

**Антощенко Роман Вікторович**, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю Державного біотехнологічного університету

**Череватенко Галина Ігорівна**, аспірант кафедри мехатроніки, безпеки життєдіяльності та управління якістю Державного біотехнологічного університету

**Антощенко Віктор Миколайович**, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри тракторів і автомобілів Державного біотехнологічного університету

**Скляр Олександр Григорович**, кандидат технічних наук, професор, завідувач кафедри експлуатації та технічного сервісу машин Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**Скляр Радміла Вікторівна**, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри експлуатації та технічного сервісу машин Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного

**Antoshchenkov Roman**, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Mechatronics, Life Safety and Quality Management, State Biotechnological University <https://orcid.org/0000-0003-0769-7464>

**Cherevatenko Halyna**, Postgraduate student of the Department of Mechatronics, Life Safety and Quality Management, State Biotechnological University <https://orcid.org/0000-0002-8972-3875>

**Antoshchenkov Viktor**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Tractors and Automobiles, State Biotechnological University, <https://orcid.org/0000-0002-1136-5430>

**Sklyar Oleksandr**, Candidate of Technical Sciences, Professor, Head of the Department of Operation and Technical Service of Machines, Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University, <https://orcid.org/0000-0002-0456-2479>

**Sklyar Radmila**, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor, Associate Professor of the Department of Operation and Technical Service of Machines, Dmytro Motorny Tavria State Agrotechnological University <https://orcid.org/0000-0002-1547-5100>

## ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ МІЖКОЛІСНОГО ДИФЕРЕНЦІАЛА НА ДИНАМІЧНІ ТА ТЯГОВО-ЕНЕРГЕТИЧНІ ПОКАЗНИКИ ПОВНОПРИВІДНОГО ЧОТИРИКОЛІСНОГО ТРАКТОРА STUDY OF THE INFLUENCE OF THE INTER-WHEEL DIFFERENTIAL ON THE DYNAMIC AND TRACTION-ENERGY INDICATORS OF AN ALL-WHEEL DRIVE FOUR-WHEELED TRACTOR

Антощенко Р. В., Череватенко Г. І., Антощенко В. М., Скляр О. Г., Скляр Р. В. Дослідження впливу міжколісного диференціала на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного чотириколісного трактора. *Український журнал прикладної економіки та техніки*. 2025. Том 10. № 2. С. 322 – 327.

Antoshchenkov R., Cherevatenko H., Antoshchenkov V., Sklyar O., Sklyar R. Study of the influence of the inter-wheel differential on the dynamic and traction-energy indicators of an all-wheel drive four-wheeled tractor. *Ukrainian Journal of Applied Economics and Technology*. 2025. Volume 10. № 2, pp. 322 – 327.

У статті наведено результати досліджень впливу міжколісного диференціала на динамічні та тягово-енергетичні показники повнопривідного чотириколісного трактора. Встановлено, що існує стала тенденція створення та експлуатації енергонасичених тракторів, що працюють у складі широкозахватних сільськогосподарських агрегатів. Блокування диференціала колісних тракторів позитивно впливає на тягові показники. У блокованому приводі між кутовими швидкостями коліс трактора існує певне постійне співвідношення. У такому приводі можлива циркуляція паразитної потужності трансмісії. При цьому відбувається зниження тягового ККД трактора загалом, збільшується зношування шин, а також мають місце підвищені динамічні навантаження на елементи трансмісії. Для оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку складено кінематичну модель тягово-транспортної машини з шарнірно-з'єднаною рамою (на прикладі трактора ХТЗ-243КС). Розроблений метод оцінки впливу міжколісного диференціала на траєкторії руху пів рам трактора та тягово-енергетичні показники потребує валідації через проведення експериментальних досліджень. Під час таких досліджень використано вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин. Встановлено вплив міжколісного диференціала на траєкторії руху пів рам трактора залежно від кута зламу пів рам трактора 5°, 10°, 20°. Встановлено вплив міжколісного диференціала на тягово-енергетичні показники трактора. Визначено дотичні сили тяги на колесах, що знаходиться в межах від 3550 Н до 4250 Н для передніх та від 1325 Н до 1855 Н для задніх коліс повнопривідного колісного трактора. Розбіжність між значеннями дотичних сил тяги коліс та кутів зламу пів рам трактора, що визначені теоретично та отримано під час експериментальних досліджень, складає 2%. Розроблений метод оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку колісного повнопривідного трактора необхідно вважати валідним. Запропонований у роботі метод можна застосовувати для оцінки динаміки колісних автотранспортних засобів.

**Ключові слова:** трактор, диференціал, блокування, дотична сила, крутний момент, траєкторія, кут зламу.

The article presents the results of studies of the outflow between the wheel differential on the dynamic and traction and energy indicators of an all-wheel drive four-wheeled tractor. It has been established that there is a steady trend in the creation and operation of energy-saturated tractors operating as part of wide-field agricultural units. Locking the differential of wheeled tractors has a positive effect on traction performance. In a locked drive, there is a particular constant relationship between the angular velocities of the tractor wheels. In such a drive, the circulation of the parasitic power of the transmission is possible. At the same time, there is a decrease in the traction efficiency of the tractor, tire wear increases, and dynamic loads on the transmission elements increase. To assess the flow between the wheel differential on the dynamics, a kinematic model of a traction and transport machine with an articulated frame was compiled (on the example of the KhTZ-243KS tractor). The developed method for estimating the flow between the wheel differential on the trajectory of the tractor half-frames and traction and energy indicators requires validation through experimental studies. During such studies, a measuring system of dynamics and energy of mobile machines was used. The influence of the wheel differential on the trajectories of the tractor half-frames depends on the fracture angle of the tractor half-frames 5, 10, and 20. The influence between the wheel differentials on the traction and energy indicators of the tractor has been determined. The tangential traction forces on the wheels have been determined, which range from 3550 N to 4250 N for the front and from 1325 N to 1855 N for the rear wheels of an all-wheel drive tractor. Determined theoretically and obtained during experimental studies is 2%. The developed method for estimating the flow between the wheel differential on the dynamics of a wheeled all-wheel drive tractor must be considered valid. The method proposed in the paper can be used to assess the dynamics of wheeled vehicles.

**Keywords:** tractor, differential, locking, tangent force, torque, trajectory, fracture angle.

© Антощенко Роман Вікторович, Череватенко Галина Ігорівна, Антощенко Віктор Миколайович, Скляр Олександр Григорович, Скляр Радміла Вікторівна, 2025

ISSN 2415-8453. Український журнал прикладної економіки та техніки. 2025 рік. Том 10. № 2.

## Вступ

Існує стала тенденція створення та експлуатації енергонасичених колісних тракторів, що працюють у складі широкозахватних сільськогосподарських агрегатів. Такі сільськогосподарські машинно-тракторні агрегати (МТА) повинні працювати в умовах підвищених швидкостей та навантажень, а отже, трактор повинен забезпечувати найбільші тягові показники. Блокування диференціала колісного трактора позитивно впливає на тягові показники. У блокованому приводі між кутовими швидкостями коліс трактора існує певне постійне співвідношення. У такому приводі можлива циркуляція паразитної потужності трансмісії. При цьому відбувається зниження тягового ККД трактора загалом, збільшується зношення шин, а також мають місце підвищені динамічні навантаження на елементи трансмісії [1]. Експериментально підтверджено [2], що блокування диференціала заднього моста позитивно впливає на стійкість руху трактора на схилах. Створення нових енергоефективних та енергонасичених тракторів потребує поглиблених досліджень динаміки й оцінки впливу блокованих і неблокованих диференціалів. Залишається недостатньо дослідженим проблема оцінки впливу міжколісних диференціалів на динаміку трактора.

Підвищення курсової стійкості машини в роботі [3] досягається застосуванням диференціала підвищеного тертя. Керування коефіцієнтом блокування відбувається автоматично, що призводить до підвищення стійкості. Залишається недослідженим динаміка повнопривідної машини з переднім та заднім блокованим диференціалом. Досліджено вплив заднього диференціала як на поперечну, так і повздовжню стійкість машини у роботі [4]. Визначено буксування коліс при розгоні передньопривідного електромобіля, кути бокового уводу. Враховуючи особливості конструкції автомобіля, залишилась не дослідженою проблема оцінки енергетичних показників при повному блокуванні диференціала. Курсова стійкість на поворотах досліджена у роботі [5]. Підвищення курсової стійкості на високих швидкостях досягнуто застосуванням керованого диференціала підвищеного тертя. У роботі не досліджена динаміка машини з переднім та заднім блокованим диференціалом й вплив на динамічні показники.

У роботах [7–9] досліджуються вертикальні коливання, стійкість руху агрегата з фронтально навішеним знаряддям та стійкість руху модульного агрегата. В роботах розглядається рух трактора в складі агрегата. Вплив режимів роботи диференціала трактора на його динамічні та енергетичні показники не був досліджений. Необхідно зазначити, що вертикальні коливання суттєво впливають на динаміку трактора та режими блокування диференціала.

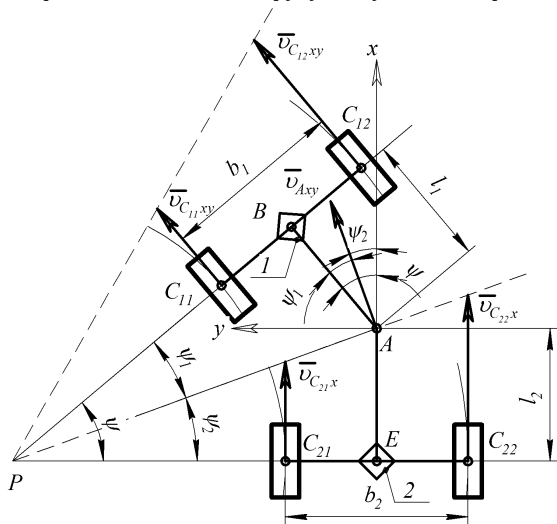
З аналізу літературних джерел [1–9] встановлено, що блокування диференціала трактора позитивно впливає на тягові показники. Проблема дослідження динаміки повнопривідного колісного трактора з блокованим диференціалом залишається недостатньо дослідженою.

### Формулювання цілей статті

Мета статті: підвищення динамічних та тягово-енергетичних показників повнопривідного чотириколісного трактора шляхом дослідження міжколісного диференціала.

### Виклад основного матеріалу дослідження

При створенні енергонасичених колісних тракторів обов'язковим завданням є оцінка динаміки. Для оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку складено кінематичну модель повнопривідного колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (на прикладі трактора ХТЗ-243КС) (рис. 1). На рис. 1 використано наступні позначення: 1 – передній диференціал; 2 – задній диференціал; т. А – центр повороту пів рам трактора, відповідно  $\vec{v}_{Axy}$  – складова швидкості; горизонтальні складові швидкостей центрів коліс (у площині



**Рис. 1. Розрахункова схема повороту колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою та двома диференціалами.** Джерело: розроблено авторами.

рами трактора) –  $\vec{v}_{C11xy}$ ,  $\vec{v}_{C12xy}$ ,  $\vec{v}_{C21x}$ ,  $\vec{v}_{C22x}$ ;  $b_1$ ,  $b_2$  – колії передніх та задніх коліс;  $l_1$ ,  $l_2$  – відстань від центра шарніра відповідно до осі передніх та задніх коліс; т. В. та т. Е – центри передньої та задньої осей;  $C_{11}$ ,  $C_{12}$ ,  $C_{21}$ ,  $C_{22}$  – центри коліс трактора; миттєвий центр швидкостей – т. Р.;  $\psi$  – кут зламу пів рам трактора;  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  – кути повороту передньої та задньої пів рам.

Методології оцінки динаміки колісних машин наведено у роботах [7; 8]. Використаємо методологію формування рівнянь динаміки колісних машин, описану у роботах [9; 10]. Швидкості центрів коліс у горизонтальній площині визначено з рівнянь:

$$v_{C_{i1}xy} = v_{Axy} \left( \cos \psi_i - \frac{b_i}{2l_i} \sin \psi_i \right), v_{C_{i2}xy} = v_{Axy} \left( \cos \psi_i + \frac{b_i}{2l_i} \sin \psi_i \right), \quad (1)$$

Рівняння (1) – це рівняння неголономних зв'язків, що забезпечують кочення коліс у своїх площинах.

Кути повороту пів рам трактора  $\psi_1$ ,  $\psi_2$  визначаються з рівнянь:

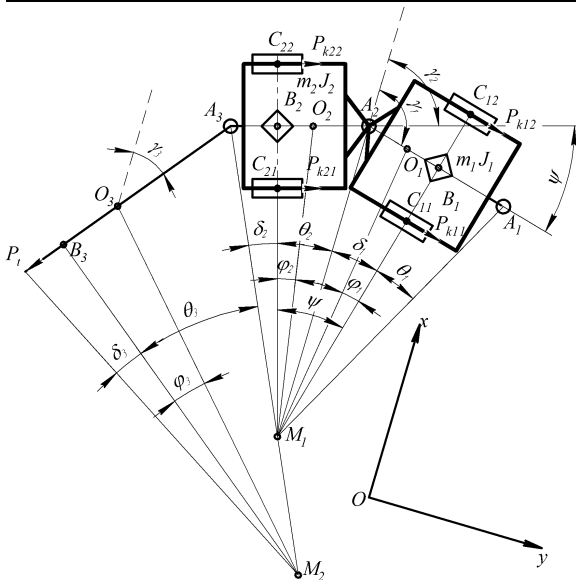
$$\psi_1 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{l_2}{l_1} + \cos \psi\right)^2}}, \psi_2 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{l_1}{l_2} + \cos \psi\right)^2}} \quad (2)$$

Визначено проекції швидкості т. А. з рівнянь:

$$\dot{x}_{A_i} = v_{A_i} \cos(\psi_1 + \psi), \dot{y}_{A_i} = v_{A_i} \sin(\psi_1 + \psi). \quad (3)$$

Результати вирішення рівнянь дозволяють визначити кути орієнтації пів рам трактора ( $\psi_1$ ,  $\psi_2$ ) та їх траєкторії руху ( $x_{A_i}$ ,  $y_{A_i}$ ).

Для оцінки впливу міжколісного диференціала на тягово-енергетичні показники колісного трактора у складі агрегата складено розрахункову схему плоско-паралельного руху (рис. 2).



**Рис. 2. Розрахункова схема плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегата.** Джерело: розроблено авторами.

На рис. 2 використані наступні позначення:  $C_{ij}$  – центри коліс трактора ( $i$  – номер ряду,  $j$  – номер у ряді);  $A_k$  – передні точки рам (трактора  $k = 1, 2, 3$ );  $O_k$  – центри мас пів рам трактора;  $B_k$  – точки середини осей пів рам;  $M_k$  – миттєві центри швидкостей (МЦШ) рам елементів агрегата;  $\psi$  – кут зламу пів рам трактора;  $\varphi_k$  – кути між лініями, нерухоливих корпусів, осей коліс і напрямками на центри мас із відповідних МЦШ;  $\theta_k$  – кути від ліній зазначених осей до напрямків на передні шарніри з МЦШ;  $\delta_k$  – кути від ліній осей до напрямків на задні шарніри з МЦШ;  $\gamma_k$  – кути, що становлять позовжні вісі з віссю  $x$  нерухоливої системи координат;  $m_1, J_1$  – маса та момент інерції першої пів рами трактора відносно вертикальної осі;  $P_{kij}$  – дотичні сили тяги на колесах ТТМ;  $m_2, J_2$  – маса та момент інерції другої пів рами трактора відносно вертикальної осі;  $P_t$  – сила тяги на гаку трактора.

Як зазначено в роботах [7–9], суттєвий вплив на динаміку агрегатів мають вертикальні коливання. Динаміка трактора була досліджена виключно у складі агрегата. Трактор, для якого складено схему (рис. 2), досліджено у складі МТА. Динаміку сільськогосподарської машини описано силою  $P_1$ , що прикладена до механізму навіски трактора під кутом  $\gamma_3$ .

Метод формувань рівнянь кінематичних зв'язків та рівнянь динаміки за допомогою спеціальної системи комп'ютерної алгебри (ССКА «КиДиМ») наведено у роботах [9–11].

Для випадку плоско-паралельного руху МТА, враховуючи тягове навантаження, що представлено силою  $P$ , складено рівняння динаміки:

$$s\dot{A}_1 = \frac{d_{sO_1}}{dsA_1} \cdot m_1 \cdot s\ddot{O}_1 + \frac{d_{sO_2}}{dsA_1} \cdot m_2 \cdot s\ddot{O}_2 + \frac{d_{\omega_1}}{dsA_1} \cdot J_1 \cdot \dot{\omega}_1 + \frac{d_{\omega_2}}{dsA_1} \cdot J_2 \cdot \dot{\omega}_2 + \frac{d_{sB_1}}{dsA_1} \cdot (P_{k11} + P_{k12}) - \frac{d_{sB_2}}{dsA_1} \cdot (P_{k21} + P_{k22}) - \frac{d_{sB_3}}{dsA_1} \cdot P_t \quad (4)$$

та систему кінематичних зв'язків:

$$\begin{cases} \delta_1 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{A_2 B_2}{B_1 A_2} + \cos \psi\right)^2}}; \delta_n = \arctg(\lambda_n \cdot \tg \theta_n); \\ \theta_1 = \arctg \frac{\tg \delta_1 \cdot A_1 B_1}{B_1 A_2}; \theta_2 = \arcsin \frac{\sin \psi}{\sqrt{\sin^2 \psi + \left(\frac{B_1 A_2}{A_2 B_2} + \cos \psi\right)^2}}; \\ \theta_n = \gamma_{n-1} - \gamma_n - \delta_{n-1}; \phi_i = \arctg(\mu_i \tg \theta_i); \omega_i = s\dot{A}_i \frac{\sin \theta_i}{A_i B_i}; \\ s\dot{A}_n = sA_n + s\dot{A}_{n-1} \sqrt{(\cos \theta_{n-1})^2 + (\lambda_{n-1} \sin \theta_{n-1})^2}; \\ s\dot{B}_i = sB_i + s\dot{A}_i \cos \theta_i; s\dot{O}_i = sO_i + s\dot{A}_i \sqrt{(\cos \theta_i)^2 + (\mu_i \sin \theta_i)^2}; \\ \dot{\gamma}_i = \gamma_i + \omega_i; x\dot{A}_i = xA_i + s\dot{A}_i \cos(\theta_i + \gamma_i); y\dot{A}_i = yA_i + s\dot{A}_i \sin(\theta_i + \gamma_i); \\ x\dot{B}_i = xB_i + s\dot{B}_i \cos \gamma_i; y\dot{B}_i = yB_i + s\dot{B}_i \sin \gamma_i, \end{cases} \quad (5)$$

де  $s$  – псевдокоординати точок елементів;  $x, y$  – координати точок елементів;  $i = 1, \dots, 3$  – номер елемента, що позначає першу пів раму трактора, другу пів раму трактора та приведене тягове зусилля;  $n = 2, \dots, 3$  – номер елемента в агрегата, що позначає другу пів раму трактора та приведене тягове зусилля.

Математичну модель динаміки МТА з урахуванням впливу міжколісного диференціала (4)–(5) вирішено у ССКА «КиДиМ». У роботах [11; 12] наведено вихідні дані для розрахунку математичної моделі МТА.

Розроблену математичну модель динаміки МТА з урахуванням впливу міжколісного диференціала можна застосовувати для оцінки впливу диференціала на динаміку колісних автотранспортних засобів, сільськогосподарських тракторів як у складі агрегатів, так і окремо.

Розроблений метод оцінки впливу міжколісного диференціала на траєкторії руху пів рам трактора та тягово-енергетичні показники потребує валідації через проведення експериментальних досліджень. Під час таких досліджень використано вимірювальну систему динаміки та енергетики мобільних машин (ВСДЕММ), структурну схему якої наведено на рис. 3.

Вимірювальна система 8 включає два інерційно-вимірювальні пристрої 11 та 12, які складаються з гіроскопа, датчика прискорення та магнітометра, навігаційного приймача 4, електронного динамометра 13, які передають інформацію по CAN-шині до системи 8. Для вимірювальної системи розроблено програмне забезпечення DASys PC Suite, яке відповідає за зберігання інформації з датчиків на внутрішньому або зовнішньому носії інформації.

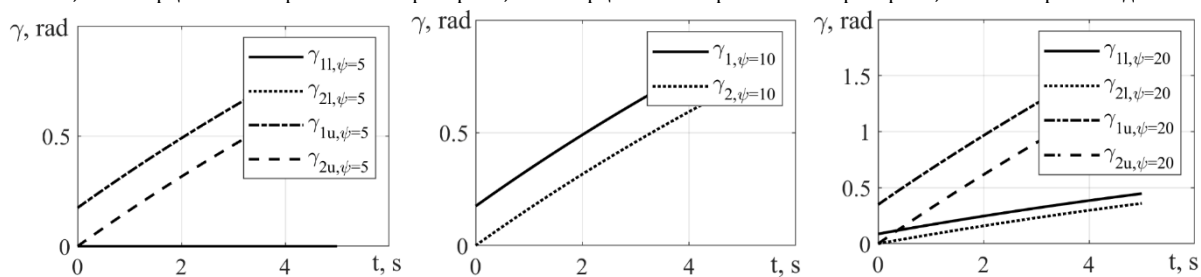
Для оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку трактора виконано теоретичні дослідження для повнопривідного колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою (ХТЗ-243КС). Визначено залежності кутів повороту передньої  $\gamma_1$  та задньої  $\gamma_2$  пів рам трактора навколо вертикальної осі від часу залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$  для блокованого та розблокованих диференціалів ведучих мостів (рис. 4) і залежності траєкторій центрів мас передньої ( $xA_1, yA_1$ ) та задньої ( $xA_2, yA_2$ ) пів рам трактора від часу залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$  для блокованого та розблокованих диференціалів ведучих мостів (рис. 5).

Визначено, що траєкторії руху пів рам трактора при блокованому диференціалі є прямолінійними (рис. 4). Кути повороту пів рам трактора  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0 \text{ rad}$  (при  $\psi = 5^\circ$  та  $\psi = 10^\circ$ ) (рис. 5). При розблокованому диференціалі траєкторії руху пів рам трактора є нелінійними (рис. 5). Кути повороту пів рам трактора збільшуються від  $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$ ,  $\gamma_2 = 0,05 \text{ rad}$  до  $\gamma_1 = 0,89 \text{ rad}$ ;  $\gamma_2 = 0,71 \text{ rad}$  (при  $\psi = 5^\circ$ ); від  $\gamma_1 = 0 \text{ rad}$ ,  $\gamma_2 = 0,01 \text{ rad}$  до  $\gamma_1 = 1,78 \text{ rad}$ ;  $\gamma_2 = 1,434 \text{ rad}$  (при  $\psi = 20^\circ$ ).

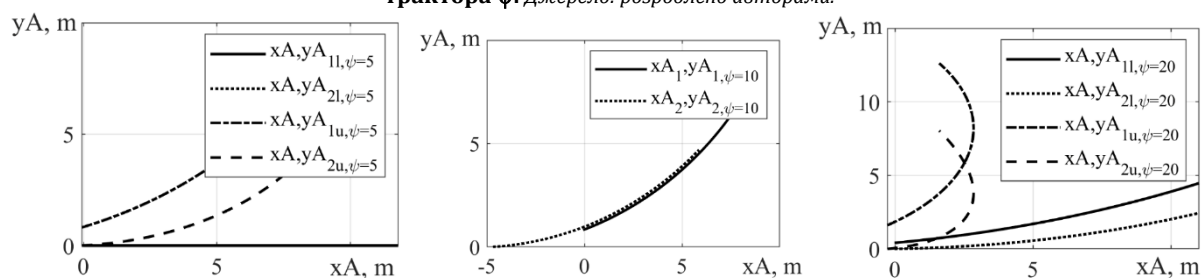


**Рис. 3. Структурна схема вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин:**

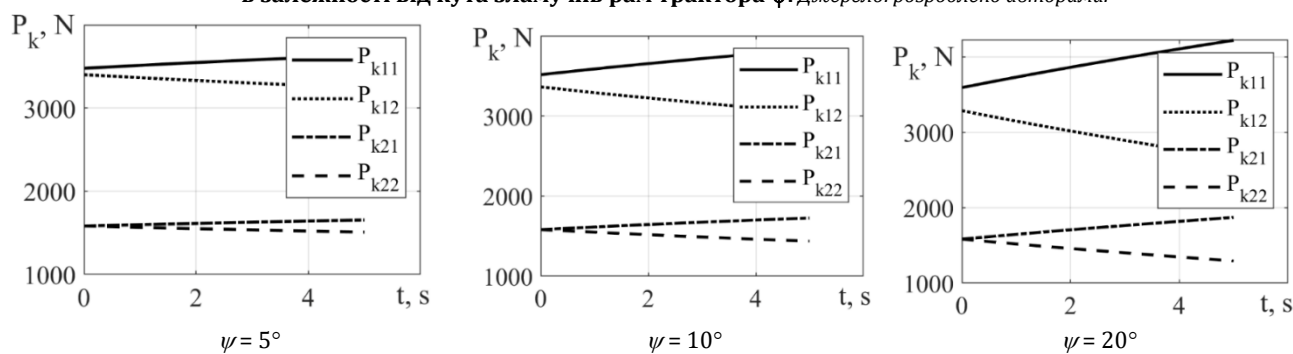
1 – дисплей; 2 – джерело живлення; 3 – накопичувач даних (SSD); 4 – GPS приймач; 5 – Wi-Fi/Bluetooth радіомодуль; 6 – радіомодуль 2,4 ГГц; 7 – обчислювальний модуль; 8 – головний модуль вимірювальної системи; 9 – лінія живлення; 10 – шина даних CAN; 11 – інерційний вимірювальний пристрій 1; 12 – інерційний вимірювальний пристрій 2; 13 – електронний динамометр



**Рис. 4. Залежності кутів повороту передньої  $\gamma_1$  та задньої  $\gamma_2$  пів рам трактора навколо вертикальної осі від часу (I – блоковані диференціали, u – розблоковані диференціали) в залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$ .** Джерело: розроблено авторами.



**Рис. 5. Залежності траєкторій центрів мас передньої ( $x_{A1}$ ,  $y_{A1}$ ) та задньої ( $x_{A2}$ ,  $y_{A2}$ ) пів рам трактора від часу (I – блоковані диференціали, u – розблоковані диференціали) в залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$ .** Джерело: розроблено авторами.



**Рис. 6. Залежності дотичних сил тяги на колесах трактора (переднього лівого  $P_{k11}$ , переднього правого  $P_{k12}$ , заднього лівого  $P_{k21}$ , заднього правого  $P_{k22}$ ) від часу в залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$ .** Джерело: розроблено авторами.

Визначено залежності дотичних сил тяги на колесах трактора від часу в залежності від кута зламу пів рам трактора (рис. 6). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідного колісного трактора знаходяться в межах від 3550 Н (при  $\psi = 5^\circ$ ) до 4250 Н ( $\psi = 20^\circ$ ); для задніх – від 1325 Н (при  $\psi = 5^\circ$ ) до 1855 Н ( $\psi = 20^\circ$ ). Для режиму блокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н; задніх – 1870 Н.

Експериментальні дослідження проведено для повнопривідного колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою. Вимірювання параметрів функціонування відбувалось вимірювальною системою динаміки та енергетики мобільних машин. Методика проведення експериментальних досліджень з використанням вимірювальної системи динаміки та енергетики мобільних машин базується на ГОСТ 30745-2001 (ISO 789-9-90), ГОСТ 7057-2001 і ГОСТ 24055-88 та описана у роботах [14; 15].

Під час експериментальних досліджень за допомогою розробленої вимірювальної системи (рис. 3) визначено кути повороту та кут зламу пів рам трактора, а також траєкторії їх руху. Кути повороту пів рам трактора та траєкторії руху визначались інерційно вимірювальними пристроями, що складаються з акселерометра, гіроскопа та

магнітометра. Сигнали акселерометра, гіроскопа та магнітометра перетворюються вимірною системою на траєкторії руху та кути орієнтації елементів агрегата в просторі.

Порівняно результати теоретичних та експериментальних досліджень (рис. 7).

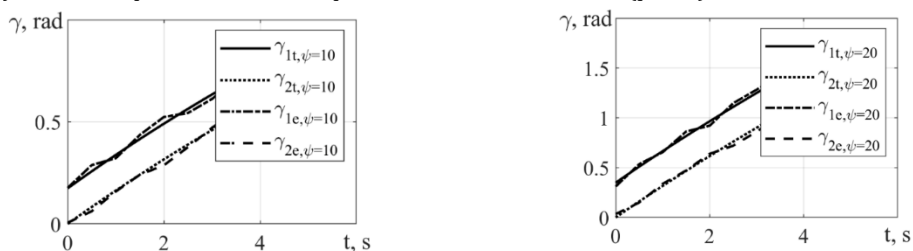


Рис. 7. Залежності кутів повороту пів рам трактора (отримані під час теоретичних досліджень –  $t$ , експериментальних досліджень –  $e$ ) від часу в залежності від кута зламу пів рам трактора  $\psi$ . Джерело: розроблено авторами.

Розбіжність між значеннями кутів повороту, кута зламу пів рам, а також траєкторій руху трактора, що визначені теоретично та отримані під час експериментальних досліджень, складає 7%. Розроблений метод оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку колісного трактора необхідно вважати валідним. Запропонований у роботі метод можна застосовувати для оцінки динаміки колісних автотранспортних засобів.

#### Висновки та перспективи подальших розвідок

Для підвищення тягових показників трактора у складі МТА його необхідно обладнати диференціалами з механізмами блокування. При прямолінійному русі трактора блокування диференціала призводить до підвищення тягових показників, а саме – дотичних сил тяги на колесах та зниження буксування коліс (особливо при роботі на ґрунтах зі слабою несучою здатністю). Блокування диференціала має виконуватись при  $\psi < 5^\circ$ . При виконанні повороту ( $\psi > 5^\circ$ ) диференціал необхідно розблокувати. Блокування диференціала має відбуватись автоматично залежно від кута зламу пів рам трактора. Для цього рекомендовано обладнати трактор відповідною автоматичною системою керування блокуванням диференціала.

Визначено, що розроблену математичну модель динаміки МТА з урахуванням впливу міжколісного диференціала можна застосовувати для оцінки впливу диференціала на динаміку колісних автотранспортних засобів, сільськогосподарських тракторів як у складі агрегатів, так і окремо.

Теоретичними дослідженнями визначено, що траєкторії руху пів рам трактора при заблокованому диференціалі є прямолінійними. Кути повороту пів рам трактора  $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$  rad (при  $\psi = 5^\circ$  та  $\psi = 10^\circ$ ). При розблокованому диференціалі траєкторії руху пів рам трактора є нелінійними. Кути повороту пів рам трактора збільшуються від  $\gamma_1 = 0$  rad,  $\gamma_2 = 0,05$  rad до  $\gamma_1 = 0,89$  rad;  $\gamma_2 = 0,71$  rad (при  $\psi = 5^\circ$ ); від  $\gamma_1 = 0$  rad,  $\gamma_2 = 0,01$  rad до  $\gamma_1 = 1,78$  rad;  $\gamma_2 = 1,434$  rad (при  $\psi = 20^\circ$ ). Встановлено, що дотичні сили тяги на передніх колесах повнопривідної трактора знаходяться в межах від 3550 Н (при  $\psi = 5^\circ$ ) до 4250 Н ( $\psi = 20^\circ$ ); для задніх – від 1325 Н (при  $\psi = 5^\circ$ ) до 1855 Н ( $\psi = 20^\circ$ ). Для режиму заблокованих диференціалів сили тяги на передніх колесах трактора складають 3530 Н; задніх – 1870 Н.

Під час експериментальних досліджень визначено кути повороту та кут зламу пів рам трактора, а також траєкторії їх руху, що дозволило порівняти результати теоретичних та експериментальних досліджень. Розбіжність між значеннями кутів повороту, кута зламу пів рам, а також траєкторій руху трактора, що визначені теоретично та отримано під час експериментальних досліджень, складає 7%. Встановлено, що розроблений метод оцінки впливу міжколісного диференціала на динаміку колісного трактора необхідно вважати валідним.

#### Література

- Hajiloo R., Khajepour A., Kasaiezadeh A., Chen S., Litkouhi B. An Intelligent Control of Electronic Limited Slip Differential for Improving Vehicle Yaw Stability. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*. 2021. № 70. P. 8669–8681. DOI: <https://doi.org/10.1109/TVT.2021.3097381>.
- Gadola, M., Chindamo, D. The Mechanical Limited-Slip Differential Revisited: High-Performance and Racing Car Applications. *International Journal of Applied Engineering Research*. 2018. Vol. 13, № 2. P. 1478–1495.
- Rubin Daniel Y. and Shai Avraham Arogeti. Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods. *Vehicle System Dynamics*. 2015. № 53. P. 1315–1330. DOI: <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1046461>.
- Nahidi, Asal et al. Modular integrated longitudinal and lateral vehicle stability control for electric vehicles. *Mechatronics*. 2017. № 44. P. 60–70. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.mechatronics.2017.04.001>.
- Cha H, Hyun Y, Yi K, Park J. An integrated control of front in-wheel motors and rear electronic limited slip differential for high-speed cornering performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*. 2022. Vol. 236(7). P. 1355–1374. DOI: <https://doi.org/10.1177/09544070211045565>.
- Diachuk M., Easa S.M. Improved Mathematical Approach for Modeling Sport Differential Mechanism. *Vehicles*. 2022. Vol. 4. P. 74–99. DOI: <https://doi.org/10.3390/vehicles4010005>.
- Bulgakov V., Adamchuk V., Arak M., Nadykto V., Kyurchev V., Olt, J. Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research*. 2016. 14(3), pp. 689–710.
- Bulgakov V., Adamchuk V., Ivanovs S., Ihnatiev Y. Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for Rural Development*. 2017. 16, pp. 273–280.
- Ivanovs S., Bulgakov V., Nadykto V., Ihnatiev Ye., Smolinskyi S., Kiernicki Z. Experimental study of the movement controllability of a machine-and-tractor aggregate of the modular type. *INMATEH – Agricultural Engineering*. 2020. 61(2), pp. 9–16. DOI: <https://doi.org/10.35633/inmateh-61-01>.
- Adamchuk V., Petrychenko I., Korenko M., Beloev H., Borisov B.. Study plane-parallel motion movement combined seeding unit. III International scientific and technical congress agricultural machinery. *Proceedings*. Varna, 2015. Vol. 1. P. 7–11. URL: <https://stumejournals.com/journals/am/2018/6/184>.
- Tajanowskij G., Tanaš W. Analysis of movement kinematics at turn of wheel tractor with semi-trailer with articulated operated draught bar. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*. 2012. Vol. 57. P. 190–196. URL: [http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BAR8-0019-0058/c/httpwww\\_pimr\\_poznan\\_plbiul2012237tt.pdf](http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BAR8-0019-0058/c/httpwww_pimr_poznan_plbiul2012237tt.pdf).
- Bulgakov Volodymyr, Ivanovs Semjons, Adamchuk Valerii, Antoshchenkov Roman. Investigations of the Dynamics of a Four-Element Machine-and-Tractor Aggregate. *Acta Technologica Agriculturae*. 2019. Vol. 22. №. 4. p. 146–151. DOI: <https://doi.org/10.2478/ata-2019-0026>.

13. Antoshchenkov R., Halych I., Nikiforov A., Cherevatenko H., Chyzykov I., Sushko S., Ponomarenko N., Diundi S., Tsebruk I. Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 2022. 2 (7-116), pp. 60-61. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688>.
14. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., Cherevatenko, H. Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 2023. Vol. 1 No. 7 (121). pp. 40-47. DOI: <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>.
15. Antoshchenkov R., Antoshchenkova V., Kis V., Smitskov D. Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*. 2023. 22. pp. 210-215. DOI: <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF040>.

## References

1. Hajiloo, R., Khajepour, A., Kasaiezadeh, A., Chen, S., & Litkouhi, B. (2021). An intelligent control of electronic limited slip differential for improving vehicle yaw stability. *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, no. 70, pp. 8669-8681. <https://doi.org/10.1109/TVT.2021.3097381>.
2. Gadola, M., & Chindamo, D. (2018). The mechanical limited-slip differential revisited: High-performance and racing car applications. *International Journal of Applied Engineering Research*, vol. 13, no. 2, pp. 1478-1495.
3. Rubin, D. Y., & Arogeti, S. A. (2015). Vehicle yaw stability control using active limited-slip differential via model predictive control methods. *Vehicle System Dynamics*, no. 53, pp. 1315-1330. <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1046461>.
4. Nahidi, A., Mohammadi, R., Shamsirsaz, M., & Ahmadzadeh, M. (2017). Modular integrated longitudinal and lateral vehicle stability control for electric vehicles. *Mechatronics*, no. 44, pp. 60-70. <https://doi.org/10.1016/J.MECHATRONICS.2017.04.001>.
5. Cha, H., Hyun, Y., Yi, K., & Park, J. (2022). An integrated control of front in-wheel motors and rear electronic limited slip differential for high-speed cornering performance. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, vol. 236, no. 7, pp. 1355-1374. <https://doi.org/10.1177/09544070211045565>.
6. Diachuk, M., & Easa, S. M. (2022). Improved mathematical approach for modeling sport differential mechanism. *Vehicles*, vol. 4, pp. 74-99. <https://doi.org/10.3390/vehicles4010005>.
7. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Arak, M., Nadykto, V., Kyurchev, V., & Olt, J. (2016). Theory of vertical oscillations and dynamic stability of combined tractor-implement unit. *Agronomy Research*, vol. 14, no. 3, pp. 689-710.
8. Bulgakov, V., Adamchuk, V., Ivanovs, S., & Ihnatiev, Y. (2017). Theoretical investigation of aggregation of top removal machine frontally mounted on wheeled tractor. *Engineering for Rural Development*, vol. 16, pp. 273-280.
9. Ivanovs, S., Bulgakov, V., Nadykto, V., Ihnatiev, Ye., Smolinskyi, S., & Kiernicki, Z. (2020). Experimental study of the movement controllability of a machine-and-tractor aggregate of the modular type. *INMATEH - Agricultural Engineering*, vol. 61, no. 2, pp. 9-16. <https://doi.org/10.35633/inmateh-61-01>.
10. Adamchuk, V., Petrychenko, I., Korenko, M., Beloev, H., & Borisov, B. (2015). Study plane-parallel motion movement combined seeding unit. *III International Scientific and Technical Congress Agricultural Machinery. Proceedings*, vol. 1, pp. 7-11. Available at: <https://stumejournals.com/journals/am/2018/6/184>.
11. Tajanowskij, G., & Tanaś, W. (2012). Analysis of movement kinematics at turn of wheel tractor with semi-trailer with articulated operated draught bar. *Journal of Research and Applications in Agricultural Engineering*, vol. 57, pp. 190-196. Available at: [http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BAR8-0019-0058/c/httpwww\\_pimr\\_poznan\\_plbiul2012237tt.pdf](http://yadda.icm.edu.pl/baztech/element/bwmeta1.element.baztech-article-BAR8-0019-0058/c/httpwww_pimr_poznan_plbiul2012237tt.pdf).
12. Bulgakov, V., Ivanovs, S., Adamchuk, V., & Antoshchenkov, R. (2019). Investigations of the dynamics of a four-element machine-and-tractor aggregate. *Acta Technologica Agriculturae*, vol. 22, no. 4, pp. 146-151. <https://doi.org/10.2478/ata-2019-0026>.
13. Antoshchenkov, R., Halych, I., Nikiforov, A., Cherevatenko, H., Chyzykov, I., Sushko, S., Ponomarenko, N., Diundi, S., & Tsebruk, I. (2022). Determining the influence of geometric parameters of the traction-transportation vehicle's frame on its tractive capacity and energy indicators. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 2, no. 7(116), pp. 60-61. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2022.254688>.
14. Antoshchenkov, R., Bogdanovich, S., Halych, I., & Cherevatenko, H. (2023). Determination of dynamic and traction-energy indicators of all-wheel-drive traction-transport machine. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, vol. 1, no. 7(121), pp. 40-47. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2023.270988>.
15. Antoshchenkov, R., Antoshchenkova, V., Kis, V., & Smitskov, D. (2023). Increasing accuracy of measuring functioning parameters of agricultural units. *Engineering for Rural Development*, vol. 22, pp. 210-215. <https://doi.org/10.22616/ERDev.2023.22.TF040>.

**Стаття надійшла до редакції 22.04.2025 р.**