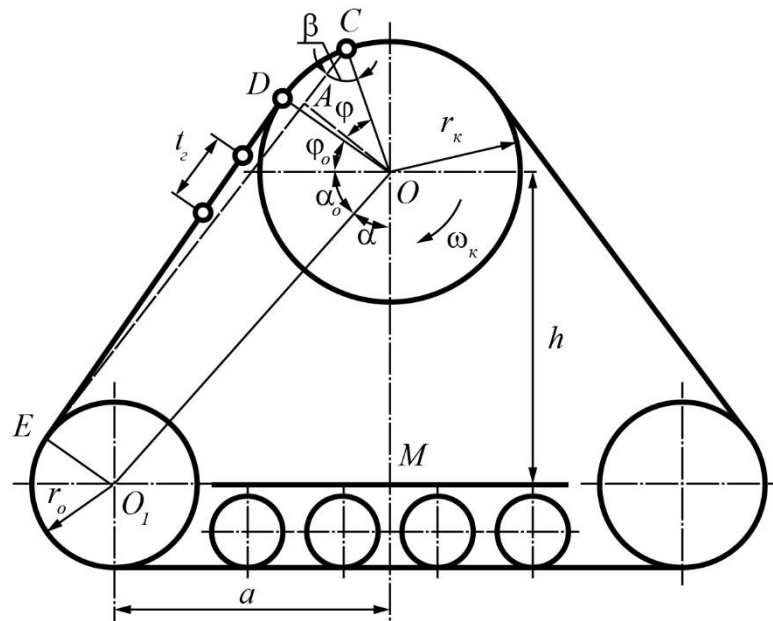


Рис. 1 – Схема гусеничного рушія трикутної форми з верхнім розташуванням ведучої зірочки

Вихідне положення системи визначається кутом кривошипу $CD = r_k$. Значення цього кута дорівнює (рис. 1):

$$\varphi_o = \alpha + \alpha_o - 90. \quad (2)$$

З чотирикутника O_1EDO та трикутника O_1MO випливає, що:

$$\varphi_o = \arccos \frac{r_k - r_o}{\sqrt{h^2 + a^2}}, \quad (3)$$

$$\alpha_o = \arctg \left(\frac{a}{h} \right). \quad (4)$$

Поступальна швидкість руху у вихідному положенні системи (точка D) дорівнює:

$$V_{M_o} = \omega r_k. \quad (5)$$

При повороті кривошипу на кут φ (точка C) поступальна швидкість рушія дорівнюватиме:

$$V_M = \omega DA. \quad (6)$$

Визначимо значення DA . З прямокутного трикутника можна отримати залежність виду:

$$DA = r_k \sin \beta. \quad (7)$$

Для визначення кута β розглянемо рис. 2. З точки C на продовження лінії OD_1 опустимо перпендикуляр CB . З прямокутного трикутника OCB знаходимо:

$$CB = r_k \sin(\varphi_o + \varphi), \quad (8)$$

$$OB = r_k [-\cos(\varphi_o + \varphi)]. \quad (9)$$

Тоді:

$$O_1B = O_1O + OB = \sqrt{h^2 + a^2} - r \cos(\varphi_o + \varphi). \quad (9)$$

З прямокутного трикутника O_1CB випливає:

$$\delta = \arctg \frac{O_1B}{CB}; \quad (11)$$

$$O_1C = \frac{CB}{\cos \delta}. \quad (12)$$

З прямокутного трикутника O_1EC визначаємо:

$$\theta = \arcsin \frac{ED_1}{O_1C}. \quad (13)$$

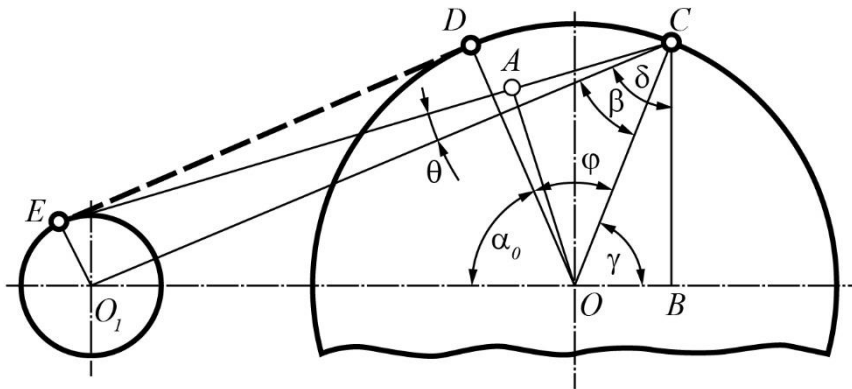


Рис. 2 – Схема визначення кута β

Шуканий кут β визначається з рівності:

$$\beta = \delta + \theta - (90 - \delta). \quad (14)$$

Підставляючи послідовно (14) і (7) в (6) знаходимо значення швидкості V_m при положенні кривошипу в точці C :

$$V_m = \omega_k r_k \cos(\delta + \theta - \gamma), \quad (15)$$

де

$$\delta = \arctg \left[\frac{\sqrt{h^2 + a^2}}{r_k \sin(\varphi_o + \varphi)} \right]; \quad (16)$$

$$\theta = \arcsin \frac{r_o \cos \delta}{r_x \sin(\varphi_o + \varphi)}; \quad (17)$$

$$\gamma = 180^\circ - (\alpha_o + \varphi). \quad (18)$$

У виразах (16) – (18) кут α_o визначається за формулою (3).

Кут φ змінюється від $\varphi = 0$ до $\varphi = \varphi_{\max}$, значення якого визначається виразом (1).

При обертанні кривошипу OD в межах $\varphi_o - (\varphi_o + \varphi_{\max})$ швидкість V_m безперервно зменшується, досягаючи свого мінімуму при повороті на кут φ_{\max} . У цій точці швидкість V_m

теоретично миттєво зростає до значення, що визначається рівнянням (5), а потім відбувається подальше зниження за законом, що описується формулою (15).

Аналіз результатів досліджень.

Для оцінки такого характеру зміни поступальної швидкості рушія введемо поняття коефіцієнта нерівномірності руху, який визначатимемо за виразом

$$\varepsilon = \frac{V_M}{V_{M_0}}. \quad (19)$$

З рівняння (5) та (15) випливає, що:

$$\varepsilon = \cos(\delta + \theta - \gamma). \quad (20)$$

Характер зміни коефіцієнта нерівномірності руху показано на рис. 3 на прикладі конструкції гусеничного рушія ведучого мосту Case IH Quadtrac 600. Як видно з цього графіка, при зміні положення кривошипу від $\varphi_0 = 58^\circ 10'$ до $\varphi_0 + \varphi_{\max} = 90^\circ 54'$ коефіцієнт нерівномірності зміни у межах 1,00...0,866.

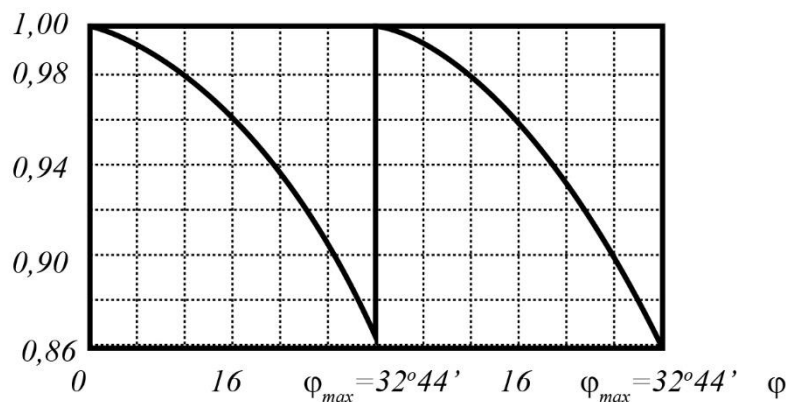


Рис. 3 – Зміна коефіцієнта нерівномірності руху як функції кута повороту кривошипу OD

Таке значне коливання поступальної швидкості руху, що дорівнює кроку гусеничного ланцюга, викликає появу великих інерційних навантажень, які негативно позначаються на прохідності рушія, і навіть на надійності і довговічності всієї машини загалом.

Висновки. Аналіз рівнянь (16) – (20) показує, що величина коефіцієнта нерівномірності руху є функцією конструктивних параметрів рушія h , a , r_o , r_k , t_k . З усіх цих параметрів тільки висота розташування ведучого колеса h практично не може змінюватися, оскільки вона визначається розмірами шини в колісній модифікації. Інші конструктивні параметри можуть змінюватися в процесі розробки конструкції рушія і, отже, бути керуючими елементами в системі, що зумовлює нерівномірність поступальної швидкості. Розглянемо вплив цих конструктивних властивостей на величину коефіцієнта нерівності руху.

Виконані розрахунки показують, що вплив радіусу спрямовуючого колеса r_o на коефіцієнт нерівномірності руху дуже слабкий. Так, у діапазоні $r_o = 150...300$ мм значення ε_{\min} змінюється в межах 0,8657...0,8669, або менше ніж на 0,2%.

Вплив інших конструктивних властивостей на коефіцієнт нерівномірності руху показано на рис. 4. На цьому графіку за 100% прийнято значення $\varepsilon = 0,8657$, яке має місце у конструкції гусеничного ведучого мосту Case IH Quadtrac 600 при $\varphi = \varphi_{\max}$.

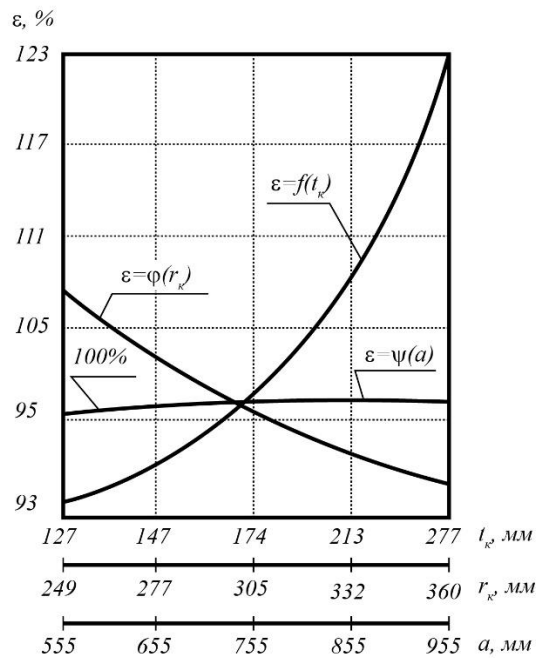


Рис. 4 – Вплив на коефіцієнт нерівномірності руху конструктивних параметрів рушія

Аналіз кривих на рис. 4 показує, що найбільш істотно впливають на нерівномірність руху радіус ведучого колеса і довжина ланки гусеничного ланцюга. Збільшуючи радіус ведучого колеса та зменшуючи довжину ланки гусениці, можна суттєво зменшити коефіцієнт нерівномірності руху.

Список літератури:

1. Кубіч В.І. Складові частини колісних та гусеничних тракторів : навчальний посібник. Запоріжжя: НУ «Запорізька політехніка», 2021. 324 с.
2. Bakker E., Pacejka H. and Lidner L. A New Tire Model with Application in Vehicle Dynamics Studies. *Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies*, 1999, pp. 18-19.
3. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
4. Makharoblidze R.M., Lagvilava I.M., Basilashvili B.B. & Khazhomia R.M. Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 2017, no. 15(3), pp. 339-343.
5. Motrycz G., Stryjek P., Jackowski J., Wiczorek M., Ejsmont J., Ronowski G., Sobieszczyk S. Research on operational characteristics of tyres with run flat insert, *Journal of KONES. Powertrain and Transport*, 2015, vol. 19, no. 3, pp. 319-326
6. Malenk M.I., Volov V.A., Guseva N.K., Lazarev E.A. Increasing the mobility of Mars rovers by improving the locomotion systems and their control algorithms. *Russian Engineering Research*, 2015, vol. 35, no. 11, pp. 824-831.
7. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням. Вісник ЛНАУ. 2015. Вип. 32. С. 109-115.
8. Мохирев А.П., Керющенко А.А. Воздействие лесозаготовительных машин на почвенный покров. *Актуальные направления научных исследований XXI века: теория и практика*, 2015, т. 3, № 2-1(13-1), с. 258-262.
9. Шегельман И.Р. О потенциале гусеничных движителей лесных машин. *Инженерный вестник*, 2017, № 3, с. 25-27.
10. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання. Інженерія природокористування. 2016. Вип. 1(5). С. 24-28.
11. Гальшев Ю.В., Добрецов Р.Ю. Эффективность использования опорной поверхности гусеничного движителя при передаче нормальных нагрузок. *Научно-технические ведомости. Сер.: Наука и образование*, 2013, № 3, с. 272-278.
12. Boikov Ch.V., Zhdanovich P., Sizova S. Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines. *SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition*. 1997. doi: <https://doi.org/10.4271/972732>.

13. Можаяев О.О. Мінімізація втрат потужності тягово-транспортних засобів при русі по опорній поверхні, яка деформується, *Східноєвропейський журнал передових технологій*, 2019, № 1(97), т. 1, с.69-74.
14. Зінько Р.В., Крайник Л.В., Горбай О. З. Основи конструктивного синтезу та динаміка спеціальних автомобілів і технологічних машин. Львів: Вид-во Львівської політехніки, 2019, 365 с.

References (transliterated):

1. Kubich V.I. Skladovi chastyny kolisnykh ta husenychnykh traktoriv : navchalnyi posibnyk. Zaporizhzhia: NU «Zaporizka politekhnik», 2021. 324 s.
2. Bakker E., Pacejka H. and Lidner L. A New Tire Model with Application in Vehicle Dynamics Studies. Proc. 4th Int. Conf. Automotive Technologies, 1999, pp. 18-19.
3. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehatu z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. *Visnyk KhNTUSH im. P.Vasylenka*. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
4. Makharoblidze R.M., Lagvilava I.M., Basilashvili V.V. & Khazhomia R.M. Theory of turn bodies of mountain tandem wheeled self-propelled chassis. *Annals of Agrarian Science*, 2017, no. 15(3), pp. 339-343.
5. Motrycz G., Stryjek P., Jackowski J., Wiczorek M., Ejsmont J., Ronowski G., Sobieszczyk S. Research on operational characteristics of tyres with run flat insert, *Journal of KONES. Powertrain and Transport*, 2015, vol. 19, no. 3, pp. 319-326
6. Malenkov M.I., Volov V.A., Guseva N.K., Lazarev E.A. Increasing the mobility of Mars rovers by improving the locomotion systems and their control algorithms. *Russian Engineering Research*, 2015, vol. 35, no. 11, pp. 824-831.
7. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L. Opir perekochuvannia koleasa, shcho pratsiuie z buksuvanniam. *Visnyk LNAU*. 2015. Vyp. 32. S. 109-115.
8. Mokhyrev A.P., Keriushchenko A.A. Vozdeistviye lesozahotovytelnikh mashyn na pochvennii pokrov. Aktualnie napravleniya nauchnykh yssledovaniy XXI veka: teoriya y praktyka, 2015, t. 3, № 2-1(13-1), s. 258-262.
9. Shehelman Y.R. O potentsyale husenychnykh dvyzhytelei lesnykh mashyn. *Ynzhenernii vestnyk*, 2017, № 3, с. 25-27.
10. Kalinin Ye.I. Vplyv obertannia elementiv transmisii yak pruzhnoi systemy na vlasni kolyvannia. *Inzheneriia pryrodokorystuvannia*. 2016. Vyp. 1(5). S. 24-28.
11. Halishev Yu.V., Dobretsov R.Yu. Effektivnost yspolzovaniya opornoї poverkhnosti husenychnoho dvyzhyteliya pry peredache normalnykh nahruzok. *Nauchno-tekhnycheskye vedomosti*. Ser.: Nauka y obrazovanye, 2013, № 3, s. 272-278.
12. Boikov Ch.V., Zhdanovich R., Sizova S. Design Development of Elastic Wheel-Track and Track Traction Systems of Tractors and Agricultural Machines. SAE International Off-Highway and Powerplant Congress and Exposition. 1997. doi: <https://doi.org/10.4271/972732>.
13. Mozhaiev O.O. Minimimizatsiia vtrat potuzhnosti tiahovo-transportnykh zasobiv pry rusi po opornii poverkhni, yaka deformuietsia, *Skhidnoevropeyskyi zhurnal peredovykh tekhnolohii*, 2019, № 1(97), т. 1, с.69-74.
14. Zinko R.V., Krainyk L.V., Horbai O. Z. Osnovy konstruktyvnoho syntezy ta dynamika spetsialnykh avtomobiliv i tekhnolohichnykh mashyn. Lviv: Vyd-vo Lvivskoi politekhniky, 2019, 365 с.

Надійшла (received) 15.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Калінін Євген Іванович (Kalinin Evgeny) – доктор технічних наук, професор, Національний університет біоресурсів і природокористування України, завідувач кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6191-8446>; e-mail: kalinin@nubip.edu.ua.

Ребров Олексій Юрійович (Rebrov Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com.

Козлов Юрій Юрійович (Kozlov Yuriy) – Харківська філія Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва, м. Харків, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-3546-0010>; e-mail: urgenurgen@gmail.com.

О.Ю. РЕБРОВ**БАЛАСТУВАННЯ ТА ЗДВОЄННЯ ШИН КОЛІСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ ЗА УМОВ ВИКОНАННЯ АГРОЕКОЛОГІЧНИХ НОРМ ДІЇ НА ГРУНТ**

В статті наведений аналітичний підхід до впровадження баластування та здвоєння шин сільськогосподарських колісних тракторів, який базується на безумовному виконанні агроекологічних норм щодо дії ходових систем на ґрунт. Показана необхідність узгодження показників положення центру ваги трактора, співвідношення площі контакту з ґрунтом передніх та задніх шин, а також їх вантажопідйомності. Доведена необхідність використання рівного внутрішнього тиску в шинах трактора при одинарному та здвоєному застосуванні, що обумовлює необхідність збереження положення центру ваги при баластуванні. Запропонована методика вибору маси баластних ваг для установки в дисках задніх коліс та передню навісну систему трактора, а також система баластних ваг, яка дає змогу забезпечити максимально можливу масу трактора для виконання агроекологічних вимог щодо максимального тиску на ґрунт. Показана перспективність застосування здвоєних шин для зниження максимального тиску трактора на ґрунт, а також доведено високу ефективність баластування трактора на здвоєних шинах. На прикладі показана можливість підвищення частки території України, де можливе функціонування трактора без порушення агроекологічних норм на 20-40% за рахунок застосування здвоєних шин. Також доведена можливість підвищення ефективності трактора до 1,5 раз за рахунок баластування та здвоєння шин. Отримані дані базуються на 20 розрахункових варіантах трактора з різним ступенем баластування та застосування різних схем здвоєння шин.

Ключові слова: колісний трактор, максимальний тиск на ґрунт, тракторна шина, баластування трактора, баластні ваги, здвоєні шини.

О. REBROV**BALLASTING AND DUAL TIRES USING OF WHEELED AGRICULTURAL TRACTORS UNDER THE CONDITIONS OF FULFILLING AGRO-ECOLOGICAL STANDARDS FOR SOIL INTERACTION**

The article presents an analytical approach to the implementation of ballasting and dual tires using of agricultural wheeled tractors, which is based on the unconditional fulfilment of agro-ecological standards of tires soil interaction. The necessity of harmonizing the indicators of the position of the centre of gravity of the tractor, the footprint area of the front and rear tires ratio, as well as their load capacity is shown. The need to use equal flotation in tractor's tires during single and double use has been proven, which determines the need to maintain the position of the centre of gravity during ballasting. The method of selecting the mass of ballast weights for installation in the rear wheel discs and the front linkage system of the tractor, as well as the ballast weight system, which makes it possible to ensure the maximum possible weight of the tractor to meet the agro-ecological requirements regarding the maximum pressure on the soil, is proposed. The perspective of dual tires using to reduce the maximum pressure of the tractor on the soil is shown, and the high efficiency of ballasting the tractor on dual tires is also proven. The example shows the possibility of increasing the part of the territory of Ukraine where it is possible to operate the tractor without violating agro-ecological norms by 20-40% due to the use of dual tires. The possibility of increasing the efficiency of the tractor up to 1.5 times due to ballasting and doubling of tires has also been proven. The obtained data are based on 20 calculation variants of the tractor with different degrees of ballasting and the use of different tire doubling schemes.

Key words: wheeled tractor, maximum soil pressure, tractor tire, tractor ballasting, ballast weights, dual tires.

Вступ.

При функціонуванні колісних сільськогосподарських тракторів в польових умовах ефективність та безпечність їх роботи визначається, насамперед, процесами, що протікають при взаємодії шин з ґрунтом. Бажання підвищити ефективність колісного трактора, яке проявляється в намаганні збільшити продуктивність та зменшити витрату палива, призводить іноді до його надмірного баластування, що може стати вельми негативним фактором переущільнення ґрунтів, їх подальшої деградації та втрати врожайності сільськогосподарських культур. Отже виникає протиріччя між підвищенням ефективності за рахунок збільшення зчпної ваги трактора та збереженням потенціалу ґрунтів і реалізації операцій в агротехнічні

строки, а іноді й самої можливості руху трактора по перезволоженому ґрунту, що досягається при зниженні його ваги або застосуванні систем здвоєння шин. Вихідним фактором, на який необхідно спиратися, при визначенні необхідної маси трактора є збереження потенціалу ґрунтів, запобігання їх деградації та руйнування. Для цього необхідне виконання ряду умов щодо обмеження зміни стану ґрунтів в річному циклі їх обробітку [1], які знайшли своє формальне втілення в Державному стандарті України [2].

З огляду на зазначене протиріччя, актуальним є питання створення системи баластування та здвоєння шин колісних тракторів, яка забезпечує потенційно досяжну ефективність трактора без порушення агроекологічних вимог щодо дії ходових систем на ґрунт.

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

При виконанні польових тягових операцій маса трактора суттєво впливає на показники витрати палива [3-4]. Такий вплив здійснюється за рахунок кінематичних втрат потужності при буксуванні колісного рушія по ґрунту. Підвищення маси має позитивний ефект внаслідок зниження буксування шин, але, разом з цим, збільшується опір коченню при утворенні більш глибокої колії. При досягненні масою трактора відповідних значень втрати потужності на буксування стають меншими за зростаючі втрати потужності на подолання опору коченню. Така маса трактора відповідає максимуму тягового ККД трактора. На баланс втрат потужності впливає не тільки внутрішній тиск в шинах [3], але й положення центру ваги та його зміна внаслідок баластування [5]. Отже, традиційно масу трактора при функціонуванні на відповідному ґрунті та агротехнічному фоні визначають з позиції максимуму тягового ККД, при цьому питання порушення агроекологічних вимог щодо дії ходових систем на ґрунт не розглядається. Питання обмеження ваги трактора і, як наслідок, радіальної навантаги на шини підіймається в роботах [6-8]. Дійсно, враховуючи гранулометричний склад і вологість ґрунту, в ДСТУ [2] визначений максимально допустимий тиск на ґрунт, який обумовлений здатністю ґрунту відновлюватися від накопичених деформацій пресування (стискання) в річному циклі обробітку. З огляду на це, в роботі [6] пропонується обмежувати буксування рушіїв для запобігання надмірному пресуванню ґрунту не тільки в вертикальному, але й в горизонтальному напрямку ґрунтозачепами шини. Проблематика баластування колісних тракторів дійсно повинна спиратися на вимоги ДСТУ [2] при відповідному стані ґрунту, що показано в роботах [7-8]. Але це питання потребує ретельного опрацювання з урахуванням фізико-механічних властивостей шин, впливу внутрішнього тиску в шинах на показники плями контакту, розподілу зчипної ваги, кінематичної невідповідності в плямах контакту шин з ґрунтом, розподілу потужності по ведучим мостам трактора, особливостей режимів роботи одинарних та здвоєних шин та їх вантажопідйомності, експлуатації шин в режимах роботи, що відповідають індексам швидкості A_2 та A_6 . Частково ці питання викладені в роботах [9-10].

Мета та постановка задачі дослідження.

Метою даної роботи є розробка аналітичного підходу до баластування та здвоєння шин сільськогосподарських колісних тракторів, який базується на безумовному виконанні агроекологічних норм щодо дії ходових систем на ґрунт.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання узгодження показників положення центру ваги трактора з співвідношенням площі контакту з ґрунтом передніх та задніх шин та їх вантажопідйомності; обґрунтування необхідності збереження положення центру ваги при баластуванні; визначення перспективності застосування здвоєних шин для зниження максимального тиску трактора на ґрунт та підвищення ефективності трактора; ілюстрування запропонованого підходу на прикладі колісного трактора класичної компоновки.

Основний матеріал та результати дослідження.

Допустиму радіальну навантагу на шину можна визначити, скориставшись ДСТУ [11]:

$$G_k \leq \frac{[q_{\max}] \cdot k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot F_F}{1,5}, \quad (1)$$

де $[q_{\max}]$ – нормативна величина допустимого тиску на ґрунт; k_{Σ} – коефіцієнт, що враховує умови роботи рушії; k_D – коефіцієнт, що враховує зовнішній діаметр шини; F_F – контурна площа плями контакту шини.

Оцінити можливість баластування трактора можна з використанням залежності:

$$G_0 + G_b \leq \frac{[q_{\max}] \cdot k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot 2 \cdot (F_{F1} + F_{F2})}{1,5}, \quad (2)$$

де G_0 – вага трактора без баласту; G_b – вага баласту; F_{F1} , F_{F2} – контурні площі плями контакту передніх та задніх шин.

Розділимо вираз (2) на G_0 :

$$\lambda_b \leq \frac{[q_{\max}] \cdot k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot 2 \cdot (F_{F1} + F_{F2})}{1,5 \cdot G_0} - 1, \quad (3)$$

де $\lambda_b = G_b/G_0$ – коефіцієнт баластування трактора у долях його ваги.

Вочевидь, що баластування трактора можливе, якщо $\lambda_b > 0$, а в інших випадках вага трактора є надмірною для експлуатації при даному допустимому тиску $[q_{\max}]$. Найменший тиск на ґрунт буде у випадку, коли $q_{\max 1} = q_{\max 2}$, а на передній ведучий міст припадає частка ваги:

$$m_{1F} = \frac{F_{F1}}{(F_{F1} + F_{F2})}. \quad (4)$$

Враховуючи, що при збільшенні сили тяги на гаку відбувається перерозподіл зчпної ваги між ведучими мостами трактора, доцільно буде конструктивне положення центру ваги збільшити відносно m_{1F} :

$$m_{1k} = m_{1F} + (0,02 \dots 0,04). \quad (5)$$

Також постає питання розподілу баластної ваги за традиційними місцями установки: у задніх колісних дисках та у передньому звисі трактора (рис. 1.а). Раціональним буде такий розподіл баластної ваги, який забезпечить, практично незмінним положення центру ваги m_{1k} після баластування, причому:

$$\lambda_b = \lambda_{b1} + \lambda_{b2} = \frac{G_{\delta 1}}{G_0} + \frac{G_{\delta 2}}{G_0} = \frac{G_{\delta}}{G_0}, \quad (6)$$

де λ_{b1} , λ_{b2} – коефіцієнти баластування передньою та задньою баластними вагами у долях ваги трактора.

Вага, що припадає на передній та задній мости при баластуванні:

$$G_1 = G_0 \cdot \left(m_{1k} + \lambda_{b1} \cdot \frac{(L + l_{b1})}{L} \right); \quad G_2 = G_0 \cdot \left((1 - m_{1k}) - \lambda_{b1} \cdot \frac{l_{b1}}{L} + \lambda_{b2} \right), \quad (7)$$

де l_{b1} , L – відстань від переднього моста до центру тяжіння передньої баластної ваги (рис. 1.а) та повздовжня база трактора, відповідно.

Після перетворень виразів (7) отримуємо рівняння:

$$\frac{m_{1k} + \lambda_{b1} \cdot \frac{(L + l_{b1})}{L}}{1 + \lambda_{b1} + \lambda_{b2}} = m_{1k}. \quad (8)$$

З (8) знаходимо співвідношення величини баластних ваг:

$$k_{\lambda} = \frac{\lambda_{b1}}{\lambda_{b2}} = \frac{m_{1k}}{1 + \frac{l_{b1}}{L} - m_{1k}}. \quad (9)$$

І отримуємо розподіл коефіцієнту баластування трактора λ_b на його складові λ_{b1} та λ_{b2} :

$$\lambda_{b1} = \frac{k_{\lambda} \cdot \lambda_b}{1 + k_{\lambda}}; \quad \lambda_{b2} = \frac{\lambda_{b1}}{k_{\lambda}}. \quad (10)$$

Максимально можливий коефіцієнт баластування $\lambda_{b\max}$ можна визначити з (3), прийнявши для ґрунто-кліматичних умов України $[q_{\max}] = 180 \dots 190$ кПа, оскільки подальше баластування трактора взагалі не має сенсу з агроекологічних міркувань [2].

Далі постає питання розбивки $\lambda_{b1\max}$ і $\lambda_{b2\max}$ або максимальних значень баластних ваг $G_{b1\max}$ і $G_{b2\max}$ з таким розрахунком, щоб трактор міг найбільш ефективно експлуатуватися в діапазоні ваги $[G_0, \lambda_{b\max} \cdot G_0]$. Тобто, з одного боку, щоб трактор був якомога більше баластований, але не порушував вимоги щодо максимального тиску на ґрунт при його поточному значенні в інтервалі: $[q_{\max}] = q_{\min} \dots 190$ кПа:

$$q_{\min} = \frac{1,5 \cdot G_0}{k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot 2 \cdot (F_{F1} + F_{F2})}, \quad (11)$$

де q_{\min} – мінімально можливий максимальний тиск на ґрунт трактора без баласту на одинарних шинах при вазі G_0 .

Перспективним може бути система, побудована на 2-х або 3-х вагах (рис. 1.б). Прикладом системи з 2-х передніх ваг може бути система EasyMass (рис. 1.б).

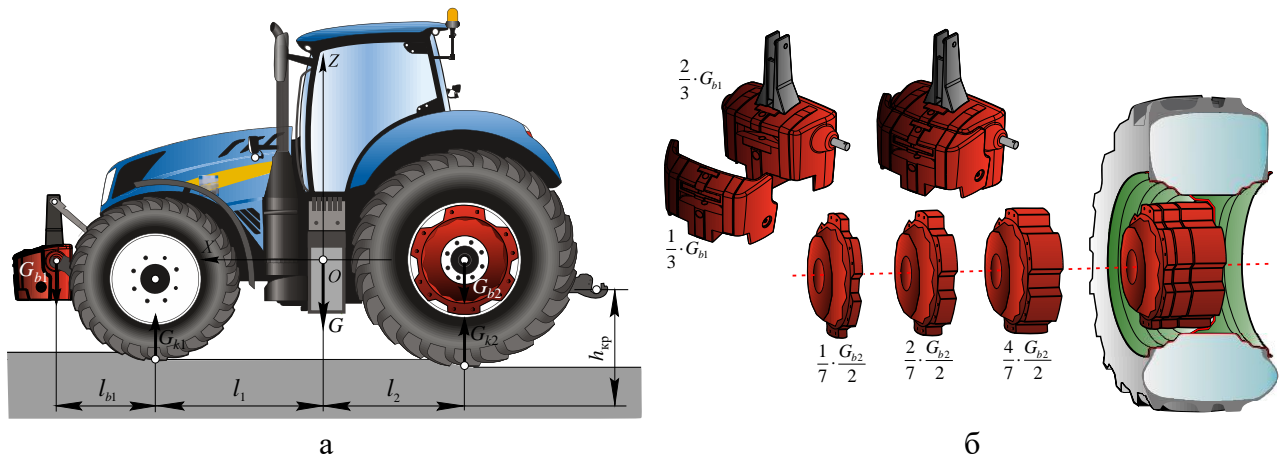


Рис. 1 – Схема баластування колісного трактора:
а – розрахункова схема; б – система передніх та задніх баластних ваг

Враховуючи, що середнє значення максимального тиску на ґрунт сучасних колісних тракторів становить близько 120 кПа, застосування системи 2-х ваг дасть змогу отримати трактор, що має максимальний тиск на ґрунт 120, 140, 160 та 180 кПа, відповідно. При системі, що складається з 3-х ваг, можна отримати трактор з максимальним тиском на ґрунт 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190 кПа. Тобто, система 2-х ваг дає змогу при баластуванні підвищувати максимальний тиск з кроком 20 кПа, а система 3-х ваг – з кроком 10 кПа.

Обладнання трактора баластом вимагає підвищення внутрішнього тиску в шинах, який визначається відповідно до радіальної навантаги на шину G_k :

$$p_{ш} = p_{\min} + \frac{(p_{\max} - p_{\min})}{(Q_{\max} - Q_{\min})} \cdot (G_k - Q_{\min}), \quad (12)$$

де p_{\min} , p_{\max} – мінімально допустимий та максимально допустимий внутрішній тиск в шині; Q_{\min} , Q_{\max} – допустима навантага при мінімально допустимому та максимально допустимому внутрішньому тиску в шині.

Слід відзначити, що максимальний тиск на ґрунт переважно визначається внутрішнім тиском в шині $p_{ш}$, а не радіальною навантагою G_k , як показано в роботах [9-10]. Але, разом з цим, радіальна навантага G_k вимагає відповідного внутрішнього тиску в шині $p_{ш}$. Відомо [9], що середній тиск на ґрунт на 15-20 кПа більший за внутрішній тиск. Тому, для реалізації максимального тиску на ґрунт на рівні 120 кПа внутрішній тиск в шинах має бути близьким до p_{\min} і становити 60...80 кПа. Отже, вага трактора без баласту G_0 повинна забезпечуватися

вантажопідйомністю шин при внутрішньому тиску, наближеному до нижньої межі p_{\min} , що дасть змогу баластувати трактор при сприятливих ґрунто-кліматичних умовах та вологості ґрунту при допустимому максимальному тиску впритул до $[q_{\max}] = 180 \dots 190$ кПа і підвищенні внутрішнього тиску в шинах до $p_{\text{ш}} = 120 \dots 140$ кПа.

Для надання можливості використання трактора при допустимому тиску, нижчому за 120 кПа, особливо на весняно-польових роботах, необхідно застосовувати здвоєння шин. Як відмічалось [9-10], застосування штатних шин для здвоєння не гарантує бажаного ефекту. Для здвоєння раціонально застосовувати спеціально розроблені для цього високопрофільні шини з шириною профілю 460-520 мм та посадковим діаметром 42-46 дюймів [9-10]. Але розглянемо випадок здвоєння штатних шин. При цьому, можна досягти успіху в питанні зниження максимального тиску на ґрунт, якщо здвоєні шини експлуатуватимуться за внутрішнього тиску, меншого ніж для трактора без баласту вагою G_0 . Тобто, внутрішній тиск в здвоєних шинах має бути якомога нижчим. Сучасні конструкції шин дають змогу експлуатувати їх при здвоєнні за внутрішнього тиску 40 кПа. Це стало можливим не тільки завдяки інноваціям в технології виготовлення шин, але й тому, що здвоєння розглядається як захід, спрямований, в першу чергу, на зниження максимального тиску на ґрунт, а шини експлуатуються при невеликому значенні крутного моменту (при невеликій тязі трактора). Такий режим функціонування відповідає весняно-польовим роботам на пухких ґрунтах. З іншого боку, застосування здвоєних шин також може розглядатися, як баластування трактора, оскільки збільшується його зчїпна вага за рахунок маси самих шин та систем здвоєння.

При сумісному застосуванні здвоєння та баластування вагами необхідно визначити радіальні навантаги на передні та задні шини:

$$G_{k1} = \frac{G_0 \cdot \left(\frac{l_2}{L}\right) + G_{b1} \cdot \frac{(L+l_{b1})}{L} + 2 \cdot G_{t1} \cdot (dual_1 - 1) - P_{\text{кр}} \frac{h_{\text{кр}}}{L}}{2 \cdot dual_1}; \quad (13)$$

$$G_{k2} = \frac{G_0 \cdot \left(\frac{l_1}{L}\right) - G_{b1} \cdot \frac{l_{b1}}{L} + 2 \cdot G_{t2} \cdot (dual_2 - 1) + 2 \cdot G_{b2} + P_{\text{кр}} \frac{h_{\text{кр}}}{L}}{2 \cdot dual_2},$$

де G_{t1} , G_{t2} – вага передніх та задніх шин (коліс) разом з системою здвоєння; $dual_1$, $dual_2$ – коефіцієнти, що враховують наявність здвоєння шин (1 – для одинарної шини, 2 – для здвоєної).

Для контролю рівня навантаження шин та необхідності коректування внутрішнього тиску в шині введемо коефіцієнт навантаження шини (%):

$$k_{\text{ш}} = \frac{G_k}{[Q]_{\text{пш}} \cdot k_{\text{dual}}} \cdot 100\%, \quad (14)$$

де $[Q]_{\text{пш}}$ – допустима радіальна навантага на одинарну шину при даному тиску повітря $p_{\text{ш}}$; k_{dual} – коефіцієнт, що враховує зміну допустимої радіальної навантаги на шину при здвоєнні/зтроєнні ($k_{\text{dual}} = 1; 0,88; 0,82$ для одинарних/здвоєних/зтроєних шин, відповідно).

$$[Q]_{\text{пш}} = Q_{\min} + \frac{(Q_{\max} - Q_{\min})}{(p_{\max} - p_{\min})} \cdot (p_{\text{ш}} - p_{\min}). \quad (15)$$

Ступінь баластування трактора на здвоєних шинах не можна визначати за залежністю (3), оскільки, у переважній більшості випадків, здвоєні шини є недовантаженими та для реалізації відповідного максимального тиску на ґрунт в межах допустимого, розрахунковий внутрішній тиск в здвоєних шинах буде менше мінімально допустимого p_{\min} , який становить 40...60 кПа.

Тому, режими роботи шин будемо відслідковувати за коефіцієнтом навантаження $k_{\text{ш}}$, а також коефіцієнтом площі плями контакту:

$$\lambda_f = \frac{F_k}{F_F}, \quad (16)$$

де F_k – розрахункове значення контурної площі плями контакту при відповідному тиску $p_{ш}$ і радіальній навантазі G_k ; F_F – контурна площа плями контакту шини за даними виробника, яка відповідає режиму роботи з індексом швидкості A_6 та навантаженні при p_{max} та Q_{max} .

Проаналізуємо наведену методику на прикладі колісного трактора з наступними даними: вага 9700 кг, потужність двигуна 211 кВт, повздовжня база 2,95 м, різниця індексів довжини окружності кочення задніх та передніх шин $\Delta RCI=4$.

Для даного трактора обираємо шини: передні 600/65R34 151D Michelin, задні 710/70R42 173D Michelin. Обидві шини допускають експлуатацію при мінімальному тиску 60 кПа (0,6 бар) – при одинарному використанні та 40 кПа (0,4 бар) – при здвоєному. Контурна площа плями контакту: $F_{F1} = 2472\text{см}^2$, $F_{F2} = 3914\text{см}^2$.

Отже, згідно (4), однаковий максимальний тиск на ґрунт буде при положенні центру ваги $m_{1F} = 0,387$, а, згідно (5), обираємо конструктивне положення центру ваги трактора $m_{1k} = 0,42$. Ступінь баластування трактора при допустимому максимальному тиску $[q_{max}] = 180$ кПа, коли баластування ще має сенс, згідно (3), $\lambda_b = 0,772$. За прототипом приймаємо $l_{b1} = 1,2$ м та отримуємо, згідно (9), співвідношення величини баластних ваг $k_\lambda = 0,426$ та, згідно (10), визначаємо коефіцієнти баластування трактора передніми та задніми вагами: $\lambda_{b1} = 0,230$, $\lambda_{b2} = 0,541$. Розрахункова максимальна маса передніх та задніх (в колісних дисках) ваг: $M_{b1} = \lambda_{b1} \cdot M = 2235$ кг (приймаємо 2275 кг), $M_{b2} = \lambda_{b2} \cdot M/2 = 2625$ кг. Запровадимо для баластування систему з 3-х ваг. Передні ваги будуть мати масу: $m_{п1} = 325$ кг, $m_{п2} = 650$ кг, $m_{п3} = 1300$ кг, а задні: $m_{з1} = 375$ кг, $m_{з2} = 750$ кг, $m_{з3} = 1500$ кг.

Таким чином, трактор матиме 8 варіантів маси при баластуванні на одинарних шинах. Однак, якщо з агротехнологічних вимог треба знизити максимальний тиск на ґрунт менше за q_{min} , необхідно запровадити здвоєння шин. В рамках цієї роботи пропонується застосувати здвоєння штатних шин, обраних раніше. Розрахунки показників функціонування трактора проводились з урахуванням внутрішнього тиску в шинах, перерозподілу зчіпної ваги при реалізації сили тяги, наявності або відсутності здвоєння, контролю поточної площі плями контакту та навантаження шини, визначення кінематично пов'язаного буксування передніх та задніх шин, вертикального пресування ґрунту та утворення колії, агрегатування знаряддями для відвального (оранка) та безвідвального (культивация) обробітку ґрунту [9-10]. В результаті був отриманий комплекс показників трактора серед яких: чиста продуктивність, витрата палива та сила тяги на оранці та культивачі, максимальний тиск на ґрунт. Ці показники брались до уваги для порівняння ефективності варіантів баластування трактора. Оскільки при виконанні технологічних операцій існують відповідні обмеження, вони в обов'язковому порядку враховувалися. Так, для відвального обробітку ґрунту швидкість повинна бути в межах 1,6-3,0 м/с, а для всіх технологічних операцій буксування рушіїв не повинно перевищувати 15%. Тобто, визначались показники трактора в межах допустимих режимів функціонування. Наступним кроком визначались середні значення показників за всіма допустимими режимами функціонування із сукупності всіх можливих, які формувалися за рахунок зміни швидкісного режиму роботи двигуна (роботі його за зовнішньою швидкісною характеристикою) та варіювання передавальним числом (відношенням) трансмісії в широких межах [9].

Розрахункам та аналізу підлягали 8 варіантів різної маси трактора на одинарних шинах, 8 варіантів на здвоєних передніх та задніх шинах та 4 варіанти на здвоєних тільки задніх шинах. При цьому визначалась середня чиста продуктивність на оранці та культивачі S_0 та S_k , середня витрата палива на оранці та культивачі W_0 та W_k , середня сила тяги на оранці та культивачі $P_{кро}$, $P_{крк}$ при відповідній масі трактора M (табл. 1).

Слід відзначити наступні особливості. По-перше, немає фактично ніякого сенсу встановлювати різний внутрішній тиск в шинах переднього та заднього мостів при одинарному

та здвоєному застосуванні ($p_{ш}$, табл. 1). Це пояснюється абсолютно переважаючим впливом внутрішнього тиску в шині на тиск на ґрунт в порівнянні з радіальною навантагою. Тому, важливо розташувати центр ваги трактора відповідно до співвідношення площ плям контакту передніх та задніх шин з урахуванням сили тяги на гаку таким чином, щоб забезпечити рівність максимального тиску на ґрунт передніх та задніх шин при середніх значеннях сили тяги. По-друге, при баластуванні слід зберігати обране положення центру ваги трактора як для одинарних, так і здвоєних шин. Можливий варіант здвоєння тільки задніх шин. Тоді співвідношення рівня баластування передніми та задніми баластними вагами повинно визначатися при рівному тиску в одинарних шинах переднього моста та здвоєних – заднього (M_{b1} , M_{b2} , табл. 1). По-третє, регулювання внутрішнього тиску в шинах при баластуванні повинно бути таким, щоб на одинарних шинах коефіцієнт навантаження шин не перевищував 100%, а на здвоєних – 88% ($k_{п1}$, $k_{п2}$, табл. 1).

Таблиця 1 – Середні розрахункові показники трактора при баластуванні за системою 3-х ваг та застосуванні здвоєних шин

M , кг	S_o , га/год	W_o , кг/га	S_k , га/год	W_k , кг/га	P_{KPO} , кН	P_{KPK} , кН	q_{max} , кПа	$k_{п1}$, %	$k_{п2}$, %	$p_{ш}$, кПа	M_{b1} , кг	M_{b2}^* , кг	Передні ваги	Задні ваги
Передні шини – одинарні, задні шини – одинарні														
9700	1,10	26,28	7,34	5,57	30,40	27,07	115-119	68-94	86-96	60	0	0	-	-
10775	1,21	24,41	8,03	5,18	33,13	29,63	125-128	73-97	88-97	70	325	375	$m_{п1}$	$m_{з1}$
11850	1,32	22,83	8,70	4,86	35,95	32,14	135-139	77-99	90-99	80	650	750	$m_{п2}$	$m_{з2}$
12926	1,43	21,52	9,36	4,60	38,67	34,59	145-149	80-100	92-100	90	975	1125	$m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з2}+m_{з1}$
14000	1,53	20,46	9,99	4,37	41,12	36,91	154-159	83-102	94-101	100	1300	1500	$m_{п3}$	$m_{з3}$
15075	1,63	19,53	10,61	4,19	43,53	39,18	164-169	86-104	95-102	110	1625	1875	$m_{п3}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з1}$
16150	1,70	18,93	11,11	4,07	45,24	40,82	180-186	83-99	92-98	130	1950	2250	$m_{п3}+m_{п2}$	$m_{з3}+m_{з2}$
17225	1,80	18,17	11,71	3,93	47,84	43,08	190-196	86-101	93-99	140	2275	2625	$m_{п3}+m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$
Передні шини – здвоєні, задні шини – здвоєні														
10923	1,31	23,16	8,59	4,86	35,47	31,28	93-95	53-69	65-73	40	0	0	-	-
11998	1,46	21,32	9,44	4,49	39,36	34,64	94-96	58-76	72-79	40	325	375	$m_{п1}$	$m_{з1}$
13073	1,62	19,74	10,29	4,18	43,30	38,03	95-97	65-83	78-85	40	650	750	$m_{п2}$	$m_{з2}$
14148	1,75	18,59	11,05	3,95	46,52	40,26	100-102	69-87	80-87	45	975	1125	$m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з2}+m_{з1}$
15223	1,83	17,81	11,69	3,79	48,53	42,93	108-110	67-85	79-86	55	1300	1500	$m_{п3}$	$m_{з3}$
16298	1,95	16,97	12,41	3,62	51,46	45,61	113-116	73-88	82-88	60	1625	1875	$m_{п3}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з1}$
17373	2,05	16,35	13,04	3,49	53,77	47,76	122-125	73-87	81-86	70	1950	2250	$m_{п3}+m_{п2}$	$m_{з3}+m_{з2}$
18448	2,12	15,87	13,65	3,39	55,59	49,72	131-134	73-86	80-85	80	2275	2625	$m_{п3}+m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$
Передні шини – одинарні, задні шини – здвоєні														
13546	1,67	19,52	10,39	4,18	44,46	38,77	113-119	67-94	81-87	60	0	1500	-	$m_{з3}$
14621	1,79	18,51	11,06	3,99	47,44	41,32	122-129	72-97	80-86	70	325	1875	$m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з1}$
15696	1,90	17,64	11,72	3,85	50,39	43,83	131-139	76-99	79-85	80	650	2250	$m_{п2}$	$m_{з3}+m_{з2}$
16771	2,02	16,88	12,37	3,67	53,22	46,26	140-149	79-100	79-84	90	975	2625	$m_{п2}+m_{п1}$	$m_{з3}+m_{з2}+m_{з1}$

* – вага заднього баласту M_{b2} на один борт.

Для кількісного порівняння трактора, відповідно до даних табл. 1, визначались відносні (нормовані) показники ефективності за середніми значеннями чистої продуктивності, погектарної витрати палива та сили тяги:

$$K_i^+ = \frac{P_i^+}{P_{i_{max}}^+}; \quad K_i^- = \frac{P_{i_{min}}^-}{P_i^-}, \quad (17)$$

де P_i^+ , $P_{i_{max}}^+$ – показники продуктивності та сили тяги та їх максимальні значення з табл. 1; P_i^- , $P_{i_{min}}^-$ – показники витрати палива та їх мінімальні значення з табл. 1.

Після цього визначався коефіцієнт ефективності K_E як середнє значення відносних показників, визначених за співвідношеннями (17).

За даними максимального тиску на ґрунт (q_{max} , табл. 1) визначалась ймовірність виконання трактором такої маси агроекологічних вимог на території України [12], згідно методики,

наведеної в роботах [9-10]. Результати розрахунків та схеми варіантів баластування трактора наведені на рис. 2.

Отримані дані свідчать, що підвищення ефективності трактора за рахунок баластування неодмінно призводить до погіршення екологічності його рушія. Тому, обґрунтування поточного ступеня баластування трактора необхідно здійснювати, в першу чергу, виходячи з наявного стану ґрунту, його гранулометричного складу, рівня зволоження і, нарешті, допустимого максимального тиску на ґрунт $[q_{max}]$. Застосування здвоєння шин – це захід спрямований на покращення екологічності рушія, який може суттєво (на 20-40%, рис. 2, б) збільшити площу території України, де такий трактор може експлуатуватися без порушення агроекологічних вимог. При однаковій масі трактор на здвоєних шинах завжди буде ефективніше на 5-11%. За рахунок баластування можна підвищити ефективність трактора в 1,5 рази (з 0,6 до 0,86), але частка території України, де він може експлуатуватися при цьому зменшується з 0,4 до 0,035 (рис. 2, б). Проміжне положення займає конструкція зі здвоєними тільки задніми шинами. При однаковій масі така комплектація дає змогу підвищити ефективність практично до трактора з усіма здвоєними шинами, а частка території України, де він може експлуатуватися без порушення агроекологічних норм зростає на 0,15-0,25.

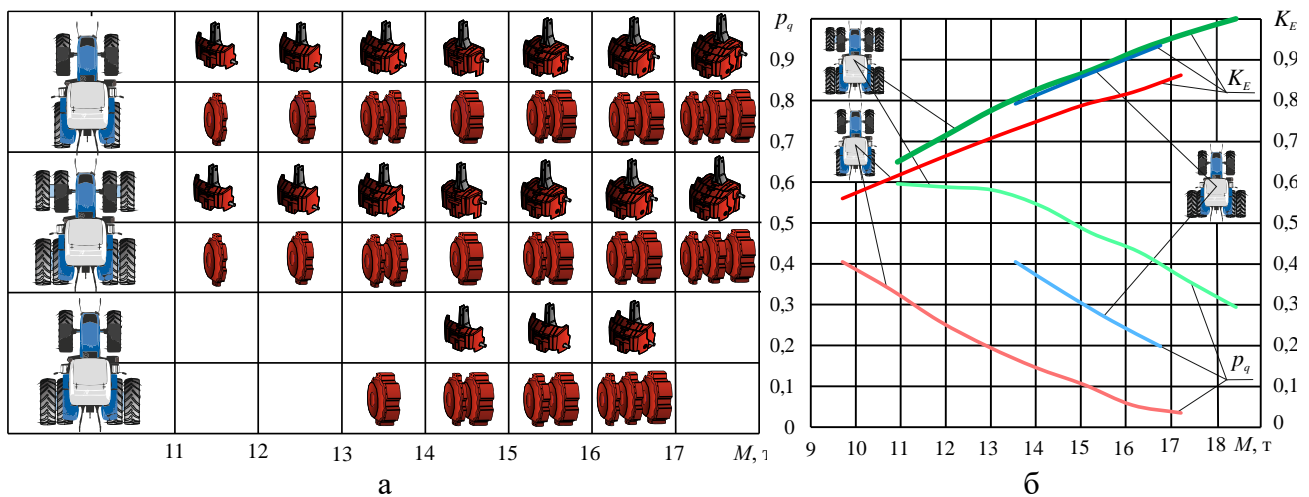


Рис. 2 – Баластування трактора при різних колісних схемах:

а – схеми варіантів баластування; б – показники ефективності та екологічності рушія

Найкраща екологічність рушія у розглянутого трактора досягається на здвоєних шинах при внутрішньому тиску в усіх шинах 40 кПа (0,4 бар). Причому, якщо при такому мінімально допустимому внутрішньому тиску p_{min} шина має запас вантажопідйомності, то його необхідно використовувати, оскільки максимальний тиск на ґрунт при цьому практично не зростає, а ефективність може підвищитись в 1,2 рази (з 0,65 до 0,78, рис. 2, б). Також слід відзначити, що при однаковому тиску в шинах передніх та задніх коліс і коректному положенні центру ваги при баластуванні максимальний тиск на ґрунт змінюється незначно в межах 5-6 кПа (табл. 1) при експлуатації трактора на допустимих режимах роботи на тягових технологічних операціях. Це пояснюється тим, що завдяки розташуванню центру ваги трактора в положенні, яке описано вище, при середній силі тяги на гаку досягається рівність максимального тиску на ґрунт передніх та задніх шин: $q_{max1} = q_{max2}$. Тому вплив перерозподілу зчпної ваги зі зростанням сили тяги на гаку нівелюється. Крім того, площа плями контакту шин з ґрунтом також не залишається постійною зі зміною радіальної навантаги, а слідує за нею. Саме за рахунок цього, зміна радіальної навантаги на шину в межах експлуатаційних режимів роботи при постійному внутрішньому тиску мало впливає на величину максимального тиску на ґрунт. Це також сприяє несуттєвій зміні максимального тиску на ґрунт шин ведучих мостів, а також їх різниці. Це можна яскраво проілюструвати на прикладі трактора на здвоєних передніх та задніх шинах за

внутрішнього тиску 40 кПа. При масі 10923...13073 кг (різниця 2150 кг) максимальний тиск на ґрунт залишається фактично постійним і становить 95...97 кПа (табл. 1).

Таким чином, обґрунтований вибір величини баластування, сумісно із застосуванням вискоефективних шин та їх здвоєння, дає змогу при використанні системи дискретних баластних ваг для збереження положення центру ваги досягти суттєвого покращення як ефективності, так і екологічності рушія трактора.

Висновки.

Баластування та здвоєння шин сільськогосподарських колісних тракторів має базуватися на виконанні агроекологічних норм щодо дії ходових систем на ґрунт. При цьому необхідне узгодження показників положення центру ваги трактора, співвідношення площі контакту з ґрунтом передніх та задніх шин, а також їх вантажопідйомності. Для отримання найкращих показників тиску на ґрунт необхідний однаковий внутрішній тиск в шинах трактора при одинарному та здвоєному застосуванні, що обумовлює необхідність збереження положення центру ваги при баластуванні. Наведена методика вибору маси баластних ваг для установки в дисках задніх коліс та на передню навісну систему трактора, а також система баластних ваг, яка дає змогу забезпечити максимально можливу масу трактора для виконання агроекологічних вимог щодо максимального тиску на ґрунт. Показана перспективність застосування здвоєних шин для зниження максимального тиску трактора на ґрунт, а також доведено високу ефективність баластування трактора на здвоєних шинах. На прикладі показана можливість підвищення частки території України, де можливе функціонування трактора без порушення агроекологічних норм на 20-40% за рахунок застосування здвоєних шин. Також доведена можливість підвищення ефективності трактора до 1,5 раз за рахунок баластування та здвоєння шин.

Список літератури:

1. Медведєв В. В. Екологізація в конструюванні та експлуатації землеробських машинно-тракторних агрегатів / В. В. Медведєв // Вісник аграрної науки. – 2012. – № 10. – С. 39–45.
2. ДСТУ 4521:2006 Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2007. 8 с.
3. Damanauskas V. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage / V. Damanauskas, A. Janulevicius, G. Pupinis // Journal of Agricultural Science. – 2015. Vol. 7, No. 2. – P. 197–215. DOI: <http://dx.doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>.
4. Janulevicius A. Tractor ballasting in field work / A. Janulevicius, K. Giedra // Mechanika. – 2008, No. 73. – P. 27–34.
5. Damanauskas V. Influence of adjustable front ballast on tractor fuel consumption at winter wheat stubble harrowing / V. Damanauskas, A. Janulevicius // 20th International Scientific Conference Engineering for Rural Development. 26-28.05.2021 Jelgava, LATVIA. DOI: <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2021.20.TF145>.
6. Надикто В. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт / В. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 7. – С. 34-38.
7. Надикто В. Т. Проблема баластування колісних тракторів / Надикто В. Т. // Техніка і технології АПК. – 2013. – № 2. – С. 7–9.
8. Потенційні можливості баластування колісного трактора за умовою екофільності шини в залежності від тиску повітря в ній / В. П. Кувачов, В. Б. Мітков, А. М. Аюбов, О. В. Шульга // Науковий вісник ТДАТУ. – 2016. – Вип. 6, т. 3. – С. 26–32.
9. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробітку ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.
10. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
11. ДСТУ 4428:2005 Техніка сільсько-господарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2006. 8 с.
12. Ребров О.Ю. Розподіл допустимого тиску на ґрунт ходових систем колісних тракторів за територією України / О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 110–116.

References (transliterated):

1. Medvediev V. V. Ekolohizatsiia v konstruiuvanni ta ekspluatatsii zemlerobskykh mashynno-traktornykh ahrehativ / V. V. Medvediev // Visnyk ahrarnoi nauky. – 2012. – № 10. – S. 39–45.
2. DSTU 4521:2006 Tekhnika silskohospodarska mobilna. Normy dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2007. 8 s.
3. Damanauskas V. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage / V. Damanauskas, A. Janulevicius, G. Pupinis // Journal of Agricultural Science. – 2015. Vol. 7, No. 2. – P. 197–215. DOI: <http://dx.doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>.
4. Janulevicius A. Tractor ballasting in field work / A. Janulevicius, K. Giedra // Mechanika. – 2008, No. 73. – P. 27–34.
5. Damanauskas V. Influence of adjustable front ballast on tractor fuel consumption at winter wheat stubble harrowing / V. Damanauskas, A. Janulevicius // 20th International Scientific Conference Engineering for Rural Development. 26-28.05.2021 Jelgava, LATVIA. DOI: <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2021.20.TF145>.
6. Nadykto V. Vyznachennia maksimalnogo buksuvannia kolisnykh rushiiv z urakhuvanniam obmezhenia yikh tysku na hrunt / V. Nadykto // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2014. – № 7. – S. 34–38.
7. Nadykto V. T. Problema balastuvannia kolisnykh traktoriv / Nadykto V. T. // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2013. – № 2. – S. 7–9.
8. Potentsiini mozhlyvosti balastuvannia kolisnogo traktora za umovoiu ekofilnosti shyny v zalezhnosti vid tysku povitria v nei / V. P. Kuvachov, V. B. Mitkov, A. M. Aiubov, O. V. Shulha // Naukovyi visnyk TDATU. – 2016. – Vyp. 6, t. 3. – S. 26–32.
9. Naukove obgruntuvannia pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiiakh obrobitku gruntu [Scientific substantiation of increasing of wheeled agricultural tractor's propulsors efficiency on energy intensive technological operations of soil tillage. – Manuscript]: dys. ... d-r tekhn. nauk: 05.22.02 / Rebrov Oleksii Yuriiovich. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
10. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monografiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 s. il.
11. DSTU 4428:2005 Tekhnika silsko-hospodarska mobilna. Metody vyznachennia dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2006. 8 s.
12. Rebrov O.Yu. Rozpodil dopustymoho tysku na grunt khodovykh system kolisnykh traktoriv za terytoriiu Ukrainy / O.Yu. Rebrov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. Matematychno modeliuвання v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2018. – № 27 (1303). – S. 110–116.

Надійшла (received) 10.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Ребров Олександр Юрійович (Rebrov Oleksii) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1312-9992>; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

А.Т. ЛЕБЕДЕВ, М.Л. ШУЛЯК, А.М. СТЕЛЬМАХ

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ТА ЗАСОБІВ ОЦІНКИ ТЯГОВИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ТРАКТОРА

В роботі проведено аналіз методів та засобів оцінки тягових властивостей трактора обґрунтовано, що найбільш перспективним методом оцінки тягово-швидкісних властивостей трактора є спосіб, оснований на вимірюванні його прискорень при русі на гоні. На основі результатів експериментальних досліджень зроблено висновок про необхідність теоретичного дослідження ефективності баластування трактора.

Ключові слова: трактор, тягові властивості, вимірювання, методи, засоби, буксування, баластування

A. LEBEDEV, M. SHULIAK, A. STELMAKH

ANALYSIS OF METHODS AND DEVICES FOR EVALUATION OF THE TRACTION PROPERTIES TRACTOR

The article presents analysis of the methods and means of evaluating of the traction properties tractor. In the previous researches, it was propose to evaluate of the traction properties tractor on their supporting-coupling properties without taking into account the stochastic modes of exploitation and modes of operation. Experimental methods of definitions the traction of tractor require conducting a large number of experiments. Therefore, it is necessary to carry out an analysis of the methods and the means of improving the results of the definitions of the traction of tractor and justify ways to increase the speed of their implementation

The conducted analysis made it possible to justify, that method evaluating the traction properties of tractor on the measurement of its accelerations on moving is the best method.

Based on the results of experimental research, a conclusion was made about the need for a theoretical research of the effectiveness of tractor ballasting.

Keywords: tractor, traction properties, measurements, methods, tools, towing, ballasting

Вступ.

Трактор є основним елементом енерготехнологічного комплексу аграрного виробництва, на основі якого формуються агрегати різного технологічного призначення. Тягові властивості трактора визначають ступінь його пристосованості, як тягового засобу, або приведення в дію приєднаних до нього сільськогосподарських машин. Теоретичні питання оцінки тягових властивостей базуються на визначні тягового ККД трактора, який дозволяє оцінити частину потужності ДВЗ, що витрачається на рух трактора. В відомих дослідженнях запропоновано оцінювати тягові властивості за їх опорно-зчіпними властивостями без врахування стохастичних умов експлуатації та режимів робочого ходу. Експериментальні методики визначення тягово-швидкісних властивостей трактора передбачають виконання великого обсягу досліджень. Тому необхідно провести аналіз методик та засобів відповідних досліджень з обґрунтуванням напрямків подальшого удосконалення та збільшення швидкості їх проведення.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Основним елементом енерготехнологічного комплексу сільськогосподарського виробництва, на основі якого комплектуються агрегати різного технологічного призначення, звичайно ж є трактор. Його тягові властивості визначають потенційні можливості трактора, як тягового засобу або приведення в дію приєднаних до нього сільськогосподарських машин [1, 2]. Вперше теоретичні питання оцінки тягових властивостей трактора були відображені у роботі Судакова А.Н. «Тракторы (Трактори)» (1917 р.), в якій поряд з описанням різних конструкцій викладено ряд теоретичних висновків про вплив деяких факторів на ККД трактора та інші положення. Визначення поняття ККД трактора в цій роботі – «Это доля мощности двигателя, расходуемая на движение трактора (Це частка потужності двигуна, що витрачається

на рух трактора)». Це визначення більше ста років є основою оцінки тягового ККД трактора тягової концепції.

В основі відомих досліджень і публікацій [1, 3] запропоновано оцінювати тягові властивості тракторів за їх опорно-зчіпними властивостями без врахування умов експлуатації та режимів робочого ходу. Ця методика обґрунтування тягово-швидкісних властивостей трактора передбачає виконання великого об'єму експериментальних робіт за стабільного руху на гоні. Вітчизняні нормативні документи [4] і методика випробувань сільськогосподарських тракторів за Кодексом 2 ОЕСР [5] регламентують необхідність врахування опору кочення та частки ваги трактора, що приходить на ведучі колеса при виконанні технологічної операції. Рішення даних задач особливо актуально при баластуванні трактора [6].

Мета та постановка задачі.

Метою є аналіз публікацій з оцінки тягових властивостей трактора та обґрунтування перспективних методів їх розвитку. Дослідження ефективності баластування, як одного із способів підвищення тягово-швидкісних властивостей трактора.

Результати досліджень.

В Україні тягові випробування трактора регламентовані державними стандартами ДСТУ ISO 789-9 і ДСТУ 7416 [7, 8]. Найбільш близькі до дійсності дані з тягових показників трактора можуть бути отримані шляхом його випробувань в польових умовах на двох основних ґрунтових фонах: стерня з під озимих колосових культур та поле, яке підготовлено під посів [9]. Крім того, для колісних тракторів обов'язковими мають бути випробування на треку з бетонною поверхнею, для гусеничних на глинястій ущільненій дорозі. Вологість ґрунту на глибині 10...16 см має бути у межах 8...22 %, а її твердість – 1,0...1,5 кПа – на стерні; 0,7...1,0 кПа – на полі, яке підготовлено під посів.

Схил ділянки поля має не перевершувати 2° у будь-якому напрямку. Показники знімаються при випробуваннях на ділянках поля довжиною не менше 50 м під час руху трактора зі швидкістю до 2,5 м/с і не менш 80 м при швидкості більше 2,5 м/с. Зняття тягових характеристик вміщує в себе проведення серії випробувань з різноманітним навантаженням на гаку трактора. Випробування проводяться послідовно на всіх передачах. Для кожної передачі проводяться 12-14 випробувань, у тому числі 5-6 з недовантаженням, 3-5 випробувань для визначення максимальної тягової потужності, 3-4 – режимах перевантаження.

Кожний прохід трактора, що дорівнює заданому навантаженню, має здійснюватися по новому сліду. Для достовірності даних кожне випробування проводиться з не менш, як у 3-кратній повторності.

При тягових випробуваннях трактор завантажується спеціальним динамометричним візком, який обладнаний гальмівним пристроєм, що дозволяє утворювати змінний опір коченню та забезпечити завантаження трактора в широкому діапазоні тягових зусиль. Як завантажувальний пристрій можна також застосовувати трактори, рівень опору пересування яких регулюється зміною подачі палива та переключенням передач. Під час зняття характеристики синхронно вимірюють та реєструють наступні параметри: P_T – тягове зусилля трактора; t_m – час виконання випробування; G_T – витрата палива за час дослідження; S_T – шлях, пройдений трактором за час випробування; n_l , $n_{пр}$ – кількість обертів лівого та правого ведучих коліс.

Згідно отриманих значень будують тягову характеристику трактора, що являє собою графічну залежність основних показників від зміни тягової сили на гаку:

$$V, N_z, \delta, \eta_T, G_T, q_z = f(P_T), \quad (1)$$

де V – робоча швидкість руху; N_z – тягова потужність; δ – буксування ведучих коліс; η_T – тяговий ККД трактора; G_T – годинна витрата палива; q_z – питома гакова витрата палива.

Зараз, під час випробувань широко використовується електронний *вимірювально-реєстраційний комплекс* [9], який включає в себе: підсилювач сигналу тензоланки, аналого-цифровий перетворювач (АЦП) та електронно-обчислювальну машину (ЕОМ), або персональний комп'ютер (ПК) з необхідним програмним забезпеченням. Дані у цифровій формі відображаються на екрані ПК, а також є можливість передачі їх на друкуючий пристрій. Цей вимірювальний комплекс дозволяє проводити тягові випробування тракторів по часу, передавати середні результати замірів на 16 аналогових і 16 дискретних каналах.

У якості датчика для заміру тягового зусилля вимірювального комплексу на осі випробуваного колеса використовується тензоланка 1 з наклеєними з внутрішньої сторони датчиками розтягу 3 та стиску 4. Датчики з'єднанні по мостовій схемі (рис. 1).

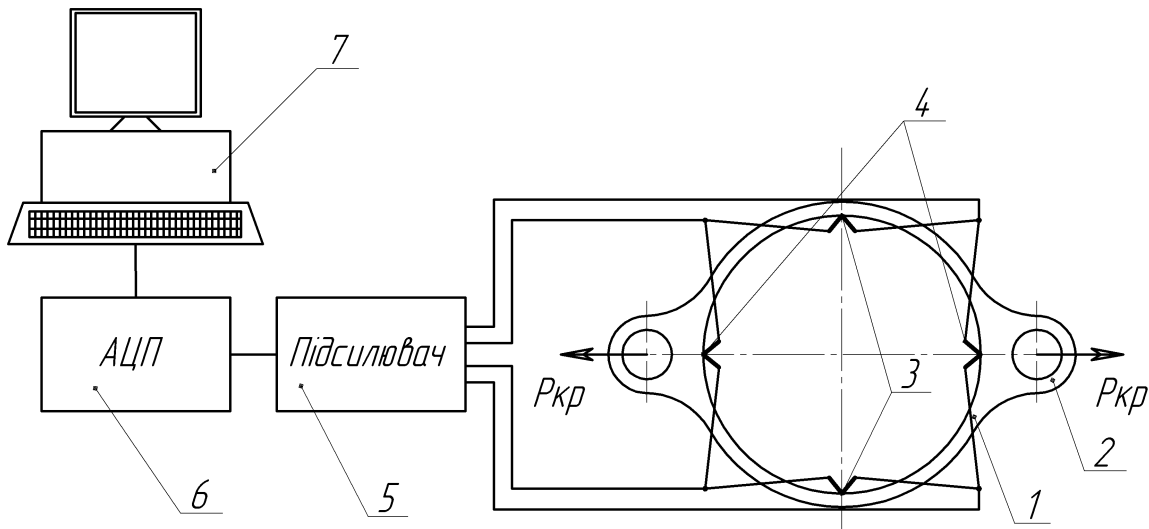


Рис. 1 – Тензометрична ланка:

1 – корпус; 2 – серга; 3 – тензорезистори розтягу; 4 – тензорезистори стиску; 5 – підсилювач сигналу тензоланки; 6 – аналогово-цифровий перетворювач; 7 – персональний комп'ютер

Принцип роботи тензометричної ланки: в одну діагональ подається живлення, друга діагональ включена до підсилювача 5, далі до аналогово-цифрового перетворювача 6 та дані в цифровій формі передаються на ПК 7.

Для тарування тензоланки використовується зразковий динамометр 2, реєстрування кута повороту колеса при оцінці буксування трактора використовується 4-х пелюстковий переривник з датчиком Хола [9].

Для вимірювання максимальної сили тяги на гаку трактора ефективний гідромеханічний пристрій для тягових випробувань (рис. 2) [10].

При силовому впливі на провину 5 (додані сили показані стрілками) диск 4 переміщається в осьовому напрямку відносно диска 1 і діє через штовхач 3 і поршень 8 на камеру 11. В результаті у камері 11 створюється надлишковий тиск, який фіксується манометром 2 і датчиком 10. Після зняття навантаження гідромеханічна система повертається у вихідне положення під дією релаксації.

Даний пристрій має покращені експлуатаційні властивості. Він оснащений виносним манометром, який може бути розміщений в будь-якому зручному місці, наприклад в кабіні машини, що випробовується. Крім того, пристрій має датчик тиску, який видає електричний сигнал і дозволяє, таким чином, використовувати комп'ютер для автоматичного запису всього процесу випробувань в потрібній користувачеві формі. До переваг даного пристрою також слід

віднести його високу конструктивну надійність: герметична камера стиснення виконана з гуми. При цьому пристрій має просту конструкцію.

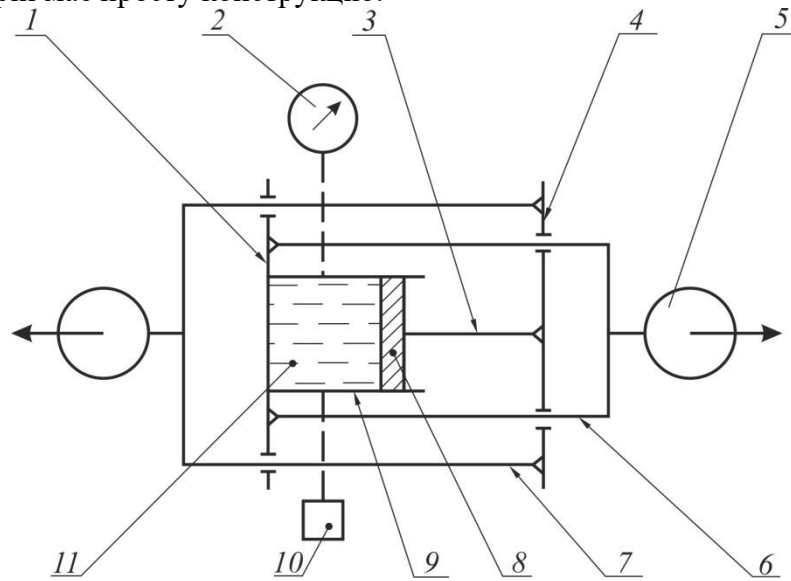


Рис. 2 – Гідромеханічний пристрій для вимірювання сили тяги на гаку трактора:
1, 4 – диски; 2 – манометр; 3 – шток; 5 – провушина; 6, 7 – шпильки;
8 – поршень; 9 – циліндр; 10 – датчик тиску; 11 – камера

Максимальну силу тяги на гаку можна визначити на стаціонарі в режимі рухання трактора з місця без запасу ходу силової ланки тягового пристрою або з обмеженим запасом ходу або з достатнім запасом ходу силової ланки тягового пристрою (рис. 3) [11].

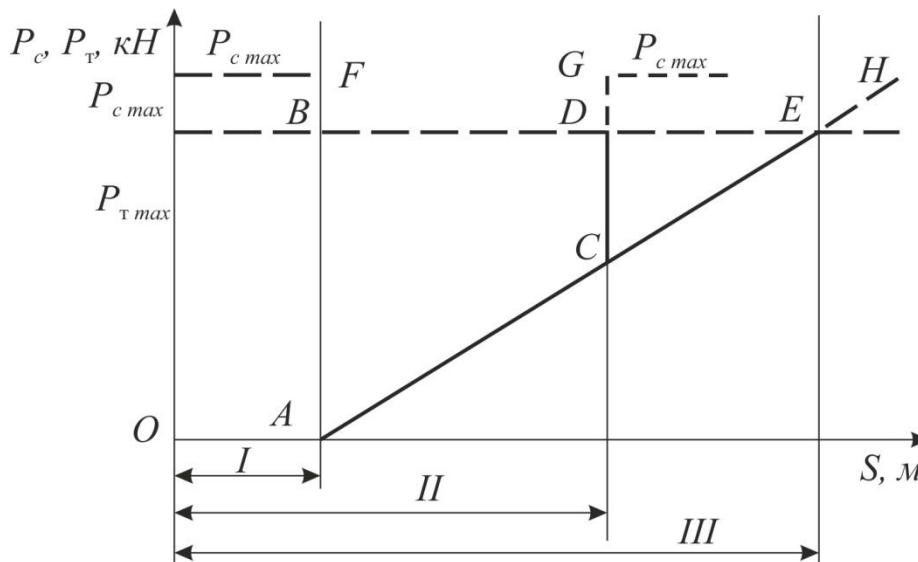


Рис. 3 – Графік визначення максимальної сили тяги на гаку трактора

На рисунку зображений спосіб визначення максимальної сили тяги на гаку трактора. Показано об'єднаний графік залежності сили тяги на гаку трактора P_T і сили опору тягового пристрою P_c від ходу S (переміщення) трактора при русі з місця, де $P_{T \max}$ та $P_{c \max}$ – максимальні значення P_T і P_c . При чому $P_{c \max}$ завжди більше $P_{T \max}$.

Лінії на графіку позначені літерами OAB, OACD й OACE є функціями P_T від S ; OABF і OAEN – функції P_c від S . Проілюстровано графічно три варіанти визначення максимальної сили тяги на гаку в режимі руху трактора з місця: I – без запасу ходу силової ланки тягового пристрою; II, III – відповідно з обмеженим і достатнім запасом ходу силової ланки тягового пристрою.

Забезпечують силу опору тягового пристрою значно перевищуючої максимально можливе значення сили тяги на гаку трактора (на рис. 3 лінія $P_{c \max}$ вище лінії $P_{T \max}$), а також достатню силу зчеплення ходової частини трактора з опорною поверхнею. Важіль керування подачею палива переміщають у крайнє нижнє положення (на максимальну подачу палива). Виключають муфту зчеплення, встановлюють важіль перемикачів передач у положення, що відповідає потрібній включеній передачі. Процес випробування на даному етапі проходить по лінії OA при $P_T = 0$, після запуску двигуна величина AB різко зростає. При виявленні початку нестійкої роботи двигуна (у точці B) процес випробування на даній передачі завершується (P_T відповідає максимальному значенню). Максимальну силу на гаку трактора на даній передачі визначають за показниками динамографа або вимірювально-реєстраційного комплексу. При необхідності вимірювання сили тяги повторюють або визначають силу тяги на гаку трактора, випробовуючи її на іншій передачі.

При тягових випробуваннях трактора [7] максимальне тягове зусилля повинно обмежуватися початком нестійкої роботи двигуна або буксуванням, граничне значення якого повинно бути на треках не більше 7 % – для гусеничних і 15 % – для колісних тракторів і гусеничних з еластичною (гумовою) гусеницею, а на ґрунтових фонах – 15 % і 30 % відповідно.

Максимальна тягова потужність повинна бути визначена не менше чим на шести передачах, починаючи з передачі, що відповідає швидкості руху трактора близько 16 км/год., і закінчуючи передачею, на якій допускається розвивати максимальне тягове зусилля, не перевищуючи визначену нормативами межу буксування. Якщо трактор має безступінчасту трансмісію, тоді випробування слід проводити при шести значеннях передавальних чисел коробки передач, рівномірно розподілених у діапазоні швидкостей і тягових зусиль.

Визначення тягового діапазону [9]. Трактор має виконувати всі роботи, які відповідають його тяговому класу, і деяку частину робіт, що належать до тягової зони сусіднього з ним попереднього класу. Перекриття тягових зон дозволяє виконувати деякі роботи тракторам сумісних класів, що розширює сферу їх застосування. Тягові властивості визначаються максимальними та мінімальними тяговими зусиллями, при яких забезпечуються допустимі значення тягового ККД і економічної ефективності. З метою спрощення розрахунків введені наступні основні поняття:

– розрахункове тягове зусилля $P_{T, \text{роз}}$ – це максимальне зусилля на гаку, яке розвиває трактор на першій передачі при буксуванні ведучих коліс не більше 17 % для колісних і 6 % для гусеничних тракторів;

– мінімальне тягове зусилля $P_{T, \text{мін}}$ – це зусилля на гаку, яке розвиває трактор на вищій робочій передачі.

Тягове зусилля, на яке має бути розрахований трактор і яке слід використовувати:

$$P_{T, \text{роз}} = K_i P_{T, \text{н}}, \quad (2)$$

де K_i – коефіцієнт запасу за тягою: $K_i = 1,25 \dots 1,3$ для колісних тракторів тягового класу 3, $K_i = 1,1 \dots 1,15$ для колісних вище за клас 3 і гусеничних тракторів; $P_{T, \text{н}}$ – номінальне тягове зусилля на гаку проектного трактора, яке визначається тяговим класом за типажем.

Мінімальне тягове зусилля, що розвивається трактором на вищій передачі, приймають рівним номінальному тяговому зусиллю для попереднього тягового класу на даному ґрунтовому фоні:

$$P_{T.min} = P'_{T.H} \quad (3)$$

Відношення розрахункового тягового зусилля до мінімального називають розрахунковим тяговим діапазоном трактора та визначають за формулою:

$$D_T = P_{T.роз} / P_{T.min} = K_{i T.H} P'_{T.H} \quad (4)$$

Для тракторів, що не належать до типу та не пов'язані з іншими класами (спеціальні, промислові та ін.), слід приймати $D_T = 2$.

Визначення тягово-потужнісних властивостей трактора. Тракторний агрегат, який рухається або виконує агротехнічні операції, є автономною динамічною системою, основні зовнішні впливи на яку, призводять до зміни сил опору руху і зміни кількості енергії, що використовується на переміщення. При оцінці тягово-потужнісних властивостей трактора у складі машинно-тракторного агрегату ефективний метод парціальних прискорень [12], який базується на рішенні зворотної задачі динаміки: при відомому прискоренню агрегату оцінюються тягово-потужнісні властивості трактора.

Запропоновано оцінювати тягове зусилля на ведучих колесах P_T і на гаку $P_{ГК}$ трактора за залежностями:

$$P_T = (m_T + m_{сг}) \left[\dot{v}_T(v) - \dot{v}_T^B(v) \right], \quad (5)$$

$$P_{ГК} = m_T \left[\dot{v}_{Tf}(v) - \left(1 + \frac{m_T}{m_{сг}} \right) \dot{v}_T^B(v) \right], \quad (6)$$

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

Таким чином, для визначення P_T за відомих m_T , $m_{сг}$ оцінюється різниця $\dot{v}_T(v)$ і $\dot{v}_T^B(v)$; при визначенні $P_{ГК}$ оцінюється прискорення розгону трактора за дії тільки опору коченню на колесах.

При відомій швидкості трактора оцінюється ефективна потужність двигуна $N_e(v) = P_T v_T$ і потужність на гаку трактора $N_{ГК}(v) = P_{ГК} v_T$.

Оскільки P_T відповідає силі тяги на ведучих колесах трактора без урахування втрат на тертя в трансмісії при швидкості руху агрегату $V_{ар}$ ефективну потужність двигуна можна оцінити за залежністю

$$N_e(V) = P_T V_{ар} = (m_T + m_{сг}) V \left[\dot{V}_{ар}(V) - \dot{V}_{арв}(V) \right]. \quad (7)$$

При виконанні агрегатом певної технологічної операції потужність на гаку трактора визначається за залежністю:

$$N_{ГК}(V) = P_{ГК} V_{ар} = m_{ар} V_{ар} \left[\dot{V}_{Tf}(V) - \left(1 + \frac{m_{сг}}{m_{ар}} \right) \dot{V}_{арв}(V) \right]. \quad (8)$$

По співвідношенню $N_{ГК}(v)$ та $N_e(v)$ оцінюється тяговий ККД трактора

$$\eta_T(V) = \frac{N_{ГК}(V)}{N_e(V)} = \frac{\dot{V}_T^f(V) - \dot{V}_T^B(V)}{\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^B(V)}. \quad (9)$$

Оцінка тягового ККД трактора з відомою масою m_T при агрегуванні з сільськогосподарською машиною $m_{сг}$ виконується шляхом порівняння прискорень

тракторного агрегату при розгоні та вільному вибігу $\dot{V}_T(V)$ з вільним вибігом одиночного трактора $\dot{V}_T^B(V)$ під дією тільки сили опору коченню на колесах трактора $\dot{V}_T^f(V)$.

Визначення буксування рушіїв трактора. За відомими методиками [7, 14] буксування коліс трактора рекомендується визначати за рахунок визначення швидкості обертання коліс та робочої швидкості трактора (рис. 4).

Пристрій працює наступним чином. При русі трактора інформація від датчика поздовжнього прискорення 7 поступає на вхід блоку інтегрування 4 модуля порівняння 3, який здійснює оброблення сигналу у часі з деяким заданим інтервалом.

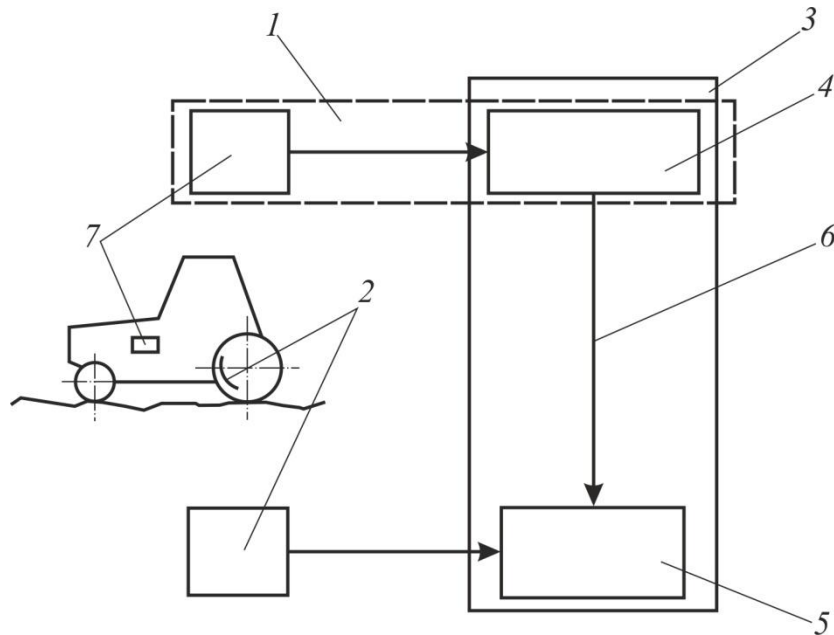


Рис. 4. Схема пристрою визначення величини буксування рушіїв трактора

1 – датчик дійсної швидкості; 2 – датчик кутової швидкості ведучого колеса трактора; 3 – модуль порівняння; 4 – блок інтегрування; 5 – блок порівняння; 6 – лінія зв'язку; 7 – датчик поздовжнього прискорення трактора. Блок інтегрування 4 обробляє цей сигнал і визначає дійсну швидкість машини за виразом

$$v_d(t) = v_d(t - \Delta t) + j(t)\Delta t, \quad (10)$$

де $v_d(t - \Delta t)$ – дійсна швидкість трактора, встановлена в попередньому кроці відліку в момент часу t ; $j(t)$ – прискорення корпусу трактора в момент час t ; Δt – часовий інтервал між вимірюваннями.

У подальшому значення $v_d(t)$ по лінії 6 поступають на блок порівняння 5, на який одночасно поступає інформація від датчика 2 теоретичної швидкості (наприклад, вимірюється частота обертання ведучого колеса). Поступальна теоретична швидкість v_t завжди пропорційна кутовій $w(t)$ (наприклад, ведучого колеса) і відрізняється на величину радіуса кочення колеса r :

$$v_t(t) = w(t)r. \quad (11)$$

Одночасно блок порівняння 5 здійснює оброблення отриманої інформації і вираховує величину буксування у відповідності з виразом:

$$\delta(t) = \frac{v_t(t) - v_d(t)}{v_t(t)}. \quad (12)$$

Даний пристрій у порівнянні з відомими дозволяє спростити процедуру визначення величини буксування, підвищити швидкодію пристрою і забезпечити безперервний процес вимірювання буксування.

Позитивною якістю даного пристрою є те, що він дозволяє встановити величину буксування трактора при виконанні технологічного процесу, у тому числі при відборі потужності через вал відбору потужності.

Недоліки: не враховується динамічний радіус ведучого колеса, проблематичне його використання при коректуванні напрямку руху трактора.

Ефективність баластування трактора. В останній час для підвищення тягових властивостей трактора пропонується підвищення ваги баласту до 100 % від експлуатаційної ваги трактора за декларацією закордонних фірм. Можна погодитися з думкою науковців [15] про сумнівність баластування трактора до 100 % його маси. Позитивному результату його баластування немає ні теоретичного, ні практичного підтвердження.

Ефективність баластування тракторів провідних світових тракторних виробників підтверджується на випробуваннях у тракторній випробувальній лабораторії університету Небраски (США) [16]. Наприклад, на випробуваннях трактора John Deere 8400R Diesel (N_e – 252,26 кВт, маса баласту – 2678 кг) ефективність баластування доведена для певних швидкостей руху. На швидкостях руху без баласту/з баластом 5,86/5,63 км/год. трактор має тягове зусилля відповідно 131,45/161,59 кН, тобто підвищується на 23 %, на швидкостях 8,53/8,75 км/год. тягове зусилля знижується на 10 %. Отже, застосування баласту ефективно до певного підвищення швидкостей руху.

Ефективність баластування трактора істотно залежить від його роботи на різних агрофонах. Наприклад, при роботі трактора John Deere 6230 (N_e – 70 кВт, m – 4390 кг) з баластом (m_b – 1040 кг) витрати потужності на пересування трактора на стерні колосових культур дорівнюють 7,8 кВт (11,14 % від N_e двигуна), на полі підготовленому під посів, – 22,6 кВт (32,2 % від N_e двигуна).

Для тракторів при виконанні технологічного процесу необхідно наукове обґрунтування ефективності баластування від швидкості його руху і агрофону оброблюваного поля.

Висновки. Аналіз відомих експериментальних методів і засобів оцінки тягових властивостей трактора показав, що для умов експлуатації найбільш прийнятним є спосіб, який базується на вимірюваннях його прискорень. Тому доцільно вдосконалити класичні теоретичні методики оцінки тягових властивостей з використанням поправочних коефіцієнтів, які визначаються на основі експериментів і дозволяють врахувати стохастичні параметри роботи трактора при виконанні технологічної операції.

Питання баластування трактора, що розглянуто в роботі, як можливий спосіб зменшення буксування і можливості більш повної реалізації потенційних можливостей трактора по двигуну показав необхідність наукового обґрунтування ефективності баластування трактора в залежності від швидкості його руху і агрофону оброблюваного поля.

Список літератури:

1. Трактори Теорія. Підручник для студентів вузів / В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов і др.; під заг. ред. В.В. Гуськова. М. : Машинобудування, 1988. 376 с.
2. Лебедев А.Т. Сучасні проблеми теорії трактора / А. Лебедев // Техніка і технології АПК. 2021. № 1 (118). С. 20-25.
3. Лебедев А.Т. Наука про трактори: проблеми та рішення. Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків, 2007. Вип. 60. С. 5 – 15.
4. ДСТУ 7463:2013. Сільськогосподарська техніка. Трактори сільськогосподарські. Класифікація показників [Чинний від 2014-01-01]. К., 2013, 11с (національний стандарт України).
5. 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>

6. Ребров О.Ю. Визначення максимального тиску на ґрунт сільськогосподарських шин при різних способах баластування трактора / О.Ю. Ребров // Автомобільний транспорт. 2019. Вип. 45. С. 112-122.
7. ДСТУ ISO 789-9:2019 Сільськогосподарські трактори. Методики випробування. Частина 9. Визначення потужності на зчпному брусі (2019). [Чинний від 2019-11-01]. 2019. 11 с.
8. ДСТУ 7416:2013 Сільськогосподарські та лісогосподарські трактори. Зусилля та опір тягові. Загальні вимоги (2013). [Чинний від 2013-12-11]. К., 2013. 7 с. (Національний стандарт України)
9. Трактори та автомобілі. 4.8. Практикум. Основи теорії та розрахунку тракторів і автомобілів: навч. посібник / В.М. Антощенко, Р.В. Антощенко, М.П. Артьомов, А.Т. Лебедев // За ред. проф. А.Т. Лебедева. Х.: Факт, 2013. 260 с.
10. Пат. 2396535 РФ, МПК G 01 M 17/007 (2006.01). Гидромеханическое устройство для тяговых испытаний машин / Хабардин В.Н. Хабардин С.В., Чубарева М.В., Шелкунова Н.О., Пивкин И.В., Мерзляков А.В.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. с.-х. акад. № 2009134572/11; заявл. 15.09.09; опубл. 10.08.10, Бюл. № 22.25 с.
11. Пат. 2164670 РФ, МПК 7 G 011 5/13. Способ определения максимальной силы тяги на крюке транспортного средства / Хабардин В.Н.; заявитель и патентообладатель Иркут. гос. с.-х. акад. № 96115966/28; заявл. 31.07.96; опубл. 27.03.01, Бюл. №9. 5 с.
12. Артемов Н.П. Метод парциальных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский, Д.М. Клец, А.И. Коробко, В.В. Задорожная; под ред. Подригало М. А. Х. : Міськдрук, 2012. 220 с.
13. Лебедев А.Т. Кваліметрія та метрологічне забезпечення випробувань тракторів / А.Т. Лебедев, С.А. Лебедев, А.І. Коробко; Під ред. А.Т. Лебедева. Харків : Вид-во «Міськдрук», 2018. 394 с.
14. Пат. UA 109277, МПК G01M 17/00, G01P 3/00, G01M 15/00 (2016.01). Комбінований вимірювальний комплекс моніторингу буксування і швидкості машинно-тракторних агрегатів / Коробко А. І., Лебедев А.Т., Лебедев С.А., Мальцев В.П., Хлопов Г.І., Шуляк М.Л. ; власник Державна наукова установа «Український науково-дослідний інститут прогнозування і випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» Харківська філія. № u 2016 00396; заявл. 18.01.2016; опубл. 25.08.2016. Бюл. № 16.
15. Надикто В. Нові елементи теорії тягової динаміки та експлуатації колісних тракторів / В. Надикто, В. Кюрчер // Техніка і технології АПК. 2021. № 4 (117). С.21-28.
16. Nebraska Tractor Test Laboratory [Електронне джерело]. Режим доступу до ресурсу: TEST REPORT SEARCH | Tractor Test Lab | Nebraska (unl.edu).

References (transliterated):

1. Traktory Teoriiia. Pidruchnyk dlia studentiv vuziv / V.V. Huskov, N.N. Velev, Yu.E. Atamanov y dr.; pid zah. red. V.V. Huskova. M. : Mashynobuduvannia, 1988. 376 s.
2. Lebediev A.T. Suchasni problemy teorii traktora / A. Lebediev // Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 1 (118). S. 20-25.
3. Lebediev A.T. Nauka pro traktory: problemy ta rishennia. Traktorna enerhetyka v roslynnystvi: Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv, 2007. Vyp. 60. S. 5 – 15.
4. DSTU 7463:2013. Silskohospodarska tekhnika. Traktory silskohospodarski. Klasyfikatsiia pokaznykiv [Chynnyi vid 2014-01-01]. K., 2013, 11s (natsionalnyi standart Ukrainy).
5. OECD standardcodefortheofficialtestingofagriculturalandforestrytractorperformance. CODE 2. February 2019. URL: <https://www.oecd.org/agriculture/tractors/codes/02-oecd-tractor-codes-code-02.pdf>
6. Rebrov O.Iu. Vyznachennia maksymalnoho tysku na hrunt silskohospodarskykh shyn pry riznykh sposobakh balastuvannia traktora / O.Iu. Rebrov // Avtomobilnyi transport. 2019. Vyp. 45. S. 112-122.
7. DSTU ISO 789-9:2019 Silskohospodarski traktory. Metodyky vyprovuvannia. Chastyna 9. Vyznachennia potuzhnosti na zchpnomu brusi (2019). [Chynnyi vid 2019-11-01]. 2019. 11 s.
8. DSTU 7416:2013 Silskohospodarski ta lisohospodarski traktory. Zusyllia ta opir tiahovi. Zahalni vymohy (2013). [Chynnyi vid 2013-12-11]. K., 2013. 7 s. (Natsionalnyi standart Ukrainy)
9. Traktory ta avtomobili. 4.8. Praktykum. Osnovy teorii ta rozrakhunku traktoriv i avtomobiliv: navch. posibnyk / V.M. Antoshchenkov, R.V. Antoshchenkov, M.P. Artomov, A.T. Lebediev // Za red. prof. A.T. Lebedieva. Kh.: Fakt, 2013. 260 s.
10. Pat. 2396535 RF, MPK G 01 M 17/007 (2006.01). Hydromekhanicheskoe ustroistvo dlia tiahovukh yspytanyi mashyn / Khabardyn V.N. Khabardyn C.B., Chubareva M.V., Shelkunova N.O., Pyvkyn Y.V., Merzliakov A.V.; zaiavytel y patentoobladatael Yrkut. hos. s.-kh. akad. № 2009134572/11; zaiavl. 15.09.09; opubl. 10.08.10, Biul. № 22. 25 s.
11. Pat. 2164670 RF, MPK 7 G 011 5/13. Spособ opredeleniya maksymalnoi syly tiahvy na kriuke transportnogo sredstva / Khabardyn V.N.; zaiavytel y patentoobladatael Yrkut. hos. s.-kh. akad. № 96115966/28; zaiavl. 31.07.96; opubl. 27.03.01, Biul. №9. 5 s.

12. Artemov N.P. Metod partysyalnukh uskorenyi y eho prylozhenia v dynamyke mobylnukh mashyn / N.P. Artemov, A.T. Lebedev, M.A. Podryhalo, A.S. Polianskyi, D.M. Klets, A.Y. Korobko, V.V. Zadorozhnaia; pod red. Podryhalo M. A. Kh. : Miskdruk, 2012. 220 s.
13. Lebediev A.T. Kvalimetriia ta metrolohichne zabezpechennia vyprobuvan traktoriv / A.T. Lebediev, S.A. Lebediev, A.I. Korobko; Pid red. A.T. Lebedieva. Kharkiv : Vyd-vo «Miskdruk», 2018. 394 s.
14. Pat. UA 109277, MPK G01M 17/00, G01P 3/00, G01M 15/00 (2016.01). Kombinovanyi vymiriuvalni kompleks monitorynhu buksuvannia i shvydkosti mashynno-traktornykh ahrehativ / Korobko A. I., Lebediev A. T., Lebediev S. A., Maltsev V. P., Khlopov H. I., Shuliak M. L. ; vlasnyk Derzhavna naukova ustanova «Ukrainskyi naukovodoslidnyi instytut prohnozuvannia i vyprobuvannia tekhniky i tekhnolohii dlia silskohospodarskoho vyrobnytstva imeni Leonida Pohoriloho» Kharkivska filia. № u 2016 00396; zaiavl. 18.01.2016; opubl. 25.08.2016. Biul. № 16.
15. Nadykto V. Novi elementy teorii tiahovoi dynamiky ta ekspluatatsii kolisnykh traktoriv / V. Nadykto, V. Kiurchev // Tekhnika i tekhnolohii APK. 2021. № 4 (117). S.21-28.
16. Nebraska Tractor Test Laboratory [Elektronne dzherelo]. Rezhym dostupu do resursu: TEST REPORT SEARCH | Tractor Test Lab | Nebraska (unl.edu).

Надійшла (received) 17.12.2022

Відомості про авторів / About the Authors

Лебедєв Анатолій Тихонович (Lebedev Anatoliy) – доктор технічних наук, професор, Сумський національний аграрний університет, професор кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID ID 0000-0002-1975-3323; tiaxntusg@gmail.com

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

Стельмах Андрій Миколайович (Stelmakh Andriy) – Сумський національний аграрний університет, аспірант кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна Stelmakh@gmail.com

А.П. КОЖУШКО, В.Д. ДАНИЛЕНКО, С.Г. СЕЛЕВИЧ

АНАЛІЗ РОЗВИТКУ ТРАНСМІСІЙНИХ УСТАНОВОК СУЧАСНИХ КОЛІСНИХ ТРАКТОРІВ

Проаналізовано технічні рішення світових тракторобудівників при побудові трансмісії колісних тракторів. При вирішенні поставленої мети використовувалась методика, яка передбачала аналіз трансмісії за способом трансформації крутного моменту (ступінчасті та безступінчасті) та принципом дії (механічні, гідравлічні, електричні). Як результат висвітлено моделі таких тракторобудівників як: Case IH, Claas, Deutz-Fahr, Fendt, John Deere, Massey Ferguson, New Holland, Steyr, Valtra. Практична значимість роботи полягає у наданні рекомендацій щодо актуальних технологій конструювання трансмісій колісних тракторів.

Ключові слова: колісний трактор, трансмісія, powershift, подвійне зчеплення, безступінчаста трансмісія, гібрид, електрифікація, електротрактор.

A. KOZHUSHKO, V. DANYLENKO, S. SELEVICH

ANALYSIS IN DEVELOPMENT OF TRANSMISSIONS FOR MODERN WHEELED TRACTORS

The increase in the production of agricultural food products leads to the creation of energy-rich wheeled tractors, which are able to realize the power of the engine by increasing the speed of movement (productivity) or traction characteristics. But this direction of development has a counterbalance in environmental protection actions. So, in the European Union, emissions of carbon monoxide, hydrocarbons, nitrogen oxides, solid particles, etc. are limited for off-road vehicles. The outlined directions of development are of a contradictory nature, so tractor manufacturers are trying to create transmission units designed to meet the performance and environmental needs of a wheeled tractor. Therefore, the material of this article aims to analyze the technical solutions of the world's tractor manufacturers in the construction of transmissions of wheeled tractors. When solving the set goal, a technique was used, which involved analysis by the method of torque transformation (stepped and stepless) and the principle of action (mechanical, hydraulic, electric). As a result, the models of such tractor manufacturers as: Case IH, Claas, Deutz-Fahr, Fendt, John Deere, Massey Ferguson, New Holland, Steyr, Valtra were analyzed. The practical significance of the work lies in the provision of recommendations on current technologies for the construction of transmissions of wheeled tractors.

Key words: wheeled tractor, transmission, powershift, double clutch, continuously variable transmission, hybrid, electrification, electric tractor.

Вступ. Продовольча безпека є пріоритетною та однією з найважливіших цілей будь-якої країни. За даними Продовольчої та Сільськогосподарської організацій ООН кількість населення на планеті Земля перевищить 9 млрд. осіб, що зумовлює до зростання виробництва продовольчих товарів. Це, в свою чергу, стає підґрунтям до створення енергонасичених колісних тракторів, які здатні реалізовувати потужність двигуна за рахунок збільшення швидкості руху (продуктивності) або тягових характеристик. Але даний напрямок розвитку має протизагугу в дії з захисту навколишнього середовища. Так, в Європейському Союзі з 2018 по 2021 роки запроваджувався «м'який» перехід на нові стандарти викидів Stage V для позадорожньої техніки, які обмежують викиди чадного газу, вуглеводнів, окисів азоту, твердих частинок, тощо. З метою дотримання цих вимог впроваджувалися наступні технології: вприскування Common Rail під високим тиском, рециркуляція охолоджених вихлопних газів, дизельний каталізатор окислення, селективне каталітичне відновлення та сажовий фільтр вихлопу.

Окресленні напрями розвитку мають суперечливий характер, тому тракторобудівники намагаються створювати силові установки, які б були покликані задовольняти потреби з продуктивності та екологічності колісного трактора. За принципом трансформації крутного моменту розрізняють ступінчасті та безступінчасті трансмісії, які за принципом дії поділяються на механічні, гідравлічні, електричні. Тракторобудівники також впроваджують альтернативні рішення при побудові силових агрегатів: гібридні (гідрооб'ємно-механічні

(ГОМТ) та електромеханічні трансмісії) або переходять на інше джерело живлення. Зважаючи на це, актуальним є проведення аналізу технічних рішень тракторобудівників трансмісійних силових установок для колісної техніки.

«Класична» будова трансмісії. Перші тракторні трансмісії базувались на механічній трансформації крутного моменту ступінчастим шляхом. Вони мали вузький діапазон регулювання швидкості. Їх розвиток відбувався в напрямках збільшення діапазонів ступеневого регулювання, числа кількості передач, можливості одночасної роботи приводів рушіїв та відбору потужності, збільшення числа місць відбору потужності, тощо. Наступним еволюційним кроком таких трансмісій стало впровадження немеханічних пристроїв безступінчастого регулювання (гідродинамічних, гідростатичних, електричних), а також за рахунок вдосконалення механізмів управління елементів трансмісії (зчеплення, коробки передач, диференціалів ведучих мостів, приводами відбору потужності, гальмівними механізмами) [1].

Механічні трансмісії з перемиканням передач рухомими шестернями з розривом потоку потужності (тобто зупинкою трактора) вже завершили своє існування і на нових моделях тракторів вже не застосовуються. Такий підхід обумовлено значними незручностями при експлуатації колісного трактора та зниженням продуктивності машинно-тракторного агрегату, а також з унеможливленням повноцінної реалізації потужності двигуна. Тому сьогодні популярними є механічні трансмісії, які мають змогу перемикати передачі під навантаженням (рис. 1).

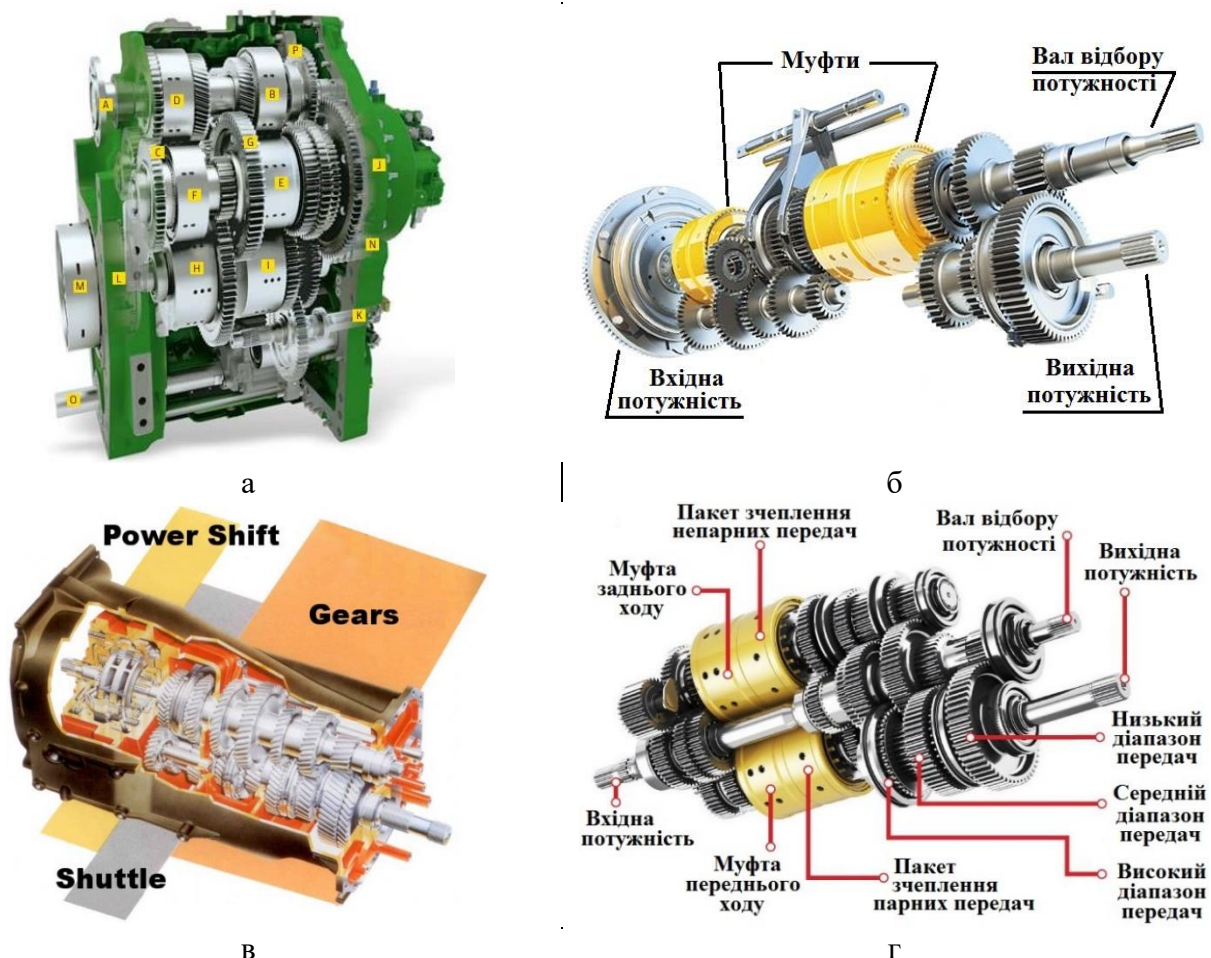


Рис. 1 – Приклади PowerShift світових тракторобудівників:

а – John Deere e23; б – New Holland Electro Command Semi-PowerShift [2]; в – Massey Ferguson 3140 з функцією Power Shuttle; г – New Holland Dynamic Command з Dual Clutch

В світовій термінології трансмісії, які під повним навантаженням перемикають передачі, називаються *PowerShift*. Під час напівсилового перемикання передач (*Semi-PowerShift*) оператор використовує зчеплення тільки між діапазонами і не на кожній передачі в межах діапазону (рис. 1б), тоді як повне силове перемикання не вимагає зчеплення прямо через діапазони та передачі [3]. За способом перемикання передач поділяються на гідро- та електрокеровані. Також слід відзначити впровадження додаткового агрегату для можливості перемикання напряму руху колісного трактора, тобто при русі вперед оператор-водій може потягнути за важіль та зупинити трактор і рухатися назад з тією ж швидкістю. Така функція називається *Power Shuttle* (або *Power Reverser* рис. 1в) [4]. Популярними є *PowerShift*, що мають розбиття за передачами: 16x16, 32x32. Збільшення кількості передач обумовлено бажанням задовольнити тягові властивості при виконанні технологічних робіт.

На базі *PowerShift* також відоме впровадження такого типу трансмісії, як *Double Clutch Transmission* (рис. 2), у якому крутний момент передається від одного зчеплення, що працює, до іншого зчеплення за допомогою контролю ковзання зчеплення. Обидва зчеплення по черзі вмикаються через різні передачі, і передача потужності продовжується під час перемикання передач через контроль крутного моменту зчеплення. Аналізуючи різновид таких трансмісій, відмітимо їх впровадження на тракторах New Holland, Case, Claas, John Deere, тощо [5 – 7].

Трансмісії *QuadriShift* від Claas та *DirectDrive* від John Deere використовують класичну технологію подвійного зчеплення: зміна швидкості відбувається за рахунок гідрокерованого перемикання передач без розриву потоку потужності [8, 9]. *Dyna E-Power* від Massey Ferguson пропонує використовувати технологію подвійного зчеплення для перемикання діапазону швидкостей, що забезпечить прогнозоване та плавне перемикання передач. Вона пропонує чотири діапазону з сімома швидкостями *PowerShift* кожна з напівперекриттями для максимальної продуктивності [10].

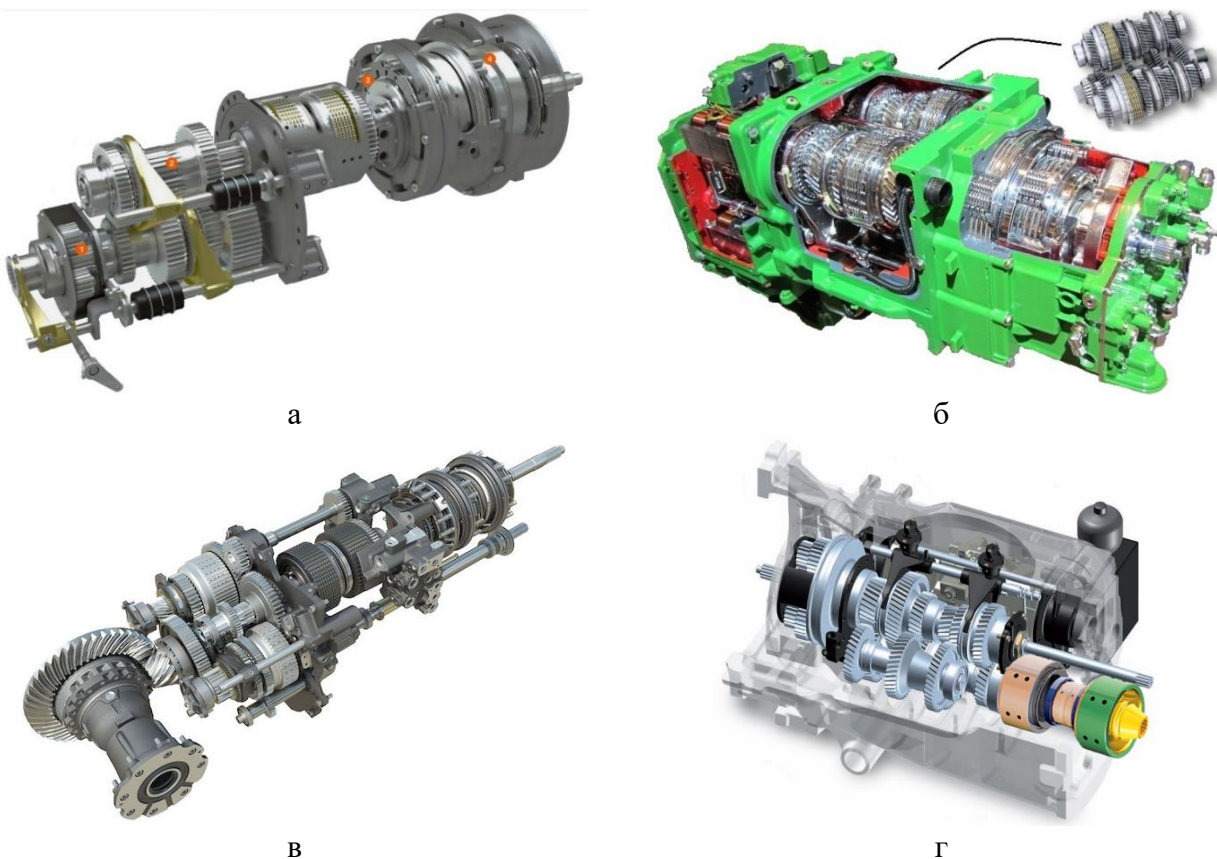


Рис. 2 – Приклади *Double Clutch Transmission* світових тракторобудівників:
 а – *QuadriShift* від Claas; б – *DirectDrive* від John Deere; в – *Dyna E-Power* від Massey Ferguson;
 г – CVT від Steyr

Унікальною трансмісією за своєю будовою є безступінчаста ГОМТ CVT від Steyr (рис. 2г), яка складається з гідравлічної та механічної гілок в поєднанні з технологією подвійного зчеплення (рис. 3). Інтелектуальна взаємодія гідравлічних і механічних компонентів забезпечує економічність колісного трактора.

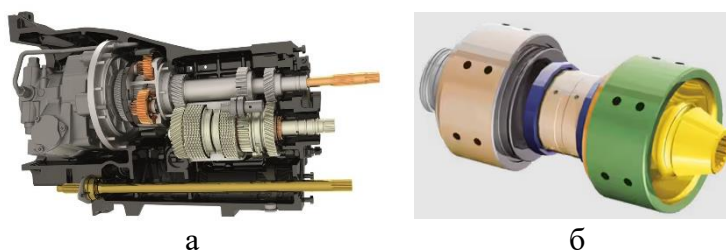


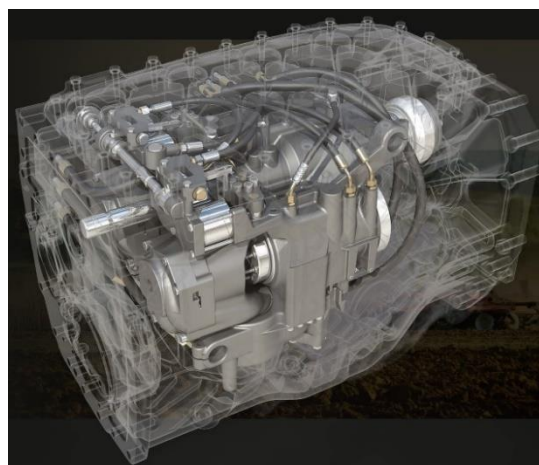
Рис. 3 – Складові безступінчастої трансмісії CVT від Steyr: а – ГОМТ; б – подвійне зчеплення

Гібридні силові агрегати. Найбільш розвиненими та розповсюдженими гібридними силовими установками є гідрооб'ємно-механічні трансмісії. Перша поява такої трансмісії датується 1965 роком, коли компанія Wheel Horse Products представила садовий трактор з гідравлічною CVT. Проте даний концепт не був сприйнятий тракторобудівниками за умови неякісної роботи гідравлічної гілки. Продовження та суттєвий поштовх у впровадженні даної технології було набуто у 1996 році, коли Fendt на колісному тракторі Fendt 926 представив трансмісію Vario. Через рік корпорація AGCO придбала Fendt та розширила впровадження таких трансмісій на моделі тракторів Challenger Tractor, Massey Ferguson і TerraGator [11].

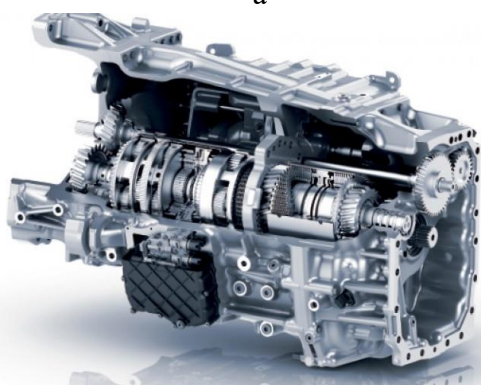
За своєю будовою ГОМТ (рис. 4) розрізняються за принципом розміщення планетарного механізму (суматора гідравлічної та механічної гілок) [12 – 14]: «диференціал на вході», «диференціал на виході» та змішана будова, яка передбачає наявність диференціалів, як на вході, так і на виході з трансмісії.



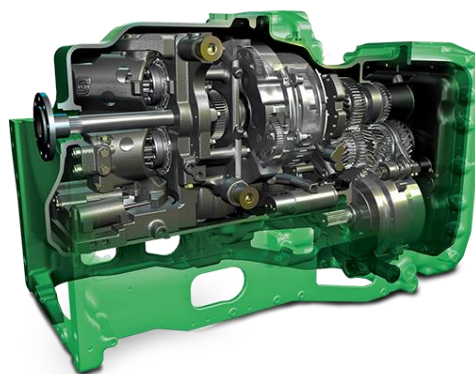
а



б



в



























г
















Рис. 4 – Приклади ГОМТ світових тракторобудівників:
а – Auto Command від New Holland; б – Dyna-VT від Massey Ferguson; в – TTV від Deutz-Fahr;
г – AutoPowr / IVT від John Deere

За останні десятиліття ГОМТ склала гідну конкуренцію механічним трансмісіям [15]. В табл. 1 наведено аналіз світових тракторобудівників з запропонованими видами трансмісій.

Таблиця 1 – Огляд видів трансмісій на відомих моделях тракторів

Case IH [16]				
55-120 к.с (Farmall)	110-140 к.с (Maxxum)	125-225 к.с (Puma)	280-400 к.с (Magnum)	400-600 к.с (Steiger)
				
Synchroshift (12F/12R; 20F/20R)	Synchroshift (12F/12R); Hi/Lo PowerShift (24F/24R); Semi Powershift (16F/16R)	Full-Powershift (18F/6R); Semi-Powershift (18F/6R)	PowerDrive (18F/4R; 19F/4R; 21F/5R)	Powershift (16F/4R)
CVX*				
Claas [17]				
72-101 к.с (NEXOS)	95-130 к.с (ARION 410-430)	140-170 к.с (ARION 620-640 C)	197-238 к.с (ARION 820-850)	320-410 к.с (ARION 920-950)
				
PowerShift (12F/12R; 24F/24R)	QuadriShift (16F/16R)	QuadriShift (16F/16R; 24F/24R)	HexaShift (24F/24R)	CMATIC*
Deutz-Fahr [18]				
66-116 к.с (Серія 5)	129-230 к.с (Серія 6)	247-287 к.с (Серія 7-8)	295-336 к.с (Серія 9)	
				
PowerShift (15F/15R; 30F/15R)	RCshift (30F/15R)	TTV*		
TTV*				
Fendt [19]				
79-517 к.с				
				
Vario*				
John Deere [20]				
50-250 к.с	75-155 к.с	110-410 к.с	390-640 к.с	
				
PowrReverser/PowrQuad (16F/16R); Powr8 (32F/16R); AutoQuad/CommandQuad/DirectDrive (24F/24R)		e23 (23F/11R)	e18 (18F/6R)	
AutoPowr / IVT*				
Massey Ferguson [21]				
75-120 к.с (MF 3)	105-145 к.с (MF 5S)	135-180 к.с (MF 6S)	155-210 к.с (MF 7S)	205-305 к.с (MF 8S)
				
PowerShift (15F/15R)	Dyna-4 (16F/16R); Dyna-6 (24F/24R)	Dyna-6 (24F/24R);		Dyna-7 (28F/28R); Dyna E-Power
Dyna-VT*				

закінчення табл. 1

New Holland [22]				
55-75 к.с. (T4)	80-117 к.с. (T5)	116-150 к.с. (T6)	150-313 к.с. (T7)	340-396 к.с. (T8)
				
Synchro Shuttle (12F/12R; 20F/20R); Powershuttle (12F/12R; 20F/20R)	Synchro Shuttle (20F/20R); Powershuttle (12F/12R); Split Command (24F/24R); Dual Command (24F/24R)	Electro Command; Dynamic Command	RC Semi (18-19F/6R); RC Full (18-19F/6R)	Ultra Command (19F/4R; 21F/5R)
Auto Command*				
Steyr [23]				
58-114 к.с. (Kompakt)	116-150 к.с. (Profi)	150-180 к.с. (Impuls)	185-240 к.с. (Absolut)	250-300 к.с. (Terrus)
				
Synchroshift (12F/12R); PowerShift (24F/24R)	S-Matic (16F/16R); PowerShift (24F/24R)	CVT*		
CVT*				
Valtra [24]				
75-135 к.с. (Серія А)	135-201 к.с. (Серія N)	155-271 к.с. (Серія T)	230-305 к.с. (Серія Q)	290-405 к.с. (Серія S)
				
Valtra Power Shuttle (12F/12R; 16F/16R; 24F/24R)	Valtra Power Shuttle (12F/12R; 16F/16R; 24F/24R)	Direct CVT*		AVT*
Direct CVT*				

* ГОМТ

З аналізу даних табл. 1 помітно, що використання ГОМТ загалом спостерігається на моделях з високою потужністю. Ця тенденція пояснюється більшою доцільністю використання ГОМТ на тракторах при виконанні тягових робіт за рахунок швидкого безступінчастого та плавного підбору необхідного передавального числа трансмісії.

Світові тракторобудівники почали глобальну електрифікацію сільськогосподарської техніки на базі гібридної концепції за допомогою інтегрованих системних рішень. Така тенденція перш за все обумовлена зниженням викидів в зовнішнє середовище та збільшенням продуктивності.

Першими кроками електрифікації колісних тракторів можна рахувати впровадження додаткового трьох-фазного електрогенератора на маховику двигуна (рис. 5). Так, в моделях John Deere 7430E/7530E Premium [25] і 6210RE, частина виробленої електроенергії від генератора споживалась допоміжними пристроями двигуна з електричним приводом: вентилятором радіатора та компресором кондиціонера, що дозволило якісно контролювати час роботи та швидкість цих пристроїв. Вироблена електроенергія може бути доступна на зовнішніх розетках. За результатами польових випробувань встановлено, що при порівнянні електрифікованої та звичайної версії трактора 7530, отримано зниження витрати палива на 4% при боронуванні та 16% при буксируванні причепа по дорозі [26].

Таку ж технологію надала Fendt у моделі X Консерт. Трактор і агрегат обмінюються даними через перевірену стандартизовану мережу ISOBUS. Електрична потужність до 130 кВт передається до знарядь у формі джерела постійної напруги 700 В через «POWERBUS». Таким же чином, POWERBUS забезпечує живлення внутрішніх споживачів трактора, таких як електричний привід вентилятора або насоси охолоджуючої рідини.

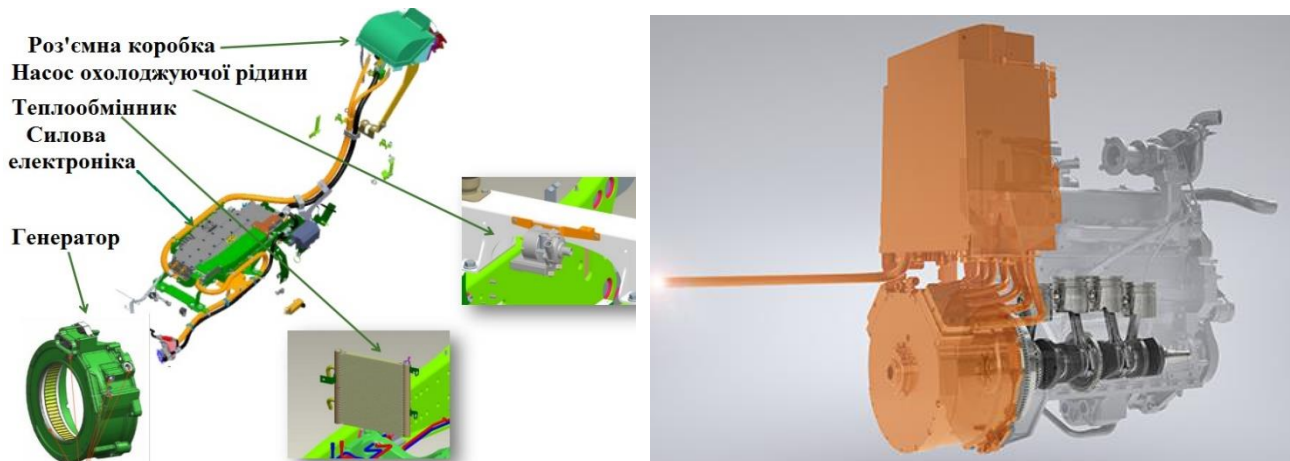


Рис. 5 – Компоненти електрифікації колісних тракторів:
а – John Deere 6210 RE [27]; б – Fendt X Concept [25]

Компанія Steyr представила інноваційний Hybrid Drivetrain Konzept (рис. 6), який побудовано за концепцією дизель/електричний гібрид. Основна увага зосереджена на перевагах систем електричного приводу, які могли б привести в дію легкий трактор з високою потужністю, що забезпечить зменшення паливної витрати близько 8%. Також зазначається, що даний концепт набагато ефективніший у збереженні стабільної максимальної швидкості під час руху в гору – це досягається завдяки застосуванню технології суперконденсаторів, яка дає змогу збільшити потужність трактора при

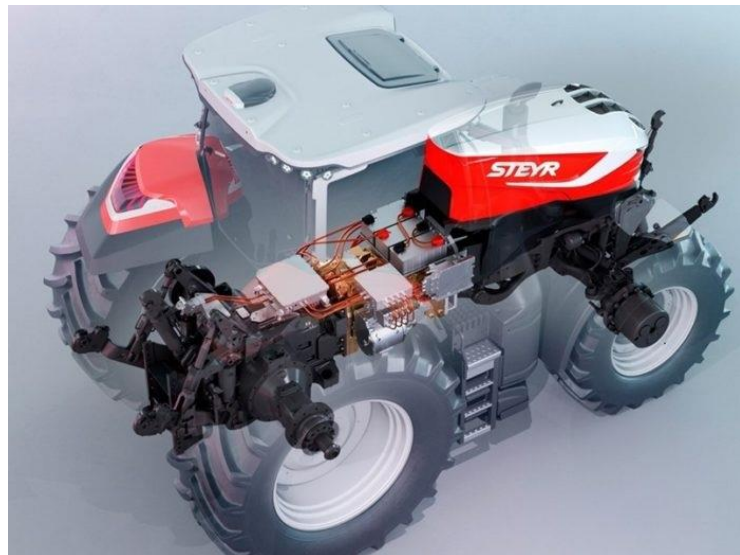


Рис. 6 – Hybrid Drivetrain Konzept від Steyr [28]

збільшенні опору руху. Це збільшує потужність трактора при збільшуванні опору руху, забезпечуючи при цьому збільшення інтенсивності прискорення до 25% та збереження стабільного швидкісного руху при виконанні тягових робіт з піковими навантаженнями в умовах високої тяги.

Також відомими гібридними концепціями є виробництва компаній ZF [29] та John Deere [30] (рис. 7), які побудовані на базі ГОМТ, це трансмісії eTERRAMATIC та eAutoPowr, відповідно. У цих трансмісіях електрична система – генератор та електродвигун – замінюють всю гідروоб'ємну передачу. Електричний двигун безпосередньо приводить в рух електрогенератор, від якого перетворений струм (з постійного в змінний) надходить до трансмісії. Обидва механізми є безщітковими та мають рідинне охолодження (частина виробленої енергії може подаватись у зовнішню розетку). Потім крутний момент передається від електродвигуна до планетарного механізму, де підсумовується механічна гілка потужності з електричною. Відомо, що трансмісія eAutoPowr дозволяє рухатися зі швидкістю до 5 км/год вперед і назад за рахунок енергії, отриманої тільки від електродвигуна.

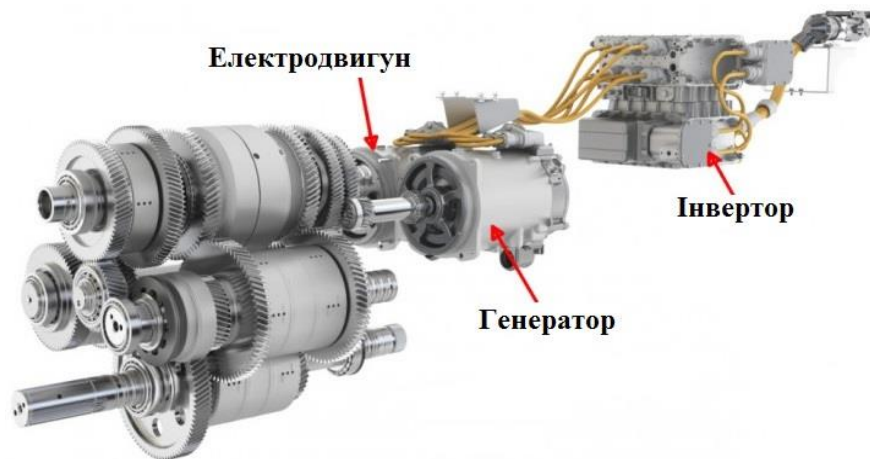
Електрична енергія також передається назовні до супутніх машин. Частина виробленої потужності може бути використана для системи приводу, частина – для зовнішньої розетки – до 80 кВт (eTERRAMATIC) та 100 кВт (eAutoPowr), з напругою 480 В (постійний струм).

Потужність, що передається назовні є не додатковою, а частиною, що розподіляється назовні і на привід трансмісії трактора. Відомо, що $\sim 80\%$ потужності, виробленої двигуном внутрішнього згоряння трактора, розподіляється на трансмісію, а до 20% на додаткові агрегати, які під'єднанні до зовнішньої розетки. Якщо зовнішнє живлення вимкнено, тоді 100% потужності направлено на трансмісію трактора. У майбутньому ВВП також може мати електричне живлення.

Варто відзначити, що приводи на агрегатах не мають постійного живлення від зовнішньої розетки, вони вмикаються автоматично, коли датчики фіксують пробуксовку коліс трактора. Також включення відбувається при русі машинно-тракторного агрегату в гору. Таким чином, дана технологія дозволяє зменшити баласт на тракторі, який зазвичай передбачає збільшення тяги, що також впливає на зменшення ущільнення ґрунту та споживання палива.



а



б

Рис. 7 – Електрофікація трактора на базі трансмісій:
а – eTERRAMATIC від ZF; б – eAutoPowr від John Deere

Електрифікований трактор на базі CLAAS Arion 650 [31] оснащений стартер-генератором колінчастого вала (синхронна машина постійного збудження, PSM) між дизельним двигуном і безступінчастою коробкою передач. Батарея високої напруги підключена безпосередньо до проміжного кола постійного струму та захищена роздільними контакторами в лініях високої напруги. Дизельний двигун можна від'єднати на вхідній стороні генератора від трансмісії, таким чином трактор від послідовної схеми переходить до паралельної схеми гібрида (рис. 8).

Повністю гібридне електричне (HEV) силове рішення для колісної сільськогосподарської техніки представлено від Case ProHybrid EECVT (рис. 9). Трактор на базі звичайного Case MXM з двигуном 120 кВт і двома електромашинами по 50 кВт кожна. Одна електрична машина, яка працює як генератор, виробляє енергію другій, яка працює як двигун. Надлишок енергії зберігається в батареї 11,5 кВт/год. Крім того, енергію від гальмування можна рекуперувати та відправляти в акумулятор. У цьому рішенні силової установки трактор може працювати в повністю електричному режимі або в гібридному режимі з дизельним двигуном і електродвигунами разом через трансмісію CVT [32].



Рис. 8 – Високовольтна система в CLAAS Arion 650 Hybrid



Рис. 9 – Case ProHybrid EECVT

Таким чином, електрифікація колісних тракторів на базі гібридних технологій базується на будові класичних механічних трансмісій та заміні гідравлічних гілок на електричні в концепції ГОМТ.

Силові агрегати на альтернативних джерелах.

Електричний трактор, який має повну електричну трансмісію, представлено компанією Multi Tool Trac з Нідерландів (рис. 10). Ця силова установка використовує 6-циліндровий дизельний двигун потужністю 210 к.с., що приводить в дію електричні силові агрегати з номінальною 4 x 22 кВт та максимальною 4 x 44 кВт потужністю, які постачають енергію до літій-іонної батареї ємністю 30 кВт·год. Це забезпечує 0,5 години безперервної роботи. Електрична енергія подається від батареї на 4 електродвигуни на колесах [25]. Трактор має унікальне регулювання ширини колії на ходу та п'ять положень для всіх поширених агрегатів і сільськогосподарських обладнань.



Рис. 10 – Multi Tool Trac

Компанія John Deere запропонувала повністю електромобільні трактори (EV). Автономний

трактор GridCON (рис. 11а) з постійним підключенням до електромережі з місця поля. Трактор оснащений спеціальною котушкою з кабелем живлення довжиною 1 км, встановленим у передній частині трактора. За допомогою кабелю живиться два електродвигуни, один потужністю 100 кВт для приводу трактора, а другий потужністю 200 кВт для виведення потужності на знаряддя. Трактор має максимальну швидкість 20 км/год. Також відомі дві повністю електричні трактори John Deere: модель 1RE, повністю електричний прототип невеликого компактного трактора з очікуваним часом роботи 4,5 год на одному заряді (рис. 11б); другий – Joker, прототип повністю електричної та повністю автономної машини (рис. 11в). Joker має потужність 500 кВт та не містить кабіну, що надає трактору статус повністю автономного. У 2021 році, на додаток до описаних розробок, компанія John Deere вже провела польові випробування автономних машин, що працюють у групі (рис. 11г). У цьому конкретному прикладі John Deere GridCON постачає електроенергію на John Deere Joker. Однак ідея полягає в тому, щоб забезпечити енергією кілька машин [33].



а



б



в



г

Рис. 11 – Електротрактори компанії John Deere:
а – GridCON; б – 1RE; в – Joker; г – GridCON та Joker

Компанія Fendt представила модель e100 Vario, який має вихідну потужність 50 кВт з літій-іонною батареєю ємністю 100 кВт·год і напругою 650 В (рис. 12). Для зарядки використовується або струм напругою 400 В і потужністю до 22 кВт, що підключається через роз'єм стандарту СЕЕ, або постійний струм від зарядної колонки Supercharging Option. При використанні роз'єму стандарту CCS типу 2 через 40 хв. акумулятор буде заряджений на 80%. Крім того, електродвигун дозволяє рекуперувати енергію і в процесі роботи. Час роботи оцінено в 5 годин при помірному навантаженні [34].



Рис. 12 – Fendt e100 Vario

Також можна відмітити такі електротрактори: Kramer 5055e, Escorts Farmtrac 26E, Case 580 EV «Project Zeus», Rigitrac SKE50, JCB 525-60e, ХТЗ-2511Е [35, 36], які побудовані за тими ж принципами, як і Fendt та John Deere.

Як видно з аналізу, побудова потужних електротракторів зараз неможлива, тому тракторобудівники намагаються апробувати технологію повної електрифікації тракторів на малопотужних моделях.

Висновки. В роботі представлено відомі конструкційні рішення силових установок сучасних колісних тракторів. Окреслено відмінності між наведеними рішеннями. Встановлено, що тракторобудівники в своїх моделях рівнозначно пропонують споживачам, як класичні PowerShift, так і ГОМТ. Використання тракторів з ГОМТ має більшу доцільність при виконанні тягових робіт за рахунок якіснішої пристосованості до зміни тягової навантаги. З метою підлаштування PowerShift під можливість оптимальної реалізації тягового зусилля тракторобудівники реалізують трансмісії з розбиттям 24x24 та 32x32. Також в останні роки проводяться роботи з електрифікації трансмісій шляхом розробки гібридних силових установок, які ґрунтуються на конструкції PowerShift та ГОМТ. Впровадження повністю електричних силових установок на колісних тракторах спостерігається на малопотужних моделях.

Список літератури:

1. Самородов В.Б., Бондаренко А.І., Кожушко А.П., Пелипенко Є.С., Мітцель М.О. Перспективні трансмісії колісних тракторів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Автомобіле- та тракторобудування.* 2014. – № 10 (1053). С. 3 – 10.
2. 16x16 Semi-PowerShift (SPS) Transmission [Електронний ресурс]. *Boothel Tractor Parts.* – Режим доступу: <https://www.bootheltractorparts.com/mobile/view-part.php?sn=381424> (дата звернення: 12.11.2022).
3. Clarke A. Understanding CVT and powershift transmissions when buying a tractor [Electronic resource]. *Farmers Weekly.* – Mode of access: <https://www.fwi.co.uk/machinery/tractors/understanding-cvt-and-powershift-transmissions-when-buying-a-tractor> (reference date: 12.11.2022).
4. Power shuttle [Електронний ресурс]. *Wikipedia.* – Режим доступу: https://en.wikipedia.org/wiki/Power_shuttle (дата звернення: 12.11.2022).
5. Moon S.P., Moon S.G., Kim J.S., Sohn J.H., Kim Y.J., Kim S.C. Transmission Efficiency of Dual-clutch Transmission in Agricultural Tractors. *Journal of Drive and Control.* 2022. Vol. 19, №. 1, P. 43 – 50. <https://doi.org/10.7839/KSFC.2022.19.1.043>
6. Galvagno E., Velardocchia M., Vigliani A. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission. *Mechanism and Machine Theory.* 2011. Vol. 46, № 6, P. 794 – 805. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.01.013>

7. Mattetti M., Michielan E., Mantovani G., Varani M. Objective evaluation of gearshift process of agricultural tractors. *Biosystems Engineering*. 2022. Vol. 224, 2022, P. 324 – 335, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.11.001>
8. QUADRISHIFT and HEXASHIFT [Електронний ресурс]. *Claas*. – Режим доступу: <https://www.claas.co.uk/products/tractors/arion400-2021/engine-drivetrain-2021/quadrishift-and-hexashift-/2491392> (дата звернення: 12.11.2022).
9. DirectDrive [Електронний ресурс]. *John Deere*. – Режим доступу: https://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2013/feature/transmissions/6r/directdrive_transmission.html (дата звернення: 12.11.2022).
10. Massey Ferguson MF 8S-Serie führt eine neue Ära praktischer, zuverlässiger und vernetzter Traktoren ein [Електронний ресурс]. *Massey Ferguson*. – Режим доступу: https://www.masseyferguson.com/de_de/discover-mf/news/news/mf-8s-series-introduces-new-era-tractors.html (дата звернення: 12.11.2022).
11. Gilbert B. History of IVT/CVT Transmissions [Electronic resource]. *Prezi*. – Mode of access: <https://prezi.com/dszmene31xp7/history-of-ivtcvt-transmissions/> (reference date: 12.11.2022).
12. Кожушко А.П. Результати моделювання роботи колісного трактора з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями, що працюють по схемі «диференціал на вході». *Сучасні технології в машинобудуванні та транспорті: Науковий журнал*. 2015. №1 (3). С. 93 – 102.
13. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями. *Сільськогосподарські машини: Зб. наук. ст.* 2015. №31. С. 70 – 82.
14. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Joournal of Enterprise Technologies*. 2016. № 4/7 (82). P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402
15. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *International Collection of scientific proceedings*. 2016. Vol. 6 (13). P. 49 – 57.
16. Our Products [Електронний ресурс]. *Case IH*. – Режим доступу: <https://www.caseih.com/emea/en-gb/home> (дата звернення: 16.11.2022).
17. CLAAS Group [Електронний ресурс]. *Claas*. – Режим доступу: <https://www.claas-group.com/> (дата звернення: 16.11.2022).
18. Tractors [Електронний ресурс]. *Deutz-Fahr*. – Режим доступу: <https://www.deutz-fahr.com/en-us/tractors> (дата звернення: 16.11.2022).
19. Traktoren von Fendt [Електронний ресурс]. *Fendt*. – Режим доступу: <https://www.fendt.com/de/traktoren> (дата звернення: 16.11.2022).
20. Tractors [Електронний ресурс]. *John Deere*. – Режим доступу: <https://www.deere.com/en/tractors/> (дата звернення: 16.11.2022).
21. Our Product Range [Електронний ресурс]. *Massey Ferguson*. – Режим доступу: <https://www.masseyferguson.com/en.html> (дата звернення: 16.11.2022).
22. Tractors & Telehandlers [Електронний ресурс]. *New Holland*. – Режим доступу: <https://agriculture.newholland.com/eu/en-uk?market=uk> (дата звернення: 16.11.2022).
23. TRACTORS [Електронний ресурс]. *Steyr Traktoren*. – Режим доступу: <https://www.steyr-traktoren.com/en-distributor/agriculture/produkte/traktoren> (дата звернення: 16.11.2022).
24. VALTRA TRACTOR RANGE [Електронний ресурс]. *Valtra*. – Режим доступу: <https://www.valtra.com/> (дата звернення: 16.11.2022).
25. Weymann S. Electric drivelines for tractors and agricultural machinery. Part 2. *Agricultural, Horticultural and Forest Engineering*. 2016, 61(5), P. 8 – 10.
26. Pessina D., Facchinetti D. Gemelli diversi. *Macchine Agricole*. 2009. № 7. P. 44 – 51. – Mode of access: http://www.researchgate.net/publication/303142160_Gemelli_diversi (reference date: 17.11.2022).
27. Krah J.O., Sobotzik J., Hambloch M. Tractor/implement electrification: Opportunities and challenges. *EtherCat in Mobile Applications*. 2013. 21 p. – Mode of access: https://www.ethercat.org/2013/mobile_applications/files/03_ethercat_mobile_app_johndeere.pdf (reference date: 17.11.2022).
28. STEYR unveils innovations to its Hybrid Drivetrain Konzept [Електронний ресурс]. *Driving Technology News*. – Режим доступу: <https://drivingtechnology.news/steyr-hybrid-drivetrain-konzept/> (дата звернення: 17.11.2022).
29. Auer M., Igl S., Grad K. Visions on electric drive components for implements and trailers. *29th Members Meeting*. 2019. 11 p.
30. Przekładnia John Deere eAutoPowr. Jak działa i jakie ma zalety? [Електронний ресурс]. *FARMER.pl*. – Режим доступу: <https://www.farmer.pl/technika-rolnicza/maszyny-rolnicze/przekladnia-john-deere-eautopowr-jak-dziala-i-jakie-ma-zalety,117607.html> (дата звернення: 17.11.2022).
31. Tetzlaff S. System-wide electrification and appropriate functions of tractor and implement. *Landtechnik*. 2015. № 70(5), P. 203 – 216. <http://doi.org/10.15150/lt.2015.2676>.
32. Caban J., Zarajczyk J., Szmigielski M. [et al.] Hybrid drive as a future in agricultural technology. *Proceedings of the Institute of Vehicles*. 2018, № 3(177), P. 19 – 27.

33. Kalociński T. Modern trends in development of alternative powertrain systems for non-road machinery. *Combustion Engines*. 2022, № 188(1), P. 42 – 54. <https://doi.org/10.19206/CE-141358>.
34. Mocera F., Somà A. A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines. *New Perspectives on Electric Vehicles*. 2022. <http://doi.org/10.5772/intechopen.99132>.
35. Самородов В.Б., Краснокутський В.М., Ткачов В.Ю. Розвиток електротракторів в Україні. *Вісник Національного технічного університету «ХПИ»*. Сер. : Автомобіле- та тракторобудування. 2020. № 2. С. 19 – 23.
36. Самородов В.Б., Краснокутський В.М., Ткачов В.Ю. Метод вибору акумуляторної батареї для електротракторів. Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доп. 29-ї міжнар. наук.-практ. конф. MicroCAD–2021. 2021. – С. 161.

References (transliterated):

1. Samorodov V., Bondarenko A., Kozhushko A., Pelypenko E., Mittsel M. Perspektyvni transmisii kolisnykh traktoriv [Prospective transmissions of wheeled tractors]. *Visnyk NTU "KhPI"*. Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2014. no 10 (1053). pp. 3 – 10.
2. 16x16 Semi-PowerShift (SPS) Transmission [Electronic resource]. *Boothel Tractor Parts*. URL: <https://www.bootheltractorparts.com/mobile/view-part.php?sn=381424> (accessed: 12.11.2022).
3. Clarke A. Understanding CVT and powershift transmissions when buying a tractor [Electronic resource]. *Farmers Weekly*. URL: <https://www.fwi.co.uk/machinery/tractors/understanding-cvt-and-powershift-transmissions-when-buying-a-tractor> (accessed: 12.11.2022).
4. Power shuttle [Electronic resource]. *Wikipedia*. URL: https://en.wikipedia.org/wiki/Power_shuttle (accessed: 12.11.2022).
5. Moon S.P., Moon S.G., Kim J.S., Sohn J.H., Kim Y.J., Kim S.C. Transmission Efficiency of Dual-clutch Transmission in Agricultural Tractors. *Journal of Drive and Control*. 2022. Vol. 19, №. 1, P. 43 – 50. <https://doi.org/10.7839/KSFC.2022.19.1.043>
6. Galvagno E., Velardocchia M., Vigliani A. Dynamic and kinematic model of a dual clutch transmission. *Mechanism and Machine Theory*. 2011. Vol. 46, № 6, P. 794 – 805. <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2011.01.013>
7. Mattetti M., Michielan E., Mantovani G., Varani M. Objective evaluation of gearshift process of agricultural tractors. *Biosystems Engineering*. 2022. Vol. 224, 2022, P. 324 – 335, <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2022.11.001>
8. QUADRISHIFT and HEXASHIFT [Electronic resource]. *Claas*. URL: <https://www.claas.co.uk/products/tractors/arion400-2021/engine-drivetrain-2021/quadrishift-and-hexashift-2491392> (accessed: 12.11.2022).
9. DirectDrive [Electronic resource]. *John Deere*. URL: https://salesmanual.deere.com/sales/salesmanual/en_NA/tractors/2013/feature/transmissions/6r/directdrive_transmission.html (accessed: 12.11.2022).
10. Massey Ferguson MF 8S-Serie führt eine neue Ära praktischer, zuverlässiger und vernetzter Traktoren ein [Electronic resource]. *Massey Ferguson*. URL: https://www.masseyferguson.com/de_de/discover-mf/news/news/mf-8s-series-introduces-new-era-tractors.html (accessed: 12.11.2022).
11. Gilbert B. History of IVT/CVT Transmissions [Electronic resource]. *Prezi*. URL: <https://prezi.com/dszmene31xp7/history-of-ivt-cvt-transmissions/> (accessed: 12.11.2022).
12. Kozhushko A. Rezultaty modelivannia roboty kolisnoho traktora z hidroobiemno-mekhanichnymy transmissiaymy, shcho pratsiuiut po skhemi «dyferentsial na vkhodi» [The results of modeling the operation of a wheeled tractor with hydraulic-volumetric-mechanical transmissions operating according to the "input differential" scheme]. *Suchasni tekhnolohii v mashynobuduvanni ta transporti: Naukovyi zhurnal [Modern technologies in mechanical engineering and transport: Scientific journal]*. 2015. no 1 (3). pp. 93 – 102.
13. Kozhushko A. Osoblyvosti roboty kolisnykh traktoriv z hidroobiemno-mekhanichnymy transmissiaymy [Peculiarities of the operation of wheeled tractors with hydro-volumetric-mechanical transmissions]. *Silskohospodarski mashyny: Zb. nauk. st [Agricultural machines: Coll. of science art]*. 2015. no 31. pp. 70 – 82.
14. Samorodov V., Kozhushko A., Pelipenko E. Formation of a rational change in controlling continuously variable transmission at the stages of a tractor's acceleration and braking. *Eastern-European Joournal of Enterprise Technologies*. 2016. № 4/7 (82). P. 37 – 44. DOI: 10.15587/1729-4061.2016.75402
15. Samorodov V., Pelipenko E. Analysis of the development modern transmission wheeled tractors. *International Collection of scientific proceedings*. 2016. Vol. 6 (13). P. 49 – 57.
16. Our Products [Electronic resource]. *Case IH*. URL: <https://www.caseih.com/emea/en-gb/home> (accessed: 16.11.2022).
17. CLAAS Group [Electronic resource]. *Claas*. URL: <https://www.claas-group.com/> (accessed: 16.11.2022).
18. Tractors [Electronic resource]. *Deutz-Fahr*. URL: <https://www.deutz-fahr.com/en-us/tractors> (accessed: 16.11.2022).
19. Traktoren von Fendt [Electronic resource]. *Fendt*. URL: <https://www.fendt.com/de/traktoren> (accessed: 16.11.2022).
20. Tractors [Electronic resource]. *John Deere*. URL: <https://www.deere.com/en/tractors/> (accessed: 16.11.2022).

21. Our Product Range [Electronic resource]. Massey Ferguson. URL: <https://www.masseyferguson.com/en.html> (accessed: 16.11.2022).
22. Tractors & Telehandlers [Electronic resource]. New Holland. URL: <https://agriculture.newholland.com/eu/en-uk?market=uk> (accessed: 16.11.2022).
23. TRACTORS [Electronic resource]. Steyr Traktoren. URL: <https://www.steyr-traktoren.com/en-distributor/agriculture/produkte/traktoren> (accessed: 16.11.2022).
24. VALTRA TRACTOR RANGE [Electronic resource]. Valtra. URL: <https://www.valtra.com/> (accessed: 16.11.2022).
25. Weymann S. Electric drivelines for tractors and agricultural machinery. Part 2. Agricultural, Horticultural and Forest Engineering. 2016, 61(5), P. 8 – 10.
26. Pessina D., Facchinetti D. Gemelli diversi. Macchine Agricole. 2009. № 7. P. 44 – 51. URL: http://www.researchgate.net/publication/303142160_Gemelli_diversi (accessed: 17.11.2022).
27. Krah J.O., Sobotzik J., Hambloch M. Tractor/implement electrification: Opportunities and challenges. EtherCat in Mobile Applications. 2013. 21 p. URL: https://www.ethercat.org/2013/mobile_applications/files/03_ethercat_mobile_app_johndeere.pdf (accessed: 17.11.2022).
28. STEYR unveils innovations to its Hybrid Drivetrain Konzept [Electronic resource]. Driving Technology News. URL: <https://drivingtechnology.news/steyr-hybrid-drivetrain-konzept/> (accessed: 17.11.2022).
29. Auer M., Igl S., Grad K. Visions on electric drive components for implements and trailers. 29th Members Meeting. 2019. 11 p.
30. Przekładnia John Deere eAutoPowr. Jak działa i jakie ma zalety? [Electronic resource]. FARMER.pl. URL: <https://www.farmer.pl/technika-rolnicza/maszyny-rolnicze/przekladnia-john-deere-eautopowr-jak-dziala-i-jakie-ma-zalety,117607.html> (accessed: 17.11.2022).
31. Tetzlaff S. System-wide electrification and appropriate functions of tractor and implement. Landtechnik. 2015. № 70(5), P. 203 – 216. <http://doi.org/10.15150/lt.2015.2676>.
32. Caban J., Zarajczyk J., Szmigielski M. [et al.] Hybrid drive as a future in agricultural technology. Proceedings of the Institute of Vehicles. 2018, № 3(177), P. 19 – 27.
33. Kalociński T. Modern trends in development of alternative powertrain systems for non-road machinery. Combustion Engines. 2022, № 188(1), P. 42 – 54. <https://doi.org/10.19206/CE-141358>.
34. Mocera F., Somà A. A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines. New Perspectives on Electric Vehicles. 2022. <http://doi.org/10.5772/intechopen.99132>.
35. Samorodov V., Krasnokutskyi V., Tkachov V. Rozvytok elektrotraktoriv v Ukraini [Development of electric tractors in Ukraine]. Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series. : Automobile and tractor construction]. 2020. no 2. pp. 19 – 23.
36. Samorodov V., Krasnokutskyi V., Tkachov V. Metod vyboru akumuliatornoj batarei dlia elektrotraktoriv [The method of choosing a battery for electric tractors]. Informatsiini tekhnolohii: nauka, tekhnika, tekhnolohiia, osvita, zdorovia: tezy dop. 29-yi mizhnar. nauk.-prakt. konf. MicroCAD-2021 [Information technologies: science, engineering, technology, education, health: theses add. 29th International science and practice conf. MicroCAD-2021]. 2021. – 161 p.

Надійшла (received): 10.12.2022 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: Andreykozhusko7@gmail.com

Даниленко Віталій Дмитрович (Vitalii Danilenko) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2787-3947>; e-mail: vitalii.ddanilenko@gmail.com

Селевич Сергій Геннадійович (Sergey Selevich) – кандидат технічних наук, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; e-mail: ntu.kpi.at@gmail.com

ЗМІСТ

Автомобілебудування

<i>Є.І. Калінін, С.А. Лебедєв, А.П. Кожушко, І.В. Колєсник</i> Оцінка стійкості руху колісного напівначіпного агрегату.....	3
<i>О.О. Ярита, В.О. Шаповаленко</i> Аналіз адаптивних підвісок та їх вплив на пасивну безпеку автомобіля.....	13
<i>О.О. Островерх</i> Підвищення експлуатаційних характеристик муфт зчеплення транспортних засобів при застосуванні фторопласту.....	22
<i>М.Є. Сергієнко, Н.М. Павлова, А.М. Сергієнко, Б.Г. Любарський, А.М. Борисенко, П.М. Калінін, С.О. Губський, О.М. Древал</i> Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном.....	31
<i>В.А. Макаров, О.Ю. Ребров, С.М. Мастепан, Т.В. Макарова, М.А. Мастепан, Д.П. Бастін</i> Особливості розробки програми розвитку виробничого процесу підприємства автосервісу.....	48
<i>С.О. Лузан, В.А. Бантковський, І.Ф. Кліменко, Л.О. Білоус</i> Підвищення ресурсу деталей засобів транспорту копозиційними матеріалами під час їх відновлювального ремонту.....	54
<i>М.А. Подригало, М.В. Байцур</i> Новий спосіб керування розподілом гальмівних сил між осями автомобіля.....	62
<i>Д.В. Черкашин, С.О. Губський, В.Л. Чухліб</i> Телеметричні системи моніторингу динамічних навантажень на валах трансмісійних систем.....	73
<i>С.І. Кривошапов, О.І. Назаров, М.Є. Сергієнко</i> Оцінка витрати палива автомобілів за питомими значеннями витрати палива та ефективної потужності.....	85

Тракторобудування

<i>Є.І. Калінін, О.Ю. Ребров, Ю.Ю. Козлов</i> Оцінка нерівномірності поступальної швидкості гусеничних рушіїв з трикутною формою обведення та верхнім розташуванням ведучого колеса.....	92
<i>О.Ю. Ребров</i> Баластування та здвоєння шин колісних сільськогосподарських тракторів за умов виконання агроекологічних норм дії на ґрунт.....	98
<i>А.Т. Лебедєв, М.Л. Шуляк, А.М. Стельмах</i> Аналіз методів та засобів оцінки тягових властивостей трактора.....	108
<i>А.П. Кожушко, В.Д. Даниленко, С.Г. Селевич</i> Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів.....	118

CONTENTS

Automobile construction

<i>E. Kalinin, S. Lebedev, A. Kozhushko, I. Koliesnik</i> Assessment of the stability of motion of a wheel semi-track unit.....	3
<i>O. Yarita, V. Shapovalenko</i> Analysis of adaptive suspensions and their impact on passive vehicle safety.....	13
<i>A. Ostroverkh</i> Increasing the performance characteristics of clutches of vehicles when using fluoroplast.....	22
<i>M. Sergienko, N. Pavlova, A. Sergienko, B. Lyubarsky, A. Borysenko, P. Kalinin, S. Gubskyi, O. Dreval</i> Results of modeling of components and working processes of a hybrid car with an asynchronous motor.....	31

<i>V. Makarov, O. Rebrov, S. M.; T. Makarova, M. Mastepan, D. Bastin</i> Features of the development of the production process evolution program of the auto servicing enterprise.....	48
<i>S. Luzan, V. Bantkovskiy, I. Klymenko, L. Bilous</i> Increasing the resource of vehicle parts by composite materials during their restoration repair.....	54
<i>M. Podrigalo, M. Baitsur</i> A new way to control the distribution of braking forces between the axles of the car.....	62
<i>D. Cherkashyn, S. Hubskey, V. Chukhlib</i> Telemetry systems for monitoring dynamic loads on transmission system shafts.....	73
<i>S. Krivoshapov, A. Nazarov, N. Sergienko</i> Assessment of the fuel consumption of cars by specific values of fuel consumption and effective power.....	85

Tractor construction

<i>E. Kalinin, O. Rebrov, Y. Kozlov</i> Assessment of unevenness of feeding speed of track drives with a triangular circuit form and upper location of the drive wheel.....	92
<i>O. Rebrov</i> Ballasting and dual tires using of wheeled agricultural tractors under the conditions of fulfilling agro-ecological standards for soil interaction.....	98
<i>A. Lebedev, M. Shuliak, A. Stelmakh</i> Analysis of methods and devices for evaluation of the traction properties tractor.....	108
<i>A. Kozhushko, V. Danylenko, S. Selevich</i> Analysis in development of transmissions for modern wheeled tractors.....	118

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

Збірник наукових праць

№ 2'2022

Наукові редактори: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Кожушко А.П. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічний редактор: Шевцов В.М., канд. техн. наук, доцент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Підп. до друку 29.12.2022 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 8,37. Облік.-вид. арк. 11. Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна.

Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.