

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ
УНІВЕРСИТЕТ

Шуляк Михайло Леонідович

УДК 629.1.02

**ФОРМУВАННЯ ФУНКЦІОНАЛЬНОЇ СТАБІЛЬНОСТІ ТРАКТОРІВ
НА ТРАНСПОРТНИХ РОБОТАХ**

Спеціальність 05.22.02 – Автомобілі та трактори

Автореферат
дисертації на здобуття наукового ступеня
доктора технічних наук

Харків – 2017

Дисертація є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства освіти і науки України

Науковий консультант: Заслужений діяч науки і техніки України,
доктор технічних наук, професор
Лебедєв Анатолій Тихонович,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка,
завідувач кафедри тракторів і автомобілів

Офіційні опоненти: доктор технічних наук, професор
Гудз Густав Стефанович,
Національний університет «Львівська політехніка»,
професор кафедри експлуатації та ремонту
автомобільної техніки;

доктор технічних наук, доцент
Сараєв Олексій Вікторович,
Харківський національний автомобільно-дорожній
університет, професор кафедри
автомобілів імені А.Б. Гредескула;

доктор технічних наук, доцент
Бондаренко Анатолій Ігорович,
Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»,
доцент кафедри автомобіле- і тракторобудування.

Захист відбудеться: «15» листопада 2017 р. о 12⁰⁰ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.059.02 при Харківському національному автомобільно-дорожньому університеті за адресою:
61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

З дисертацією можна ознайомитися в бібліотеці Харківського національного автомобільно-дорожнього університету за адресою:
61002, м. Харків, вул. Ярослава Мудрого, 25

Автореферат розіслано « 10 » жовтня 2017 р.

Вчений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.П. Смирнов

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми та її доцільність обумовлені необхідністю підвищення ефективності використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах.

Сільськогосподарське виробництво розосереджено на величезних площах і вимагає переміщення великої кількості технологічних і експлуатаційних матеріалів, проміжної і кінцевої продукції. Тому в аграрному секторі транспорт займає важливе місце: він починає і завершує процеси виробництва продуктів рослинництва і тваринництва та здійснює технологічні зв'язки між окремими станами робіт. У міру розвитку сільськогосподарського виробництва роль транспорту неухильно підвищується: якщо в даний час на кожен гектар ріллі припадає в середньому 45...50 т різних вантажів, то в найближчі роки очікується збільшення цього обсягу. На частку транспортних робіт, виконуваних тракторами в аграрному секторі, припадає понад 35 % від обсягу основних видів робіт.

Україна є виробником і експортером тракторів, забезпечення функціональної стабільності яких на транспортних роботах є актуальною проблемою наукових досліджень. Дослідження в даному напрямку регламентовані паспортом спеціальності 05.22.02 – автомобілі та трактори.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами. Робота виконана згідно: Закону України «Про стимулювання розвитку вітчизняного машинобудування для агропромислового комплексу» № 5478-VI (5478-17) від 06.11.2012 р.; Постанови Кабінету Міністрів України «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямів наукових досліджень і науково-технічних розробок на період до 2015 р.» № 942 від 07.09.2012 р.; Постанови Президії Національної академії наук України № 55 від 25.02.2009 р. «Основні наукові напрямки, найважливіші проблеми фундаментальних досліджень у галузі природничих, технічних і гуманітарних наук на 2009-2013 рр.».

Робота є складовою частиною досліджень Харківського національного технічного університету сільськогосподарства імені Петра Василенка по держбюджетним темам «Створення гнучких технологічних процесів механізованих робіт виробництва продукції рослинництва» (ДР № 0104 U 004492); «Розробка нових енергозберігаючих, екологічно безпечних технологій і функціонально стабільних машинно-технологічних систем та організаційно-нормативних заходів, які підвищують ефективність механізованого виробництва сільськогосподарської продукції, поліпшують охорону праці та забезпечують збереження біоресурсів, покращення природокористування» (ДР № 0109 U 006633) (2009-2014 рр.).

Також дослідження виконувалися по темі 06.2.7 (2013-2015 рр.) «Удосконалення методів і засобів оцінки тягово-енергетичних і динамічних параметрів сільськогосподарських агрегатів при випробуваннях і експлуатації» Державної наукової установи «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого».

Мета дослідження: підвищення динамічних і енергетичних показників тракторів на транспортних роботах в аграрному секторі шляхом забезпечення їх функціональної стабільності.

Завдання дослідження:

- визначити та обґрунтувати актуальну невирішену проблему за вибраним напрямком дослідження;
- обґрунтувати найбільш значні функціональні параметри трактора на транспортних роботах;
- розробити концепцію забезпечення функціональної стабільності трактора на транспортних роботах;
- виконати дослідження по динаміці буксування трактора;
- розробити алгоритм управління трактором на транспортних роботах в оптимальній області функціонування;
- для підтвердження розробленої концепції функціональної стабільності трактора на транспортних роботах синтезувати мобільний реєстраційний комплекс з моніторингом буксування і швидкості руху;
- виконати експериментальні дослідження по оцінці функціональної стабільності трактора на транспортних роботах.

Об'єкт дослідження: процес функціонування трактора на транспортних роботах в аграрному секторі.

Предмет дослідження: оцінювання та забезпечення стабільності функціонування трактора на транспортних роботах в аграрному секторі.

Методи дослідження: при вивченні робіт попередніх дослідників і визначенні наукової проблеми використані методи аналізу та синтезу; при визначенні мети і постановці задач дослідження використовувався гіпотетичний метод, при створенні емпіричних моделей використані методи математичної статистики, теорії імовірності та регресійного аналізу; для розв'язання математичної моделі динаміки трактора на транспортних роботах застосовано чисельний метод; при розробці вимірювальної системи з оцінки функціональної стабільності транспортного агрегату використано метод аналогово-цифрового перетворення даних та підтвердження достовірності розроблених математичних моделей використані експериментальні методи.

Математичне моделювання, теоретичні дослідження та обробка результатів дослідження виконані з використанням програмного забезпечення для статистичної обробки даних та Microsoft Excel, Vehicle dynamics v. 3.9.2 (авторська розробка).

Наукова новизна отриманих результатів полягає в узагальненні і розвитку відомих теорій стійкості функціонування тракторів, що дозволило вирішити актуальну наукову проблему забезпечення високої ефективності використання в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах за рахунок забезпечення їх функціональної стабільності. При цьому *вперше*:

- обґрунтована концепція формування функціональної стабільності трактора на транспортних роботах, що базується на зменшенні амплітуд прискорень (сповільнень) в тривимірному геометричному просторі, яка на відміну від відомих забезпечує зниження додаткових енергетичних витрат;

– запропонована геометрична інтерпретація стохастичного процесу, що полягає в обмежені простору реалізації просторовим еліпсоїдом, вісі якого характеризуються граничними значеннями компонент прискорення;

– запропоновано методологію керування режимами роботи транспортного агрегату, яка на відміну від відомих дозволяє спрямувати його в оптимальну область функціонування;

– доказано твердження про повну роботи рушійної сили трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка не залежить від форми траєкторії руху центру мас вантажу, що перевозиться, а залежить лише від початкового і кінцевого його положення.

Отримали подальший розвиток:

– теорія руху транспортного агрегату постійної маси при нерівномірному його русі, яка на відміну від відомих досліджень дозволяє враховувати додаткові витрати енергії на його осциляційні рухи;

– уточнена теорія буксування трактора на транспортних роботах, що на відміну від існуючих досліджень дозволяє оцінити динамічну залежність буксування при нестабільності вертикальних коливань трактора.

Удосконалено:

– метод формування динамічної стабільності трактора на транспортних роботах, який на відміну від відомих засновано на частотних методах і застосуванні раціональних керуючих впливів;

– метод обробки інформації про прискорення руху та буксування трактора на транспортних роботах, який на відміну від відомих базується на узагальненому прискоренні агрегату та динамічному буксуванні трактора.

Практичне значення одержаних результатів.

Основні результати дисертації можуть використовуватися для підвищення функціональної стабільності тракторів на стадії їх виробництва, випробуваннях і експлуатації. Запропоновані в дисертації основні наукові положення, розробки і рекомендації впроваджені:

– у Державній науковій установі «Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого» (УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого) при випробуваннях нових і модернізованих тракторів за стандартом Міністерства аграрної політики та продовольства України СОУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого 71.2-37-046043090-017:2015 «Сільськогосподарська техніка. Визначення тягових показників тракторів. Метод парціальних прискорень», розробленого при участі здобувача;

– на ПАТ «Харківський тракторний завод» при розробці нової моделі трактора ХТЗ-240К стосовно підвищення стійкості його руху;

– у ТОВ «Українське конструкторське бюро трансмісій і шасі» стосовно підвищення функціональної стабільності транспортування тракторами ґрунтообробних агрегатів;

– у ТОВ «Завод Кобзаренка» стосовно забезпечення функціональної стабільності транспортно-технологічних агрегатів змінної маси для внесення рідких і твердих органічних добрив серії ВНЦ і ТЗП;

– у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого в практиці проведення випробувальних робіт тракторів та сільськогосподарської техніки при державних приймальних випробуваннях;

– у Державному підприємстві «Харківський регіональний науково-виробничий центр стандартизації, метрології та сертифікації» прийнята до використання методологія оцінки стабільності функціонування динамічних систем;

– у Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка та Національному технічному університеті «Харківський політехнічний інститут» в навчальному процесі підготовки бакалаврів та магістрів.

Особистий внесок здобувача. Теоретичні та експериментальні результати досліджень, що виносяться на захист, отримані автором самостійно та викладені у роботах [1–46]. У наукових роботах, що опубліковані у співавторстві, здобувачу належать: математична модель для оцінки додаткових витрат енергії трактора при виконанні технологічної операції [3]; обґрунтовані динамічні параметри, на яких базується алгоритм синхронізації руху елементів збирального комплексу [4, 9, 18, 33, 45]; встановлений вплив змінної маси вантажу сільськогосподарських машин на параметри їх функціонування та запропоновані напрямки підвищення ефективності роботи тракторів в агрегаті з такими машинами [5, 7, 8, 29, 30, 32]; розвинуто теорію буксування трактора на транспортних роботах, що дозволяє оцінити динамічну складову буксування та пов'язує її виникнення з коливаннями сил, що формують рух транспортного агрегату [12, 17, 20, 42, 44, 45]; обґрунтовані параметри фільтрації експериментальних сигналів та запропоновано до класичних фільтрів додати фільтрацію, що базується на перетворенні Фур'є [11, 38]; оцінено вплив коливання дійсної швидкості, буксування та прискорення на функціональну стабільність ТА [13, 14, 22, 26, 27]; запропонована методика побудови області функціонування транспортного агрегату (ТА), що базується на радіус-векторі узагальненого прискорення та обґрунтовано методологію аналізу його компонент [19]; обґрунтовано необхідність розподілу виконуваної трактором роботи на активну (корисну) і пасивну (негативну) та напрямки підвищення ефективності використання ТА [25]; встановлена залежність між керованістю ТА та зміною маси вантажу при прямолінійному русі та повороті [15, 24].

У отриманих патентах: запропоновано аналітичну модель обробки сигналу вимірювальних приладів для отримання дійсної швидкості руху та буксування рушіїв [39]; обґрунтовано можливість контролю експлуатаційних режимів роботи машинно-тракторних агрегатів, що спираються на аналіз динамічних параметрів функціональної стабільності [40].

У підручнику [46] приймав участь в підготовці розділів 2, 4 і 7 де розглянуті проблемні питання тягових властивостей і буксування рушія трактора, а також методики виконання лабораторних робіт по визначенню координат центру мас та статичних кутів стійкості трактора.

Апробація результатів роботи. Основні положення та результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися та отримали позитивні відгуки на міжнародних

науково-практичних та науково-технічних конференціях: міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 2013 – 2015 рр.); міжнародній науково-технічній Інтернет-конференції «Біосферні основи землеробства в XXI столітті» (Дослідницьке, УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2 листопад 2015 р.); III International Scientific Congress on agricultural machinery (Varna, Bulgaria, 22 – 25 июня 2015 р.); міжнародній науковій сесії «Інноваційні проекти в галузі технічного сервісу машин» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 24 – 25 березня 2016 р.); першому міжнародному форуму агропромислового інжинірингу ДНУ УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого (Дослідницьке, 13 вересня 2016 р.); XVII міжнародній науковій конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (Суми, СНАУ, 17–18 жовтня 2016 р.); міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців» (Харків, ХНАДУ, 20 – 21 жовтня 2016 р.); XV міжнародній науково-технічній конференції «Вібрація в техніці та технологіях» (Полтава, ПДАА, 20 – 21 жовтня 2016 р.); міжнародній науково-практичній конференції «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці» (Харків, ХНАДУ, 16 березня 2017 р.); всеукраїнській науково-методичній конференції «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи» (Харків, ХНАДУ, 21 березня 2017 р.); XIII міжнародному форумі молоді «Молодежь и сельскохозяйственная техника в XXI веке» (Харків, ХНТУСГ ім. П. Василенка 6 – 7 квітня 2017 р.);

В повному обсязі дисертаційна робота обговорювалась та схвалена на розширених засіданнях кафедри тракторів і автомобілів ХНТУСГ ім. П. Василенка та на кафедрі автомобілів ХНАДУ ім. А.Б. Гредескула.

Публікації. Основні результати дисертаційної роботи опубліковані в 46 наукових працях, у тому числі: 28 статей у спеціалізованих наукових виданнях України (з них 7 у виданнях, що включені до міжнародних наукометричних баз); 4 публікації у закордонних виданнях; 6 тез у збірниках доповідей наукових конференцій, отримано 2 патенти.

Структура і обсяг роботи. Дисертація складається зі вступу, 6 розділів, висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 402 сторінки, у тому числі 19 додатків на 53 сторінках. Обсяг основного тексту дисертації становить 282 сторінки, 106 рисунків, 7 таблиць. Список використаних джерел нараховує 252 найменування на 27 сторінках.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтована актуальність теми, сформульовані мета і задачі, визначені об'єкт і предмет дослідження, описані основні методи досліджень і зв'язок з науковими програмами, планами, темами.

Викладені основні положення наукової новизни і практичної цінності, апробації і публікації результатів дисертації.

У першому розділі «Проблематика оцінки функціональної стабільності трактора на транспортних роботах і напрямок дослідження» розкрито характеристики об'єкту та предмету дослідження, наведені тенденції підвищення тракторовикористання на транспортних роботах в аграрному секторі. Виконана класифікація транспортних і транспортно-технологічних засобів на основі тракторів, до яких віднесені ТА при транспортуванні навісних і причіпних сільськогосподарських машин і при виконанні технологічного процесу (рис. 1).



а)



б)

Транспортування: *а* – трактором Case IH Magnum 340 агрегату ґрунтообробного Дукаг-12 (транспортний агрегат); *б* – внесення рідких органічних добрив агрегатом Case IH Magnum 250+ ВНЦ-30 (транспортно-технологічний агрегат в роботі)

Рисунок 1 – Транспортний і транспортно-технологічний агрегати

На основі огляду науково-технічної літератури, що висвітлює тракторовикористання на транспортних роботах в аграрному секторі, були визначені невирішені проблемні питання, до яких віднесені: функціональна стабільність, енергозбереження, динаміка.

На необхідність рішення проблеми *функціональної стабільності* тракторів на транспортних роботах відзначали в своїх роботах професор В.В. Гуськов, професор В.С. Красовський, професор І.П. Ксеневич, професор А.В. Рославцев та інші. З метою підвищення ефективності тракторних поїздів і стабільності їх функціонування пропонувалися різні конструктивні рішення даної проблеми, наприклад, В.М. Шалягін і В.В. Ясєнович пропонували для підвищення тягово-енергетичних показників тракторного поїзда застосування активного привода коліс причепа. Одночасно в роботах зазначених вчених вказувалося на необхідність обґрунтування параметрів функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах. Для тракторних поїздів З.Е. Забелишинським рекомендовано за основний функціональний параметр приймати курсову стійкість руху з урахуванням впливу розподілення тягової сили між осями трактору на стійкість проти занесення (складання).

В роботах Т.К. Годельшина, М.М. Коденко, М.А. Подригало обґрунтована перспективність застосування інформації про прискорення мобільних машин при оцінці їх функціональних параметрів. За аналогію із суміжними галузями

науки і техніки функціональну стабільність транспортних агрегатів можна оцінити за їх функціональною стійкістю, яка характеризує по роботах професора О.А. Машкова і професора О.В. Барабаш, відхилення основних параметрів складних технічних систем від номінальних значень при збуреному і незбуреному русі.

При рішенні проблеми *енергозбереження* рекомендується оцінювати ефективність трактора на транспортних роботах по корисній роботі, яку здійснюють транспортним агрегатом за одиницю часу циклу (доставка вантажу до місця призначення, повернення). При цьому корисна робота визначається роботою рушійних сил трактора за вирахуванням роботи, витраченої на подолання сил шкідливого опору. Проблемі енергозбереження мобільних сільгоспагрегатів присвячені роботи академіка Л.В. Погорілого, професора Л.Є. Агеєва, професора Г.М. Кутькова, професора А.Т. Лебедева, професора І.І. Трепененкова, у яких робиться висновок про взаємозв'язок витрат енергії даних агрегатів від стабільності їх швидкісного руху. Ця проблема для транспортних агрегатів на базі тракторів не вирішена.

Рішенню проблеми *динаміки мобільних машин* присвячені роботи академіка І.І. Артоболевського, академіка П.М. Василенка, академіка Л.В. Погорілого, професора В.Я. Аніловича, професора А.М. Туренко, професора В.О. Богомолова, професора М.П. Артьомова, професора А.І. Бондаренко, професора В.Л. Вейца, професора В.В. Дущенко, професора Д.А. Лопарева, професора Є.Є. Олександрова, професора О.С. Федосова, доцента І.Г. Шепеленко, в основу яких покладено наявність неголономних (кінематичних) зв'язків, здійснюваних елементами трактора і агрегатованих машин. При цьому академік І.І. Артоболевський звертає увагу на проблему динаміки машин змінної маси, яка може бути вирішена за допомогою законів механіки змінних мас. Дослідження в даному напрямку по твердженню академіка Л.В. Погорілого є пріоритетними при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління. При дослідженні динаміки мобільних машин широко використовується метод основою якого є використання сил інерції, розвинутий у працях професора М.П. Артьомова, професора Д.М. Клеца, професора А.Т. Лебедева, професора М.А. Подригало, професора О.С. Полянського, який дозволяє математично привести рівняння динаміки в рівняння статички.

Для оцінки *функціональної стабільності, енергозбереження і динаміки мобільних машин* запропоновані різні методи і прилади, обґрунтовані у працях професора Ю.Я. Вантусова, професора О.В. Колчина, професора С.В. Ляхова, професора А.В. Рославцева, в яких звернено увагу на відсутність систем контролю і управління функціональної стабільності роботи трактора.

В суміжних галузях науки і техніки, наприклад на автомобільному транспорті, в роботах професора В.П. Волкова, професора М.Я. Говорущенко, професора Я.Х. Закина, професора Г.С. Гудзя, професора В.В. Рудзінського, професора О.В. Сараєва, професора Г.А. Смірнова функціональна стабільність автомобілів однозначно пов'язана з їх експлуатаційними властивостями і динамікою руху.

Аналіз відомих наукових робіт і публікацій по функціональній стабільності тракторів на транспортних роботах показав, що функціональні показники даних агрегатів не систематизовані, а для транспортно-технологічних агрегатів, найбільш затребуваних в останній час в аграрному секторі України, дані показники не обґрунтовані. Не вирішена проблема функціональної стабільності транспортних агрегатів змінної маси, до яких можуть бути віднесені агрегати при транспортуванні трактором машин при посіві зернових культур, для внесення рідких та твердих добрив, пестицидів, синхронної роботи із збиральними комбайнами та ін.

Напрямок дослідження визначає необхідність розробки концепції функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах з розробкою універсального методу і засобів, які забезпечують їх рух з мінімальними витратами енергії.

У другому розділі «Динамічний простір функціонування трактора на транспортних роботах» сформульовано поняття динамічного простору функціонування ТА, на основі якого обґрунтовані функціональні параметри трактора на транспортних роботах. Наукова новизна дослідження відображена в нових залежностях витрат енергії ТА при нерівномірному русі і змінній масі.

У загальному вигляді транспортний агрегат (рис. 2) представляється у вигляді системи, на вході якої діють вектора-функції управління $U(t)$ і збурення $F(t)$. Вихідні змінні, що характеризують функціональні параметри ТА, представлені вектором-функцією $Y(t)$. Динамічні властивості ТА характеризуються передаточною функцією $W_T = S_y / S_u$, де S_y і S_u відповідно параметри вихідні та управління.

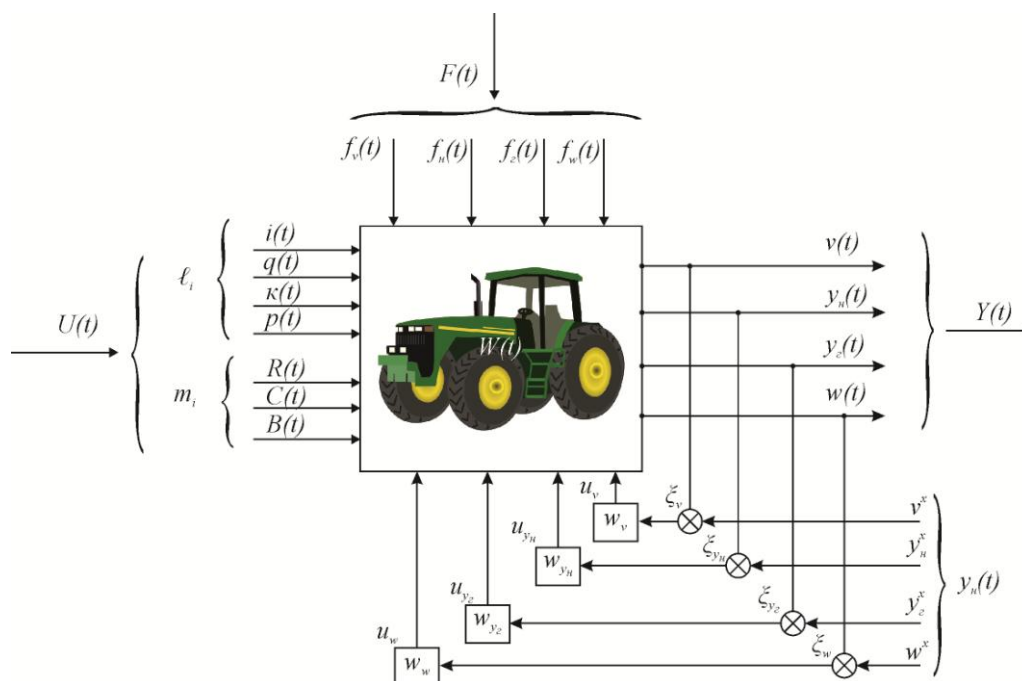


Рисунок 2 – Узагальнена функціональна схема транспортного агрегату

На ТА впливають як керовані вхідні вектора-функції управління ℓ_i [$i(t)$ – передаточне число трансмісії, $q(t)$ – подача палива, $\kappa(t)$ – передаточне число рульового управління, $p(t)$ – зусилля на органі управління гальма], та й некеровані m_i [$R(t)$ – опір руху, $C(t)$ – рельєф дороги, $B(t)$ – вітрові навантаження і т.д.]. Вихідні змінні $Y(t)$ характеризуються швидкістю руху $v(t)$, стійкістю напрямку руху $y_n(t)$ і гальмування $y_z(t)$, стабільністю динамічних властивостей $w(t)$ агрегату.

Зазвичай збурення $F(t)$ визначаються нестабільністю вихідних (функціональних) параметрів $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$ і $w(t)$. При порівнянні даних параметрів з їх значеннями v^x , y_n^x , y_z^x і w^x , при яких ТА функціонує стабільно, на ланках порівняння ξ_v , ξ_n , ξ_z і ξ_w з передаточними функціями w_v , w_{y_n} , w_{y_z} і w_w утворюються сигнали u_v , u_{y_n} , u_{y_z} і u_w коригування керованих вхідних змінних $u(t)$.

Функціональний параметр $v(t)$ характеризується в основному вхідними функціями управління $i(t)$ і $q(t)$ і визначає експлуатаційні властивості ТА, параметри $y_n(t)$ і $y_z(t)$ визначаються в основному $v(t)$, збуреннями напрямки руху $f_n(t)$ та гальмування $f_z(t)$ і спрямовані на забезпечення безпеки руху ТА. Динамічний параметр $w(t)$ характеризує рух ТА в поздовжній, горизонтальній та вертикальній площинах під дією сил в даних площинах.

Динамічний простір функціонування трактора на транспортних роботах базується на метричному просторі станів, кожен елемент якого повністю визначає стан розглянутої системи за функціональними параметрами $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$ і $w(t)$.

При нестабільному одному або декількох функціональних параметрів трактора $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$ і $w(t)$, який характеризується відхиленням від номінальних значень y^x , y_n^x , y_z^x і w^x , можлива втрата трактором функціональної стабільності, при якій він не буде виконувати функції, які визначаються нормативно-технічною документацією (НТД). В даному випадку динамічний простір функціонування трактора визначається передаточними функціями W_v , W_{y_n} , W_{y_z} і W_w , що характеризуються відношенням $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$, $w(t)$ від y^x , y_n^x , y_z^x , w^x .

При експлуатації трактора на транспортних роботах вирішується завдання забезпечення його функціонування в одній з двох областей: $O\Phi$ – область функціонування, в якій трактор працює відповідно до призначення (забезпечується необхідне тягове зусилля, стійкість напрямку руху і гальмування і т.д.); OO – область оптимальної роботи, наприклад за критерієм енергозбереження, в якій трактор працює при допустимій зміні швидкості руху (змінна прискорення руху в допустимих межах) (рис. 3). На даному рисунку точками B_y і B_g відзначено відповідно функціонування трактора в несталому

режимі роботи без прискорення і допустимої області за енергозбереження; Δ_v – запас оптимального функціонування; V_o , V_ϕ – вектора функціонування оптимальний, фактичний; ΔB – запас функціонування в області OF .

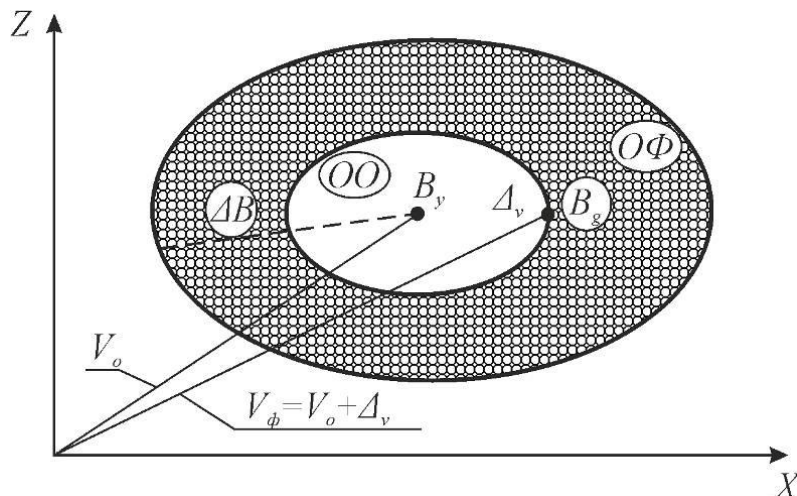


Рисунок 3 – Співвідношення областей оптимальної роботи OO та функціонування OF трактора

Для вирішення наукової проблеми забезпечення функціональної стабільності трактора на транспортних роботах обґрунтована методологія вибору номінальних значень функціональних параметрів $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$, $w(t)$ і також полів допусків на них, при яких забезпечується робота трактора в області OO . Базуючись на основних положеннях теоретичної механіки виконано енергетичний аналіз транспортного агрегату за активною та пасивною роботою трактора у динамічному просторі функціонування. При цьому корисна (активна) робота визначається роботою рушійних сил за вирахуванням роботи, витраченої на подолання сил шкідливого опору, що характеризує не корисну (пасивну) роботу трактора. Пасивна робота сили дорівнює добутку її модулю на шлях і на косинус кута α між напрямками сили і переміщення.

Зазвичай при русі тракторних поїздів на прямолінійній ділянці дороги кут α змінюється в межах $0 < \alpha < 90^\circ$ залежно від номенклатури вантажів, різноманітності дорожньо-польових умов, способу агрегування з причепом і т.д. Доказано, що більшу активну роботу має тракторний поїзд при агрегуванні трактора з напівнавісним причепом ($\alpha = 0$), меншу – при агрегуванні з напівпричепом ($\alpha > 0$), що є наслідком пониженої активної тягової сили трактора.

На зниження активної роботи транспортного агрегату і відповідно на підвищення пасивної роботи істотно впливає нерівномірний його рух, який необхідно розглядати як динамічний процес по взаємозв'язку функціональних параметрів $v(t) = fw(t)$ (за рис. 2). Провідна наукова гіпотеза даної роботи полягає в тому, що при нерівномірному русі транспортного агрегату формуються періодичні (коливальні) зміни його лінійної швидкості, які призводять до осциляційного руху. Запропонована залежність для визначення додаткових витрат енергії на осциляційні рухи при нерівномірному русі ТА:

$$U_o = \frac{m}{2} \bar{\xi}^2, \quad (1)$$

де m – маса транспортного агрегату; $\bar{\xi}$ – середнє значення швидкості зміни осциляцій.

Додаткові витрати енергії на осциляційні рухи транспортного агрегату постійної маси при нерівномірному його русі, наприклад агрегату ХТЗ-17221 + напівпричіп ТСП-16 (маса вантажу – 10000 кг), при прямолінійному русі на твердій ґрунтовій дорозі довжиною 1000 м призводять до додаткових витрат дизельного палива 0,07 кг.

При виконанні трактором транспортних робіт, наприклад при агрегуванні трактора з напівпричепом (рис. 4), лінія дії рушійної сили F завжди відбувається через фіксовану точку O з'єднання трактора з напівпричепом і нестабільні точки M_1 , M і M_2 (центр мас), положення яких визначається масою вантажу, що перевозиться, і розподілом його по об'єму кузова прицепа.

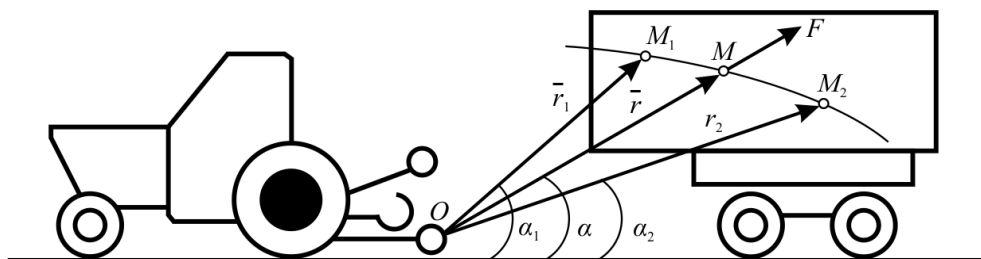


Рисунок 4 – Схема дії рушійної сили трактора при агрегуванні з напівпричепом перемінної маси

Кут α має підвищене значення при повному завантаженні напівпричепа у порівнянні з його частковим завантаженням, тобто $\alpha_1 > \alpha_2$. При цьому пропорційно зменшується активна робота сили F , а пасивна – підвищується.

Для транспортних, транспортно-технологічних агрегатів змінної маси доведено твердження, що є науковою новизною дослідження, про повну роботу рушійної сили трактора, яке не залежить від форми траєкторії руху центру мас вантажу, що перевозиться, а залежить лише від початкового і кінцевого його положення. Нестабільність активної рушійної сили трактора на транспортних роботах характеризує роботу у динамічному просторі функціонування по енергетичним показникам

У третьому розділі «Концепція забезпечення функціональної стабільності трактора на транспортних роботах» сформульована концепція функціональної стабільності транспортного агрегату по енергозбереженню, уточнена теорія буксування трактора на транспортних роботах, які є науковою новизною дослідження.

Відома наукова гіпотеза енергозбереження транспортного агрегату базується на забезпеченні його руху на шляху з постійною швидкістю.

Доведено, що коливання дійсної швидкості трактора на транспортних роботах є функцією:

$$\Delta V_{\delta} = f(M_e, S_{\delta}, R_c, m_{\text{вн}}), \quad (2)$$

де M_e – ефективний момент двигуна; S_{δ} – дійсний пройдений шлях; R_c – тяговий опір; $m_{\text{вн}}$ – маса вантажу.

При усталеному русі агрегату рівновага є не статичною, а динамічною. Це обумовлено періодичною зміною як тягової сили трактора, так і сил опору руху, що призводить до появи лінійних прискорень, які формують періодичну (коливальну) зміну лінійної швидкості ТА:

$$V_{\delta} = V_{\text{дн}} + \frac{\bar{P}_k - \bar{P}_{c\Sigma}}{m_{a2}} \cdot t + \frac{A_{pk}}{m_{a2} \cdot \Omega} \cdot [1 - \cos(\Omega \cdot t)] - \frac{A_{pc}}{m_{a2} \cdot \Omega_i} \cdot [\cos \Delta - \cos(\Omega_i \cdot t + \Delta)], \quad (3)$$

де $V_{\text{дн}}$ – початкова швидкість ТА; \bar{P}_k , $\bar{P}_{c\Sigma}$ – середнє значення відповідно сумарної тягової сили на ведучих колесах трактора і сили опору руху; A_{pk} , A_{pc} – амплітуда коливань \bar{P}_k , $\bar{P}_{c\Sigma}$; Ω – кругова частота коливань крутного моменту ДВЗ (дорівнює круговій частоті коливань сумарної тягової сили на ведучих колесах); Ω_i – кругова частота коливань $\bar{P}_{c\Sigma}$; Δ – початковий зсув по фазі між коливаннями \bar{P}_k і $\bar{P}_{c\Sigma}$; m_{a2} – маса транспортного агрегату.

Втрати енергії ТА за час t , обумовлені коливаннями тягової сили P_k і сумарною силою опору руху $P_{c\Sigma}$, визначаються по обґрунтованій залежності:

$$\Delta W = \left(\frac{\Delta W_{pk \max}}{T_{pk}} + \frac{\Delta W_{pc \max}}{T_{pc}} \right) t, \quad (4)$$

де T_{pk} , T_{pc} – періоди коливань \bar{P}_k і $\bar{P}_{c\Sigma}$; $\Delta W_{pk \max}$, $\Delta W_{pc \max}$ – зменшення кінетичної енергії машини за один період коливання \bar{P}_k і $\bar{P}_{c\Sigma}$.

Додаткові витрати енергії трактора на транспортних роботах від амплітуди коливань тягової сили і опору руху знаходяться у межах 5 – 8 % від загальних витрат енергії, що витрачається на підтримку усталеного руху агрегату.

Дисипативні втрати енергії найбільш істотні для транспортно-технологічних агрегатів змінної маси. Для даних агрегатів положення центру мас ТА визначає його приведену масу, що визначається по залежності:

$$m_{\text{п}} = \sum_{i=1}^n \left[m_i \left(\frac{v_{si}}{v} \right)^2 + J_{si} \left(\frac{w_i}{v} \right)^2 \right], \quad (5)$$

де m_i – маса ланки (трактора, причепа); v_{si} – модуль швидкості центру мас ланки; w_i – модуль кутової швидкості ланки; J_{si} – момент інерції ланки щодо вісі, яка проходить через центр мас перпендикулярно площині руху; v – модуль швидкості точки приведення.

Для підвищення точності оцінки динамічних властивостей ТА отримана формула для обчислення приведеної сили агрегату:

$$F_{\Pi} = \sum_{k=1}^m \left[F_{\kappa} \frac{v_{\kappa}}{v} \cos(F_{\kappa}, v_{\kappa}) + M_{\kappa} \frac{w_{\kappa}}{v} \right], \quad (6)$$

в якій швидкість v_{κ} точки прикладання тягового зусилля трактора F_{κ} , що діє на ланку агрегату, і w_{κ} кутова швидкість ланки агрегату, на яку діє пара сил з моментом M_{κ} .

Приведені маса m_{Π} і сила F_{Π} не залежать від швидкості точки приведення, тому що в формулах (5) і (6) для їх визначення входять тільки відносні швидкості. Наприклад, якщо модуль швидкості точки приведення v змінюється в κ раз, то в стільки ж разів змінюється v_{κ} і w_{κ} , а їх відношення до v залишаються незмінними. Звідси випливає наукова новизна, що визначення приведених сил і мас ТА можна виконати, не знаючи швидкості точки приведення.

Можна зробити висновок, що сили, прикладені до ТА, а також його приведена маса періодично змінюються. При рівності нулю робіт всіх сил за період їх дії, швидкість точки приведення також неминуче буде змінюватися періодично. Зазначені умови є необхідними і достатніми для підтримки усталеного режиму руху, а період зміни швидкості точки приведення (узагальненої швидкості) визначає цикл усталеного руху ТА. Час циклу дорівнює або кратний періоду дії сил. При усталеному режимі сума робіт всіх сил за цикл дорівнює нулю.

Рівність робіт буде виконуватися, якщо робота рушійних сил A_{δ}^u за цикл дорівнює роботі всіх сил опору A_c^u (по модулю):

$$A_{\delta}^u = |A_c^u|. \quad (7)$$

Дана залежність є основним енергетичним рівнянням усталеного режиму руху ТА. З нього на підставі теореми зміни кінетичної енергії для системи з одним ступенем свободи випливає, що збільшення кінетичної енергії ТА за цикл не відбувається, отже швидкість точки приведення на початку і в кінці циклу однакова.

Відхилення максимальної $v_{p \max}$ та мінімальної $v_{p \min}$ швидкості руху ТА визначається за залежностями:

$$v_{p \max} = \bar{v}_p \left(1 + \frac{\delta_n}{2} \right), \quad v_{p \min} = \bar{v}_p \left(1 - \frac{\delta_n}{2} \right), \quad (8)$$

де \bar{v}_p – середнє арифметичне значення швидкості руху; δ_n – коефіцієнт нерівномірності.

Як видно із даної залежності відміну $v_{p \max}$ від $v_{p \min}$ становить $\pm \delta_n/2$, тобто за умови врахування коефіцієнту нерівномірності не повинно перевищувати $\pm 2\%$.

Таким чином, при усталеному русі ТА досягти режиму його роботи при $\bar{v}_p = const$ неможливо ($dv/dt \neq 0$) внаслідок нерівності тягового зусилля трактора F_{κ} і опору руху R_c ($F_{\kappa} \neq R_c$), що призводить до додаткових витрат енергії на виконання транспортних робіт.

Енергозберігаючий режим руху ТА забезпечується при зменшенні прискорень його руху до нуля при функціонуванні в тримірному геометричному просторі. Для вирішення даного завдання запишемо основний закон динаміки в вигляді:

$$m_{np} \cdot \vec{a} = \Delta \vec{P}_{руш} = \sum_{i=1}^n \Delta \vec{P}_{руш i}, \quad (9)$$

де $m_{np} = m_T + m_n$ – приведена маса агрегату (за рис. 5); \vec{a} – прискорення, яке визначається суперпозицією сил $\sum_{i=1}^n \Delta \vec{P}_{руш i}$, які впливають на агрегат; $\Delta \vec{P}_{руш} = \vec{P}_{руш} - \sum \vec{P}_c$ – додаткова рушійна сила; $\vec{P}_{руш}, \sum \vec{P}_c$ – сили відповідно рушійна і опору; m_T, m_n – маси трактора та причепа.

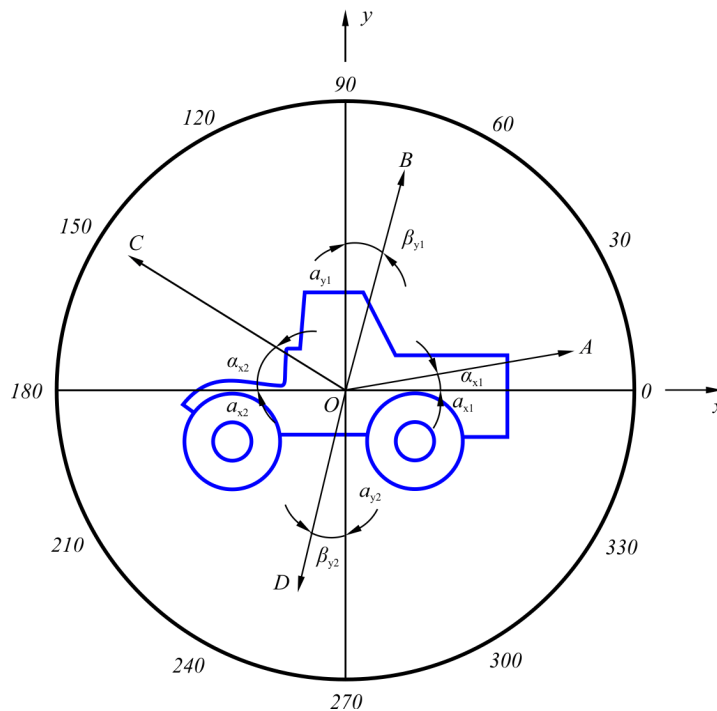


Рисунок 5 – Положення радіус-векторів прискорення в полярній системі координат приведенного центру мас ТА

Зміну положення в просторі центру мас агрегату задамо застосовуючи радіус-вектор, відновлений з початку координат:

$$\vec{r} = a_x \cdot \vec{i} + a_y \cdot \vec{j} + a_z \cdot \vec{k}, \quad (10)$$

де a_x, a_y, a_z – компоненти вектора \vec{a} .

Визначимо кути даного радіус-вектора щодо кожної з вісей інерціальної системи координат:

$$\alpha_x = \arccos\left(\frac{a_x}{a}\right); \beta_y = \arccos\left(\frac{a_y}{a}\right); \gamma_z = \arccos\left(\frac{a_z}{a}\right), \quad (11)$$

де $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2}$ – модуль повного прискорення.

Розглянемо можливі положення радіус-векторів прискорення і їх вплив на сумарну роботу агрегату в полярній системі координат (рис. 5).

Приймаємо, що напрямок вісі x відповідає напрямку руху агрегату. Тоді вектор \overline{OA} визначає умову розгону з мінімальним бічним відведенням. Проекція даного вектора на вісь абсцис a_{x1} визначить значення сили $\Delta\vec{P}_{руш}$, витраченої на розгін ($\Delta\vec{P}_{руш} > 0$).

Довжина проекції буде тим більше, чим більше значення має $\cos\alpha_{x1}$. Тобто можна стверджувати, що кут α визначає складову $\Delta\vec{P}_{руш}$, яка здійснює позитивну роботу. Положення вектора \overline{OC} показує умову уповільнення з частковою витратою сили $\Delta\vec{P}_{руш}$ на бічне відведення агрегату. Проекція a_{x2} отримає від'ємне значення і визначить умови, при яких $\sum\vec{P}_c > \vec{P}_{руш}$, тобто $\Delta\vec{P}_{руш}$ викличе уповільнення руху агрегату. Кут α_{x2} визначає складову сили $\Delta\vec{P}_{руш}$, яка реалізована на уповільнення агрегату. Вектора \overline{OB} , \overline{OD} задають умови бічного відведення агрегату з малими відхиленнями $\Delta\vec{P}_{руш}$ в напрямку руху агрегату. Проекція на вісь абсцис $a_x \rightarrow 0$. Можна стверджувати, що при такому положенні векторів умова рівномірного руху ($\sum\vec{P}_c \approx \vec{P}_{руш}$) виконується. Однак робота визначається кутами β_{y1} і β_{y2} викликає відхилення агрегату від прямолінійного руху і буде шкідливою, а енергія на її виконання – безповоротно витраченою.

Слушно стверджувати, що для збільшення значення корисної роботи повинна виконуватися умова $a_y \rightarrow 0$. У разі розгляду вісі ординат знак проекції вказує на відведення агрегату вправо або вліво і не впливає на величину корисної роботи.

Вісь аплікат розглядається за аналогією з тією лише відмінністю, що від'ємні і додатні значення проекції задаються рухом агрегату по нерівностях дороги з урахуванням обмеження значення вертикальної координати. Коливання по вісі аплікат викликають зміну сили $\sum\vec{P}_c$, пов'язану з необхідністю подолання перешкод. З аналізу положення векторів можна стверджувати, що будь-які відхилення вектора сумарного прискорення \vec{a} в напрямку вісей ординат і аплікат викликають шкідливу роботу і втрату енергії. Залежно від знака проекції $\pm a_x$ робота вздовж напрямку руху є додатковою втратою енергії і в той же час умовою динамічної рівноваги, що задається постійною зміною сили $\vec{P}_{руш}$, яка витрачається на подолання зовнішніх факторів. Умовою динамічної рівноваги є рівність по модулю від'ємних a_{x2} і додатних a_{x1} проекцій вектора \vec{a} при $\sum_{i=1}^n \Delta\vec{P}_{руши} \rightarrow 0$.

Концепція енергозберігаючого режиму руху транспортного агрегату записується у вигляді:

$$\Delta \bar{P}_{\text{руш}} \rightarrow 0 \text{ при } a_{x1}, a_{y1}, a_{z1} \rightarrow 0. \quad (12)$$

Таким чином, додаткова тягова сила трактора в складі ТА, що визначається, як рівнодіюча сил приймаючих участь в формуванні усталеного руху, приводить до нестабільності його швидкісного режиму ($dv/dt \neq 0$) та прагне до нуля за умови зменшення до нуля прискорення при функціонуванні ТА в тримірному геометричному просторі. Дана умова виконується при спрямуванні ТА в оптимальну область (за рис. 3) при відсутності вектора повного прискорення $a = \sqrt{a_x^2 + a_y^2 + a_z^2} = 0$.

У розділі доведено, що при усталеному русі транспортного агрегату досягти режиму його роботи при $\vec{a} = 0$ неможливо внаслідок нерівності тягового зусилля трактора і опору руху, що призводить до додаткових витрат енергії на виконання транспортних робіт. Можна стверджувати, що транспортний агрегат завжди функціонує при $\vec{a} \neq 0$ при статичному розподілі проекції вектора \vec{a} на відповідні вісі. Нестабільність $\vec{a} \neq 0$ більш характерна для транспортно-технологічних агрегатів внаслідок підвищеної різниці вертикальних динамічних навантажень G_k переднього і заднього мостів і нестабільності буксування їх рушіїв δ (рис. 6).

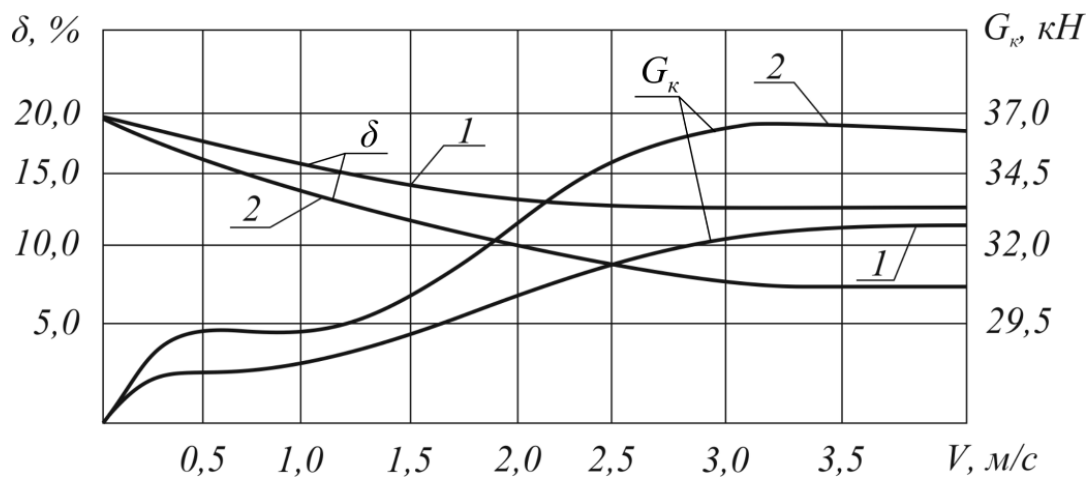


Рисунок 6 – Зміна вертикальних динамічних навантажень G_k і буксування δ переднього (крива 1) і заднього (крива 2) мостів трактора ХТЗ-17221 при агрегуванні з ВНЦ – 10 (маса – 10000 кг) від швидкості руху V на стерні озимої пшениці

Аналіз залежностей $G_k = f(V)$ і $\delta = f(V)$ показує, що $G_{k \max}$ досягається для переднього мосту з $V = 12,6$ км/год, заднього – 11,5 км/год, яким відповідають $\delta_{1 \max} = 13\%$ і $\delta_{2 \max} = 7,5\%$. Відмічено також, що в момент розгону агрегату ХТЗ-17221 + ВНЦ-10 динамічні навантаження заднього мосту зростають більш інтенсивно, ніж переднього; а буксування – навпаки.

Режими руху трактора з прискоренням $\vec{a} \neq 0$ при змінному гаковому навантаженні $\bar{P}_{\text{гак}}$ позначаються і на коливанні коефіцієнта буксування, в першу чергу внаслідок кривизни функціоналу $\delta = f(\vec{a})$. При коливаннях

гакового навантаження в межах $P_{зак} \pm \vec{a} \cdot m_{ae}$ максимальному $\vec{P}_{зак}$ буде відповідати коефіцієнт буксування δ_{max} , а мініимальному – δ_{min} . При цьому через кривизну дробово-раціональної функції апроксимації $\delta = f(\Delta\vec{a} \cdot m_{ae})$ виявиться, що середній (динамічний) коефіцієнт буксування $\delta_{сер} = \delta_{дин} = 1/2 \cdot (\delta_{max} + \delta_{min})$ буде більше, ніж при стаціонарному режимі навантаження δ_o . Величина розглянутого приросту коефіцієнта буксування не буде мати постійний характер при $P_{зак} = const$. Вона буде залежати від частоти і амплітуди коливання повного прискорення $\Delta\vec{a}$.

В четвертому розділі «Методологія функціонального аналізу енергозберігаючих режимів роботи трактора на транспортних роботах» обґрунтовані нові взаємозв'язки інерції і повного прискорення трактора, на основі яких апроксимовані області його функціонування поверхнею другого порядку (еліпсоїдом) та запропоновано алгоритм оптимального управління ТА, що є науковою новизною дослідження.

Методологія функціонального аналізу транспортного агрегату базується на представленні в інерціальній системі координат усталеного руху годографом вектора повного прискорення (рис. 7).

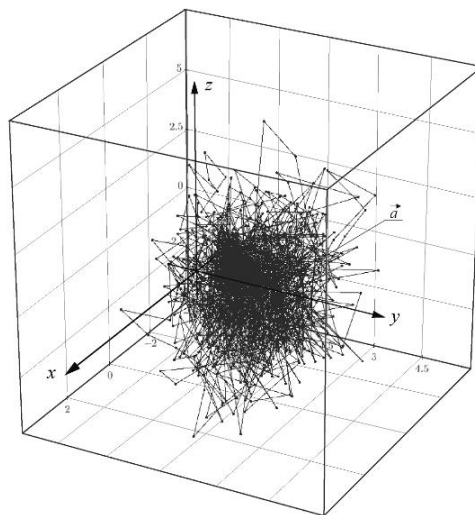


Рисунок 7 – Частковий фрагмент усталеного руху агрегату ХТЗ-17021 + ВНЦ-30, що характеризується годографом вектора повного прискорення \vec{a}

Годограф вектора повного прискорення показує послідовність зміни величини і положення векторів з інтервалом Δt . При аналізі фрагменту усталеного руху можна стверджувати, що побудовані вектора задають область функціонування транспортного агрегату.

Аналіз експериментів показав, що області функціонування ТА можливо описати поверхнею другого порядку (еліпсоїд). Доказано, що максимально повно апроксимує поверхню функціонування «Еліпсоїд мініимального об'єму».

Представимо радіус-вектори повного прискорення часткового фрагменту усталеного руху ТА спроектовані на площину XU (рис. 8). Наближена крива, що характеризує розподіл кінців вектору $\vec{a} = \ddot{x} \cdot \vec{i} + \ddot{y} \cdot \vec{j}$ – це крива другого порядку – еліпс $F_0(x, y) = a_{11}x^2 + 2a_{12}xy + a_{22}y^2$.

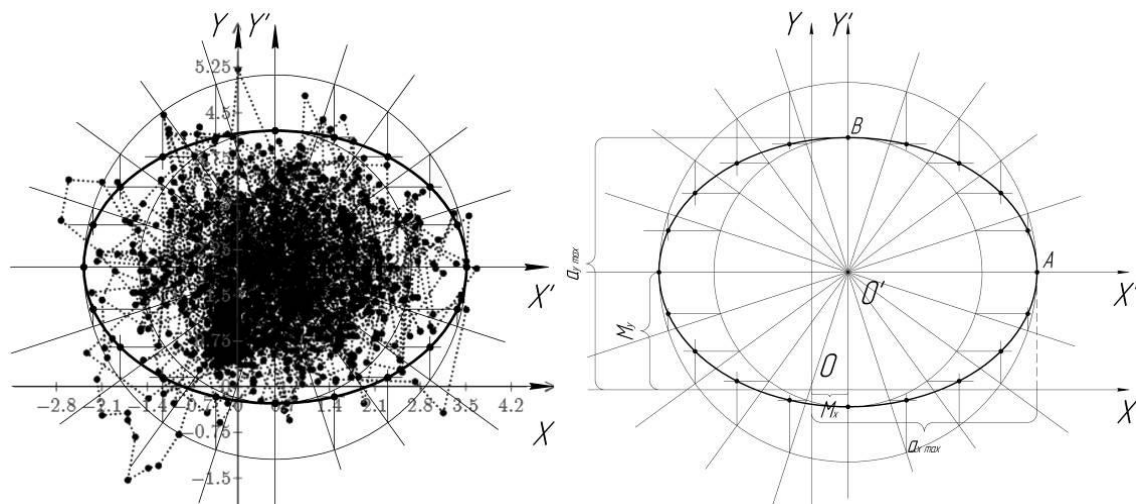


Рисунок 8 – Фрагмент усталеного руху ТА, апроксимований поверхнею другого порядку (еліпсоїд)

Отримано рівняння еліпсоїда функціонування ТА для тривимірного простору в канонічному вигляді:

$$\frac{(x - M_x)^2}{(a_{x\max} - M_x)^2} + \frac{(y - M_y)^2}{(a_{y\max} - M_y)^2} + \frac{(z - M_z)^2}{(a_{z\max} - M_z)^2} = 1, \quad (13)$$

де $a_{x\max}$, $a_{y\max}$, $a_{z\max}$ – максимальне значення проекції вектора повного прискорення для відповідної вісі; M_x , M_y , M_z – математичне очікування для відповідної вісі.

Об'єм області функціонування заходиться інтегруванням рівняння (13) і характеризує втрати енергії при функціонуванні ТА. Для встановлення напрямків оптимізації роботи ТА, що засновані на зменшенні додаткових енергетичних втрат енергії в режимі усталеного руху, необхідним є аналіз щільності розподілу випадкових значень проекцій повного прискорення відносно діапазону $T_{opt} = [-0,5; 0,5]$.

Встановлено, що запропонований принцип аналізу роботи ТА дозволить швидко визначити оптимальний режим та запропонувати заходи спрямовані на подальше зниження втрат енергії, що суттєво підвищить ефективність виконання транспортної операції.

Область функціонування ТА, апроксимована еліпсоїдом, задається множиною кінців радіус вектора повного прискорення відтвореного з центру мас ТА $\Phi_{\vec{a}} = \{\vec{a}_1, \vec{a}_2, \vec{a}_3 \dots \vec{a}_n\}$. Потужність даної множини обмежується часом проведення експерименту t і частотою опитування вимірювального комплексу Δt , $|M| = N = t/\Delta t$. З рис. 8 видно, що еліпсоїд містить простір не заповнений точками. Однак при збільшенні $N \rightarrow \infty$ весь об'єм заповнюється, хоча і має різну щільність розподілу точок. Таким чином, можна говорити про те, що між точками простору R^3 і векторами прискорення агрегату встановлена взаємно однозначна відповідність $\Phi_{\vec{a}} \mapsto R^3$.

Для впорядкованої множини $\Phi_{\vec{a}}$ супремум $s_{\phi} = \sup \Phi_{\vec{a}} \in \Phi_{\vec{a}} = \min \vec{a}_{max}$, а інфімум $i_{\phi} = \inf \Phi_{\vec{a}} \in \Phi_{\vec{a}} = \max \vec{a}_{min} = -\vec{a}_{max} + M_{\vec{a}}$.

Зважаючи на те що вектор \vec{a} можна розкласти за трьома компонентами некомпланарних напрямків $(\vec{i}, \vec{j}, \vec{k})$, запишемо:

$$\vec{a}_{max} = \vec{a}_{x_{max}} \vee \vec{a}_{y_{max}} \vee \vec{a}_{z_{max}}. \quad (14)$$

Сфера мінімальних відхилень прискорення є підмножиною множини $\Phi_{\vec{a}} - T_{opt} \subset \Phi_{\vec{a}}$:

$$T_{opt} = \{ \forall \vec{a}_n \in \Phi_{\vec{a}} | \vec{a}_n \leq \text{sgn} 0,5 \}. \quad (15)$$

Підмножина P є доповненням T_{opt} до універсума $\Phi_{\vec{a}}$:

$$P = T_{opt} \wedge \Phi_{\vec{a}} = \{ \forall \vec{a}_n \in \Phi_{\vec{a}} | (s_T < \vec{a}_n \leq s_{\phi}) \wedge \wedge (i_T < \vec{a}_n \leq i_{\phi}) \}. \quad (16)$$

Множина T_{opt} є ядром еліпсоїда, а його питома вага критерієм оцінки режиму функціонування. Визначити його можливо на основі статистичної обробки:

$$p_T = \frac{n_t}{N}, \quad (17)$$

де n_t – число компонент прискорення, які належать множині $\vec{a}_n \in T_{opt}$ згідно статистичної обробки.

Так як сферична форма ядра з центром на початку координат розглянута як ідеальний випадок, до якого ми наближаємося, то для дійсного функціонування ТА ядро може змінювати своє положення в середині еліпсоїда (рис. 9).

Далі слід розрізняти ідеальне (рис. 9, А) і дійсне (рис. 9, Б) ядро. Для ідеального випадку ядра А і Б збігаються. Відхилення положення дійсного ядра Б від ідеального А викликані обраним режимом роботи, характером транспортної операції, компонуванням ТА, умовами роботи (рельєф, фізико-механічні властивості ґрунту дороги і т.д.).

Слід визначити напрямки, в яких зміщення ядра можливо допустити. Значення проєкцій на вісь ординат задається характером транспортної операції: силами, що викликають бічний увід; частотою коригування траєкторії руху; застосуванням машин змінної маси і т.д. При відсутності можливості усунути зміщення ядра, таке допускається для певної транспортної операції і заданого ТА при порівняльних дослідженнях. Це пов'язано з тим, що центр еліпсоїда задається математичними очікуваннями (M_x, M_y, M_z) , які в більшості випадків відмінні від нульових значень.

Найбільший вплив на значення проєкції прискорення на вісь аплікату надає рельєф дороги, як макро так і мікро нерівності мають стохастичний характер. Зміщення ядра для даної вісі допускається, однак на величину не більшу, ніж M_z .

Запишемо рівняння для дійсного ядра:

$$T'_{opt} = \left\{ \forall \vec{a}_n \in \Phi_{\vec{a}} \mid (i_T < a_{xn} \leq s_T) \wedge (M_y - 0,5 < a_{yn} \leq M_y + 0,5) \wedge (M_z - 0,5 < a_{zn} \leq M_z + 0,5) \right\}. \quad (18)$$

Як підсумок можна стверджувати, що для кожної транспортної операції буде своя допустима область $ДО$, що обмежує максимальний зсув дійсного ядра, для визначення якої на даний момент недостатньо статистичної інформації.

Допустима область будується відповідно у вигляді множини $ДО$:

$$ДО = \left\{ \forall \vec{a}_n \in \Phi_{\vec{a}} \mid E_0(x_0, y_0, z_0) = \left(\frac{1}{2} \bar{M}_{kx}, \frac{1}{2} \bar{M}_{ky}, \frac{1}{2} \bar{M}_{kz} \right) \wedge \Delta_{0n} \leq \frac{\sqrt{\bar{M}_{kx}^2 + \bar{M}_{ky}^2 + \bar{M}_{kz}^2}}{2} + 0,5 \right\}. \quad (19)$$

Однак, аналогічно пошуку «хорошого» еліпсоїда, можливо знайти раціональний режим роботи трактора, який за інших рівних умов буде охарактеризований меншими втратами енергії.

Початковим питанням, на яке необхідно відповісти є допустимий діапазон зміни параметрів, що відповідають за ефективність виконання транспортної операції (далі початкові умови).

Реалізувати необхідну швидкість для будь-якого трактора можна на декількох передачах трансмісії при можливості використання часткових швидкісних режимів роботи двигуна. Вибір раціонального режиму за класичними методиками в цьому випадку зводиться до визначення мінімальної витрати палива і максимального завантаження двигуна.

Ґрунтуючись на запропонований метод аналізу функціонування ТА можливо визначити раціональний режим без втрати якості за менший проміжок часу. Для реалізації методу запропонований алгоритм управління ТА (рис. 10), що базується на пошуку для серії досліджень мінімального за об'ємом еліпсоїда та максимальної питомої ваги дійсного ядра з найменшим його зсувом від початку координат ($ДО \rightarrow \min$).

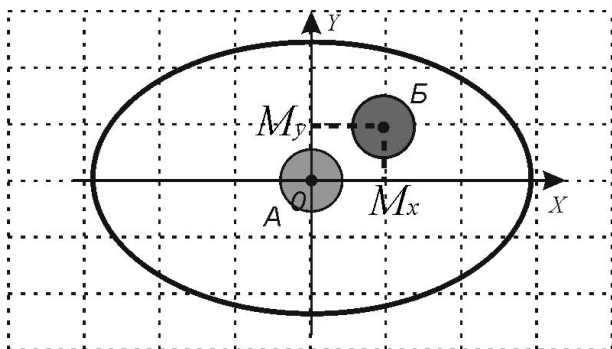


Рисунок 9 – Положення ядра в об'ємі еліпсоїда

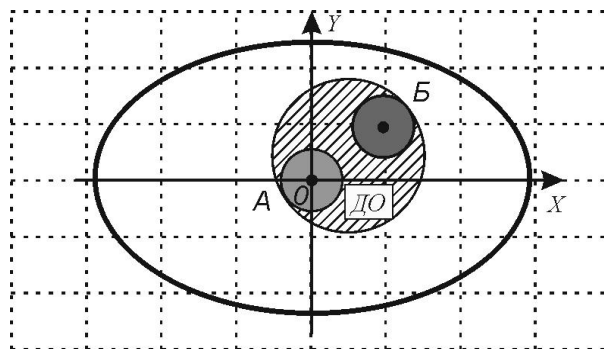


Рисунок 10 – Допустима область (ДО) зсуву ядра еліпсоїда функціонування

В п'ятому розділі «Синтез вимірювально-керуючого комплексу оптимального функціонування трактора на транспортних роботах» виконана розробка програмного забезпечення для реалізації алгоритму керування функціональної стабільності ТА і запропонована методологія синтезу вимірювально-керуючого комплексу функціонування трактора в режимі енергозбереження, що є науковою новизною дослідження.

Розглянуто рух трактора на транспортних роботах як рух системи двох твердих тіл, закріплених на деякій відстані одне від одного стаціонарним зв'язком (за рис. 11).

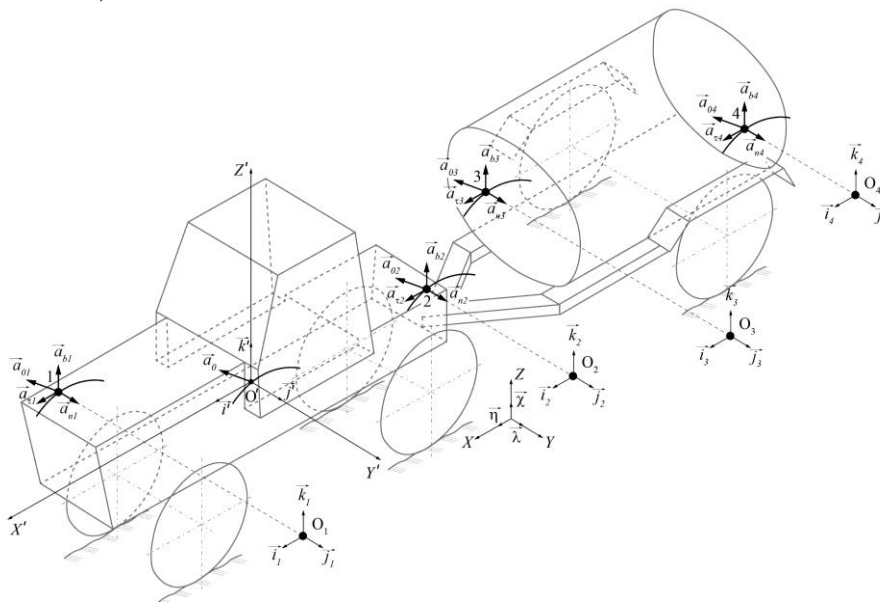


Рисунок 11 – Кінематична модель руху транспортного агрегату

Прийmemo, що дана динамічна система переміщується по відношенню до нерухомої системи координат $Oxyz$, яка задана ортонормованим базисом $O\vec{\eta}\vec{\lambda}\vec{\chi}$. Позначимо кожен датчик прискорень відповідним порядковим номером (вважаємо, що на тракторі і машині, яка транспортується, встановлено по два датчика), тобто $i = 1..k$, $k = 4$.

Вірною установкою датчика будемо вважати таку, при якій «внутрішня» вісь X датчика буде колінеарна поздовжній вісі трактора, вісь Y – ортогональна вісі X і спрямована в бік правого борта агрегату, а вісь Z – вгору і перпендикулярна площині XY .

Сумарне значення прискорень точок трактора уздовж координатних вісей нерухомої системи координат може бути визначено з прискорення тіла в складному русі:

$$a_{\Sigma X}^{mp} = \sum_{i=1}^k a_{0iX}^{mp} + a_{niX}^{mp} + a_{\tau iX}^{mp} + a_{biX}^{mp}; \quad (20)$$

$$a_{\Sigma Y}^{mp} = \sum_{i=1}^k a_{0iY}^{mp} + a_{niY}^{mp} + a_{\tau iY}^{mp} + a_{biY}^{mp}; \quad (21)$$

$$a_{\Sigma Z}^{mp} = \sum_{i=1}^k a_{0iZ}^{mp} + a_{niZ}^{mp} + a_{\tau iZ}^{mp} + a_{biZ}^{mp}, \quad (22)$$

де k – кількість датчиків, встановлених на трактор; a_{0iX}^{mp} , a_{0iY}^{mp} , a_{0iZ}^{mp} – проекції прискорення центру обертання трактора на нерухомі вісі координат; $a_{\tau iX}^{mp}$, $a_{\tau iY}^{mp}$, $a_{\tau iZ}^{mp}$, a_{niX}^{mp} , a_{niY}^{mp} , a_{niZ}^{mp} , a_{biX}^{mp} , a_{biY}^{mp} , a_{biZ}^{mp} – проекції показань датчика прискорення, встановленого на тракторі, по «внутрішній» вісі X, Y, Z на вісі нерухомої системи координат.

При розгляді транспортного агрегату (рис. 11) за аналогічним алгоритмом можна прийти до висновку, що установка двох датчиків на причіпній машині в довільному положенні дозволяє визначити такі ж компоненти прискорень, величини яких визначаються з залежностей виду:

$$a_{\Sigma X}^{ маш } = \sum_{i=1}^k a_{0iX}^{ маш } + a_{niX}^{ маш } + a_{\tau iX}^{ маш } + a_{biX}^{ маш } ; \quad (23)$$

$$a_{\Sigma Y}^{ маш } = \sum_{i=1}^k a_{0iY}^{ маш } + a_{niY}^{ маш } + a_{\tau iY}^{ маш } + a_{biY}^{ маш } ; \quad (24)$$

$$a_{\Sigma Z}^{ маш } = \sum_{i=1}^k a_{0iZ}^{ маш } + a_{niZ}^{ маш } + a_{\tau iZ}^{ маш } + a_{biZ}^{ маш } . \quad (25)$$

Враховуючи рух трактора разом із причіпною машиною як динамічної системи, запишемо умову руху останньої з урахуванням теореми про рух центру мас системи у вигляді:

$$\sum_{i=1}^s F_{Xi}^{a_2} = m_{a_2} a_X^{a_2} ; \quad \sum_{i=1}^s F_{Yi}^{a_2} = m_{a_2} a_Y^{a_2} ; \quad \sum_{i=1}^s F_{Zi}^{a_2} = m_{a_2} a_Z^{a_2} , \quad (26)$$

де $F_{Xi}^{a_2}$, $F_{Yi}^{a_2}$, $F_{Zi}^{a_2}$ – проекції всіх зовнішніх сил, що діють на агрегат, на вісі нерухомої системи координат $Oxyz$; m_{a_2} – маса транспортного агрегату; s – кількість зовнішніх сил, що діють на транспортний агрегат; $a_X^{a_2}$, $a_Y^{a_2}$, $a_Z^{a_2}$ – проекції вектора повного прискорення центру мас динамічної системи на вісі нерухомої системи координат $Oxyz$.

Враховуючи, що сума сил, що діють на трактор і причіпну машину, є сумою всіх зовнішніх сил, отримаємо залежності визначення проекції прискорення центру мас транспортного агрегату через проекції прискорень трактора і причіпної машини:

$$a_X^{a_2} = \sum_{i=1}^k (a_{0iX}^{mp} + a_{niX}^{mp} + a_{\tau iX}^{mp} + a_{biX}^{mp}) + \sum_{i=1}^k (a_{0iX}^{ маш } + a_{niX}^{ маш } + a_{\tau iX}^{ маш } + a_{biX}^{ маш }); \quad (27)$$

$$a_Y^{a_2} = \sum_{i=1}^k (a_{0iY}^{mp} + a_{niY}^{mp} + a_{\tau iY}^{mp} + a_{biY}^{mp}) + \sum_{i=1}^k (a_{0iY}^{ маш } + a_{niY}^{ маш } + a_{\tau iY}^{ маш } + a_{biY}^{ маш }); \quad (28)$$

$$a_Z^{a_2} = \sum_{i=1}^k (a_{0iZ}^{mp} + a_{niZ}^{mp} + a_{\tau iZ}^{mp} + a_{biZ}^{mp}) + \sum_{i=1}^k (a_{0iZ}^{ маш } + a_{niZ}^{ маш } + a_{\tau iZ}^{ маш } + a_{biZ}^{ маш }). \quad (29)$$

Встановлюючи датчики прискорень таким чином, щоб їх «внутрішні» вісі координат збігалися з базисом, визначеним щодо центра ваги ТА, можна

визначити компоненти прискорень будь-якої точки тракторного агрегату в її поступальному русі і трьох обертальних рухів щодо миттєвих вісей повороту, які проходять через точки нерухомого аксоїда системи.

Проведено синтез і виготовлення вимірювально-керуючого комплексу оптимального функціонування трактора, що включає вибір критерію енергозбереження, структурної схеми та визначення постійних параметрів обраної схеми. Комплекс (рис. 12) складається з чотирьох основних частин: радар, контактний датчик на основі Холла, інерційний датчик прискорення та програмно-аналітична складова.

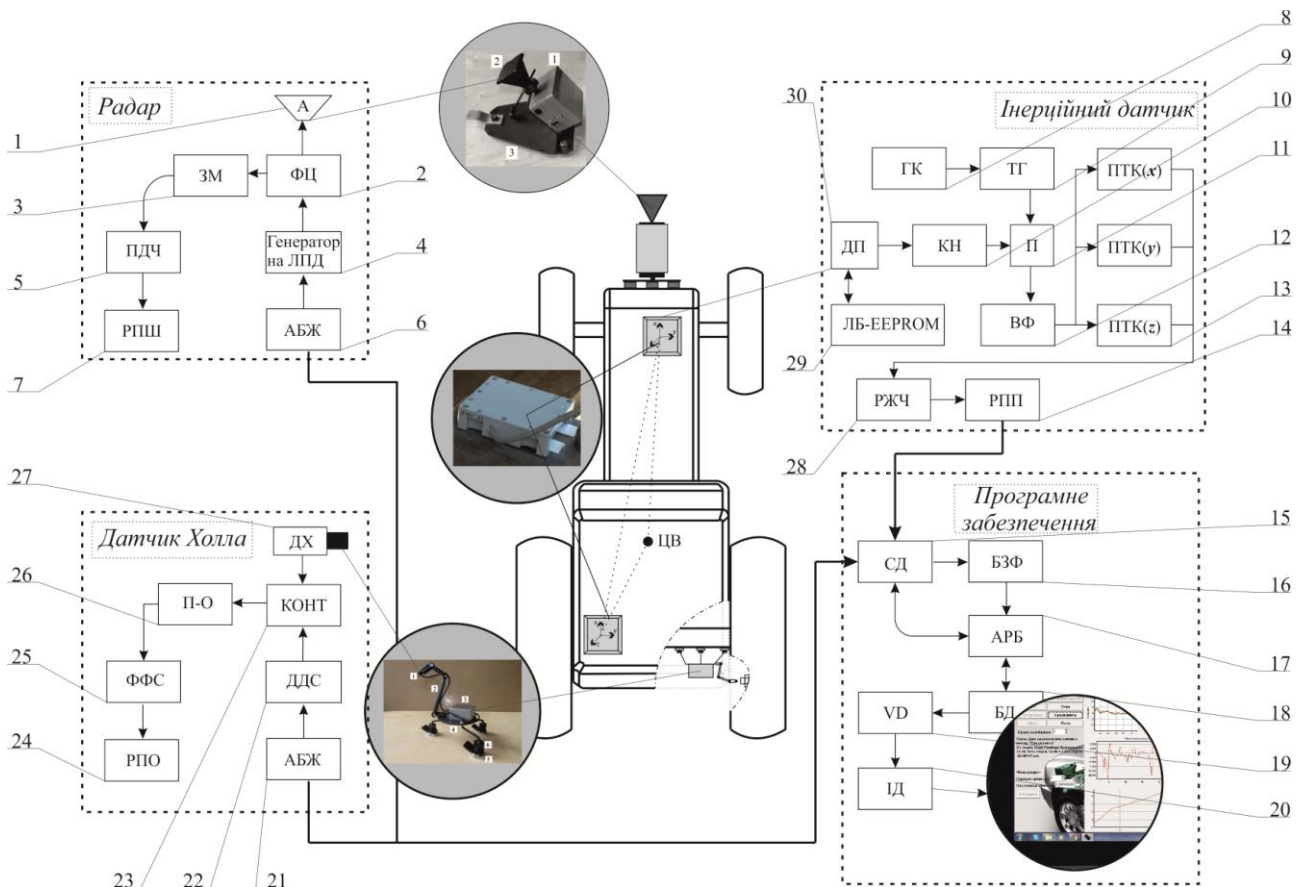


Рисунок 12 – Вимірювально-керуючий комплекс моніторингу динамічних параметрів трактора на транспортних роботах

Встановлення дійсної швидкості руху відбувається радаром визначеного діапазону. Відповідні частоти випромінюються за рахунок використання генератора на ЛПД 4 та феритового циркулятора 2 (ФЦ), а відбитий від опірної поверхні сигнал приймається антеною 1 (А). Далі з використанням змішувача 3 (ЗМ) підсилюються доплеровські частоти 5 (ПДЧ) оброблений сигнал потрапляє в реєстраційний пристрій швидкості 7 (РПШ). Радар має автономне джерело живлення 6 (АДЖ) достатнє за ємністю для проведення довготривалих експериментів.

Для дослідження силових динамічних параметрів використовується інерційні датчики прискорення 30 (ДП), які розташовуються в довільних точках рами елементів ТА за умовою, що на кожний елемент встановлюється мінімум два

датчика. Отримані данні конвертуються 10 (КН) та підсилюються 11 (П) з допомогою генератора частоти 8 (ГЧ) та тактового генератора 9 (ТГ). Далі підсилений сигнал потрапляє до вмонтованого в плату фільтру низьких частот 12 (ВФ) та корегується за допомогою пристрою температурної компенсації 13 (ПТК) для кожної з основних координатних вісей. Датчик має можливість вибору режиму чутливості 28 (РЖЧ) та реєстраційний пристрій 14 (РПП). Передбачена система само-тестування та корекції положення датчика 29 (ЛБ-EEPROM).

Оберти колеса визначаються за допомогою датчика Холла 27 (ДХ), живлення до якого підводиться від автономного джерела 21 (АДЖ) за допомогою двохполярного джерела струму 22 (ДДС). Керує роботою датчика контролер 23 (КОНТ), отриманий сигнал потрапляє в приймач-обмежувач 26 (П-О) після чого фільтрується від наявних флуктуаційних помилок 25 ФФС та реєструється в реєстраційному пристрої 24 (РПО) обертів колеса.

Подальшу обробку та синхронізацію експериментальних даних робить спеціальне програмне забезпечення. Дослідні данні, що надходять з реєстраційних пристроїв, синхронізуються за постійною часу та перевіряються на відповідність 15 (СД). Далі в блоці зовнішньої фільтрації 16 (БЗФ), де передбачені комплекти фільтрів для кожного з отриманих сигналів, виділяються необхідні для подальшого вивчення амплітудно-частотні спектри. Оброблені сигнали потрапляють до аналітично-розрахункового блоку 17 (АРБ), де математичний апарат проводить статистичну та спектральну оцінку та виявляє невідповідності сигналів, за наявності таких АРБ повторно звертається до СД і проводить фільтрацію з іншими налаштуваннями. Проаналізований дослід зберігається в банку даних 18 (БД) на жорсткому диску. Візуальне представлення параметрів, що фіксує діагностичний комплекс відбувається за допомогою програми «Vehicle dynamics 3.9.2» 19 (VD) на інформаційному дисплеї 20 (ІД) ноутбука, чи планшета (рис.13).

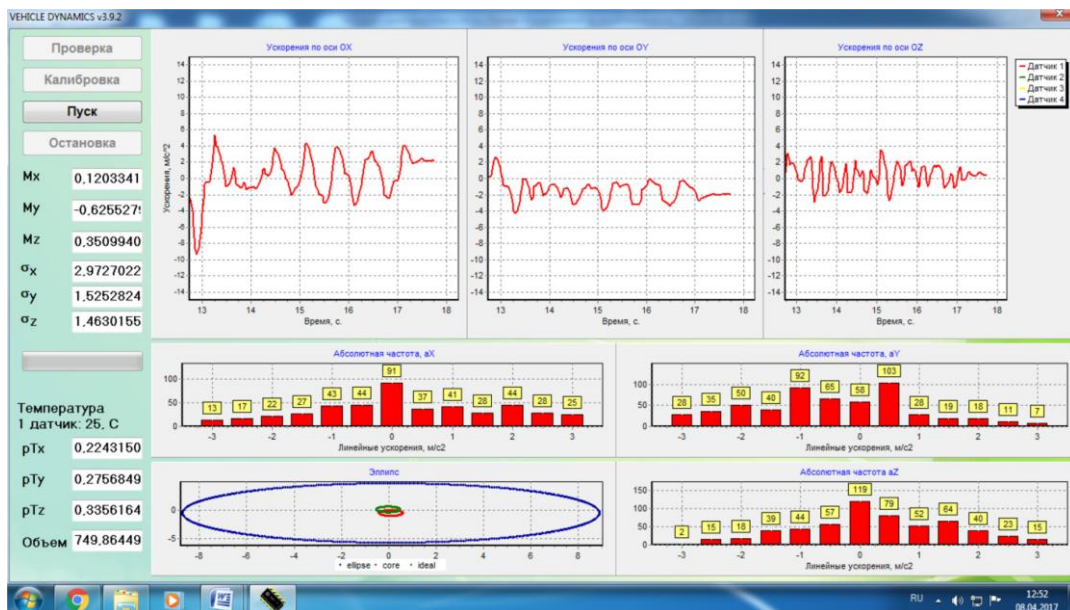


Рисунок 13 – Інтерфейс програмного забезпечення реєстраційно-керуючого комплексу

Аналітична програма є частиною системи керування режимами роботи ТА (рис. 14), яка забезпечує його функціональну стабільність та спрямовує в оптимальну область функціонування.

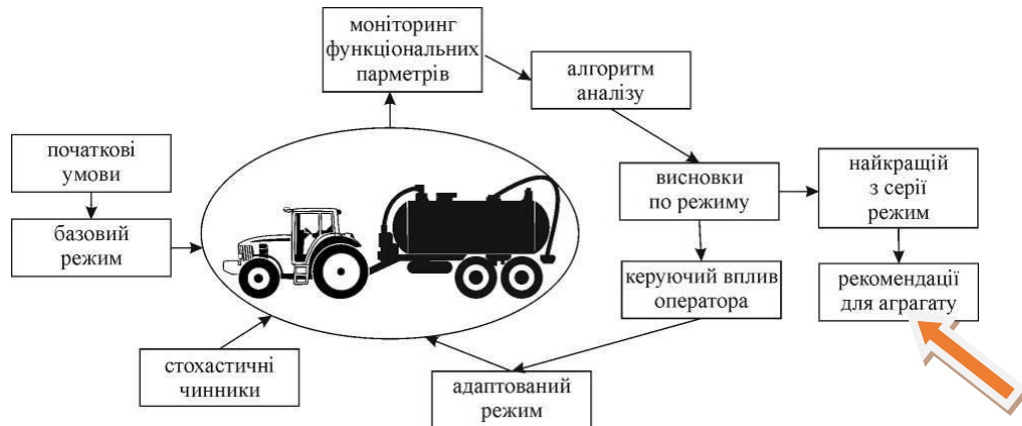


Рисунок 14 – Алгоритм роботи системи керування режимами роботи транспортно-технологічного агрегату

Застосування програми моніторингу функціональних параметрів дозволяє візуально аналізувати обрані режими та, за необхідності, корегувати вихідні дані, чи робити висновок по агрегуванню ТА, безпосередньо при виконанні транспортно-технологічної операції.

В шостому розділі «Експериментальні дослідження тракторів на транспортних роботах» наведені експериментальні дослідження спрямовані на підтвердження теоретичних залежностей та встановлення емпіричних зв'язків між характером зміни узагальнених критеріїв функціонування та режимів роботи трактора та його двигуна.

При проведенні експериментальних дослідження вирішено задачі:

- експериментально підтверджена методології вибору режиму роботи, що спирається на аналіз узагальнених параметрів функціональної стабільності ТА;
- підтверджено експрес-методику визначення тягової сили трактора та сили опору причіпних машин на основі аналізу їх перехідних режимів.
- досліджено характеру розподілу компонент вектора повного прискорення ТА при виконанні операції транспортування, встановлення залежностей зміни питомої ваги ядра еліпсоїда від зміни положення центру мас агрегату при різних методах агрегування;
- досліджено вплив машин з вантажем змінної маси на якість роботи алгоритму керування режимами ТА при виникненні додаткового дестабілізуючого фактору (зміні положення центру мас ТА) в процесі виконання транспортно-технологічної операції.

Експериментальні дослідження проведені на тракторних агрегатах постійної та змінної маси (рис. 15).

Експериментально з використанням комплексу підтверджено залежність між розмахом коливань повного прискорення трактора МТЗ – 80 та режимом роботи його двигуна Д – 240.



а)



б)



в)



г)



Постійна маса: а – ХТЗ-240К з навісним культиватором ТМ Vogel & Noot TerraMax 600; б – John Deere 8310R + причіпна машина МЖТ-16.
 Змінна маса вантажу: в – МТЗ – 82 + Комплекс Реал – 15 + Ліра – 15;
 г – Challenger MT685D + причеп перевантажувач ПБН – 30;
 д – John Deere 8130 + Franz Kleine LS – 16

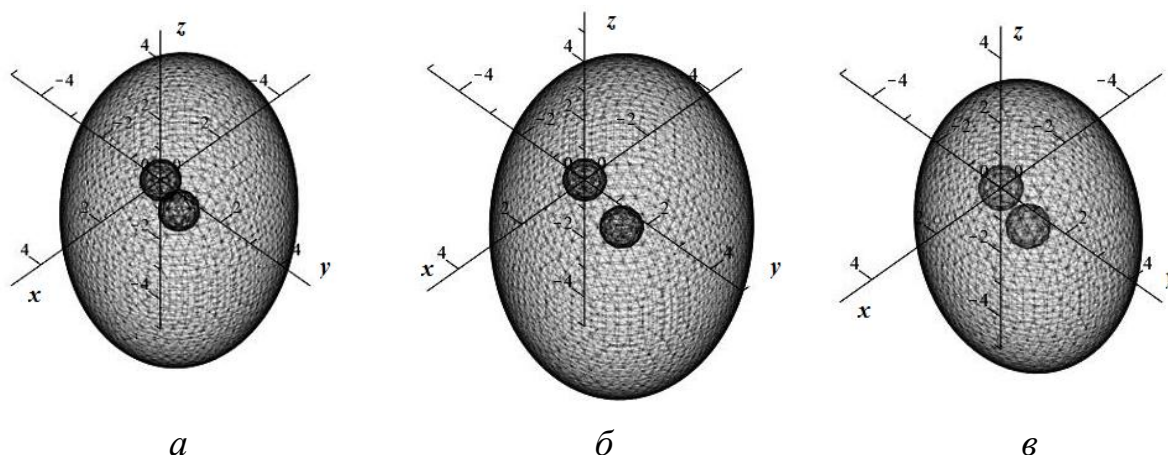
Рисунок 15 – Транспортні агрегати, які брали участь у дослідженнях функціональної стабільності

Для цього використовуючи навантажувальний пристрій (другий трактор Т – 150К) було імітовано різне завантаження двигуна на обраній передатчій трансмісії, що відповідає недовантаженню, перевантаженню та номінальному завантаженню двигуна. На основі статистичної обробки результатів дослідження побудовані еліпсоїди функціонування для режимів, що аналізуються (рис. 16).

Встановлено, що при режимі недовантаження двигуна трактора в діапазон мінімальних втрат $a = [-0,5; 0,5]$ м/с² для вісі x потрапляє 39,5 % проєкцій, для y – 35 %, для z – 37 %; при режимі перевантаження для вісі x потрапляє 38,7 %, для y – 26,8 %, для z – 36 %; при режимі номінального завантаження двигуна для вісі x потрапляє 52,2 %, для y – 38,5 %, для z – 45,8 %.

Об'єм $vol(E_k)$ кожного з еліпсоїдів: режим недовантаження $vol(E_k)_a = 147,2$, режим перевантаження $vol(E_k)_b = 183,5$, номінальний режим $vol(E_k)_c = 97,76$. Тобто алгоритм керування обрав номінальний режим як найкращий за двома критеріями оцінки: об'єм еліпсоїда функціонування для номінального режиму в 1,5 та 1,8 рази менший ніж відповідні еліпсоїди

режимів недовантаження та перевантаження; питома вага ядра також підтверджує номінальний режим як найкращій з серії.



a – режим недовантаження двигуна, *б* – режим перевантаження двигуна,
в – номінальний режим

Рисунок 16 – Еліпсоїди функціонування трактора МТЗ – 80

Обґрунтовано спосіб контролю завантаження двигуна, заснований на визначенні максимального допустимого завантаження при заданій швидкості руху. Ступень завантаження визначається не щодо положення рейки паливного насоса, а по вимірюванню величини динамічної складової деформації еластичного пневматика і опорної поверхні (буксування), внаслідок прикладеного до рушіїв крутного моменту. Даний спосіб реалізований при оцінці буксування трактора МТЗ – 80 (рис. 17).

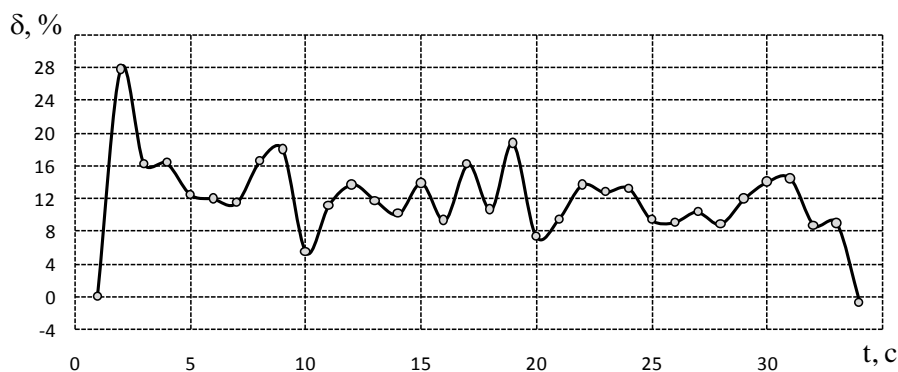


Рисунок 17 – Буксування рушіїв трактора МТЗ – 80 на твердій ґрунтовій дорозі при номінальному завантаженні двигуна

При недовантаженні середнє значення буксування складає $\delta_{сер} = 6,7 \%$, динамічна складова буксування незначна $\delta_{дин} = \pm 1,46 \%$, тобто як і передбачалося суттєвого демпфування коливань крутного моменту двигуна не відбувається. При перевантаженні – $\delta_{сер} = 22,4 \%$ виходить за допустимі межі за екологічними критеріями, а динамічна складова суттєво збільшується $\delta_{дин} = \pm 5,13 \%$, це характеризує режим як екологічно небезпечний з великими

дисипативними втратами енергії. При режимі номінального завантаження $\delta_{сер} = 12,5 \%$ знаходиться в допустимій зоні за екологічними критеріями, динамічна складова суттєво знижується $\delta_{дин} = \pm 2,57 \%$.

Підтвердження ефективності запропонованої методики оцінки тягово-енергетичних показників трактора проводилися при тягових випробуваннях трактора ХТЗ – 240К на дорозі з асфальтовим покриттям. Аналіз статистичних характеристик зміни тягового зусилля трактора ХТЗ – 240К за час досліду показує, що спектр випадкових процесів включає навантаження різної частоти і амплітуди. При русі на двох ведучих мостах виділяються гармоніки з частотами в діапазоні 0,4 – 3, 0 Гц та кілька гармонік основного тону 0,6 Гц, 1,4 Гц, 2,6 Гц. Використання переднього приводу створює концентрацію гармонік в діапазоні 1,6 – 2 Гц та один переважаючий тон 1,9 Гц. Дисперсія виокремленого тону при роботі на одному передньому мосту в 3 рази більша ніж при роботі на двох мостах за кожним з взятих діапазонів. Тобто можна стверджувати, що при роботі на передньому провідному мості необхідно обмежити тяговий опір 30 кН.

При дослідженні динамічних показників ТА використовувався розроблений комплекс моніторингу динамічних параметрів, установка елементів якого показана на рис. 18.



a – загальний вид обчислювального модулю; *б* – радар (дійсна швидкість); *в* – датчик обертів колеса (теоретична швидкість);
г, д, е – інерційні датчики (прискорення)

Рисунок 18 – Встановлення вимірювального обладнання на ТА

Експериментальні дослідження транспортування навісних машин на прикладі – ХТЗ-240К + навісний культиватор ТМ Vogel & Noot TerraMax 600 (за рис. 15, *a*), показали, що використання переднього моста дозволяє збільшити вагу ядра еліпсоїда в трьох напрямках на 6 – 8 %. Режим є найкращим з позиції енергозбереження і керованості. При русі трактора

ХТЗ-240К з навісним культиватором ТМ Vogel & Noot TerraMax 600 при включеному передньому провідному мості стійкість забезпечується при швидкості руху до 20 км/год, при двох включених мостах – обмежена 15 км/год.

Результати динамічного аналізу ТА дозволяють стверджувати, що транспортування причіпної машини МЖТ-16 трактором John Deere 8310R (за рис. 15, б) при повному завантаженні є найбільш прийнятним, як з позиції безпеки (коефіцієнт стійкості руху знаходиться в допустимих межах), так і з позицій енергозбереження (питома вага ядра наближається до мінімальних енергетичних втрат). Транспортна швидкість з вантажем не повинна перевищувати $V_o = 30$ км/год, для реалізації обрано режим роботи на 16 передачі трансмісії при обертах валу двигуна $n_e = 1680$ хв⁻¹ (частково-швидкісна характеристика, година витрата палива знизиться до $G_{zod}^{16} = 31,8$ кг/год, питома – до $g_{zak}^{16} = 0,267$ кг/кВт·год, а завантаження двигуна збільшиться до 90 – 95%). При виконанні технологічного процесу швидкість руху $V_o = 10$ км/год при тяговому опорі $R_{zak} = 32 - 34$ кН. Отримати необхідну швидкість агрегату можливо на 12, 11, 10 передачах трансмісії трактора. Найбільш доцільно використовувати 12 передачу ($P_{zak}^{12} \max \approx 44$ кН, $V_o^{12} = 13,5$ км/год) з переходом двигуна на частково-швидкісну характеристику $n_e = 1600$ хв⁻¹. Для даного режиму роботи двигуна маємо годинну витрату палива $G_{zod}^{12} = 34,28$ кг/год, питому $g_{zak}^{12} = 0,35$ кг/кВт·год.

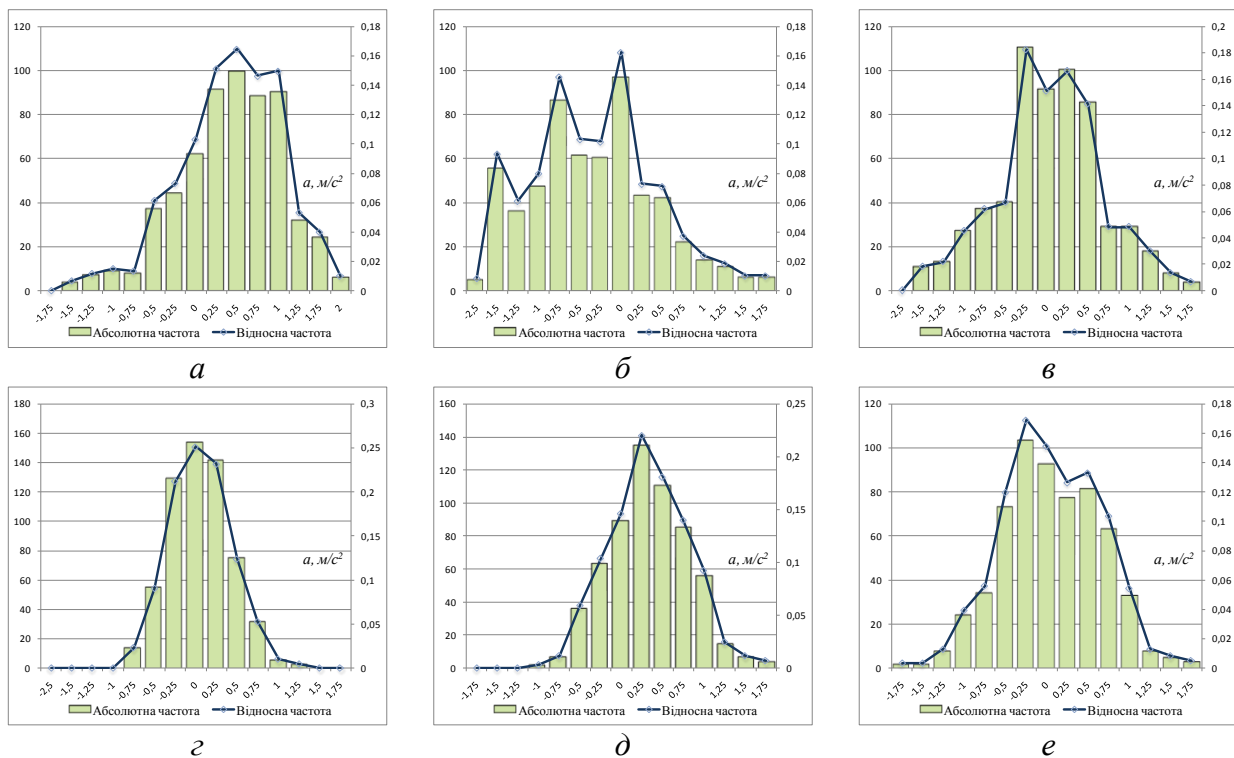
На прикладі машин змінної маси МТЗ – 82 + Комплекс Реал – 15 + Лира – 15; Challenger МТ685D + причеп накопичувач ПБН – 30; John Deere 8130 + Franz Kleine LS – 16 експериментально підтверджено, що зміна маси вантажу під час виконання транспортно-технологічної операції впливає на функціональну стабільність агрегату, проте цей вплив диференціюється від відповідності маси вантажу та агрегату. При експериментальному дослідженні доведено теоретичне припущення, що за допомогою алгоритму керування можливо обрати напрямки зменшення дестабілізуючого впливу.

При дослідженні тракторного агрегату МТЗ – 82 + Комплекс Реал – 15 + Лира – 15 (за рис. 15, в), призначеного для внесення в ґрунт рідких мінеральних добрив і засобів захисту рослин, дослідження проводилися при транспортуванні комплексу до поля та при виконанні технологічної операції. Згідно до технічних вимог функціонування комплексу його робоча швидкість коливається в межах $V_p = 8 - 12$ км/год. Обрано режим роботи на сьомій передачі при обертах двигуна $n_e = 2100$ хв⁻¹, це дасть можливість реалізувати швидкість $V_o = 11,9$ км/год, година витрата палива знизиться до $G_{zod}^{VII} = 12,8$ кг/год, а питома витрата палива складе $g_{zak}^{VI} = 0,295$ кг/кВт·год. Встановлено, що зміна маси даного комплексу суттєво не впливає на характер його функціонування. Тобто при використанні машин маса вантажу яких

суттєво менша ніж маса трактора додаткової корекції режимів роботи по масі роботи не потрібно.

При дослідженні транспортного агрегату Challenger MT685D + причеп накопичувач ПБН – 30 (за рис. 15, з) при виконанні транспортування-перевантаження насіння соняшника маса трактора дорівнює 10300 кг, максимальна вага насіння соняшника при повному завантаженні по об'єму причепа дорівнює 11000 кг, тобто маса трактора та вантажу відповідні. Вибір режиму роботи ТА спирається на потенційні можливості трактора та технологічні вимоги. Швидкість руху Challenger MT685D + ПБН – 30 за умов даного агрофону повинна становити 15 км/год. Таку швидкість можливо реалізувати на двох передачах трансмісії: «rabbit 17» та «rabbit 19». При обраній «rabbit 19» необхідно знизити частоту обертання колінчастого валу двигуна з $n_{e1} = 2150 \text{ хв}^{-1}$ до $n_{e2} = 1750 \text{ хв}^{-1}$, це дозволить більш повно завантажити двигун та покращити паливну економічність – $g_{зак} = 0,268 \text{ кг/кВт} \cdot \text{год}$. Година витрата палива зменшиться $G_{зод} = 25,74 \text{ кг/год}$ на $0,757 \text{ кг/год}$.

Дослідження впливу змінної маси вантажу на функціональну стабільність агрегату по запропонованій методології представлені рис. 19.



a, б, в, – маса вантажу 5,5 т (0,5 повної маси);

г, д, е, – маса вантажу 11 т (повна маса)

Рисунок 19 – Розподіл компонент вектора прискорення при дослідженні усталеного руху ТА Challenger MT685D + ПБН – 30

Додатковий збурюючий чинник – зміщення центру мас напівзаповненого причепа викликає зменшення питомої ваги ядра (рис. 19 *a, б, в*): $p_{Tx} = 0,33$, $p_{Ty} = 0,34$, $p_{Tz} = 0,5$ при математичних очікуваннях $M_{ax} = 0,303$; $M_{ay} = 0,44$;

$M_{az} = 0,08$ в порівнянні з порожнім причепом: $p_{Tx} = 0,455$, $p_{Ty} = 0,38$, $p_{Tz} = 0,41$. Максимальне заповнення причепу дозволяє збільшити питому вагу ядра: $p_{Tx} = 0,69$, $p_{Ty} = 0,47$, $p_{Tz} = 0,54$ при математичних очікуваннях: $M_{ax} = 0,06$; $M_{ay} = 0,2$; $M_{az} = 0,06$ (рис 19 *z,d,e*). Найбільш суттєво покращились характеристики коливань прискорення в поздовжній вісі, це свідчить, що додаткові збурення від зміщення шарів насіння, проявляються тільки при неповному заповненні причепу і таких режимів роботи слід уникати. Буксування рушіїв для цієї транспортно-технологічної операції показує досить мале середнє значення $\delta_{сер} = 3,8 \%$, це інформує про неможливість без збільшення технологічної швидкості завантажити ТА. Динамічна складова буксування при збільшенні маси вантажу зменшилась і становить $\delta_{дин} = \pm 1,05 \%$.

Слід зауважити, що вибрати раціональний режим для цього агрегату досить складно бо при його агрегуванні не було враховано відповідність гакового зусилля тяговому опору причепа. При необхідному $P_{зак} = 17,5 - 19$ кН на передачах трансмісії, що дозволяють реалізувати потрібну швидкість номінальне тягове зусилля вдвічі більше: «rabbit 17» $P_{зак17} = 44,5$ кН; «rabbit 19» $P_{зак19} = 40,94$ кН. Тому для транспортування-перевантаження насіння соняшника доцільно використовувати трактор з менш потужним двигуном або агрегувати трактор Challenger MT685D з причепом ПБН – 40.

При дослідженні транспортного агрегату John Deere 8130 + причеп Franz Kleine LS – 16 (за рис. 15, *d*) при виконанні транспортування-перевантаження цукрового буряку маса трактора дорівнює 10346 кг, максимальна вага цукрового буряку при повному завантаженні причепа дорівнює 15500 кг, тобто маса вантажу домінує над масою трактора. Технологічна частина характерна зміною маси вантажу від 0 кг до 15500 кг, тому для підвищення ефективності роботи агрегату необхідно змінювати режими роботи двигуна під час виконання технологічної операції. Режими обиралися для двох проміжків зміни маси від 0 до 7500 кг та від 7500 кг до 15500 кг. Для першого обрано 12 передачу трансмісії з переходом на частково-швидкісну характеристику двигуна $n_e = 1600$ хв⁻¹, при цьому витрата палива складе $G_{зод} = 24,13$ кг/год, а питома $g_e = 0,294$ кг/кВт · год. Для другого обрано 10 передачу оберти двигуна $n_e = 2099$ хв⁻¹, при цьому витрата палива складе $G_{зод} = 31,14$ кг/год, а питома $g_e = 0,260$ кг/кВт · год.

Транспортна швидкість обмежена нормативно-технічною документацією 20 км/год, але реалізувати її при заповненому причепі трактор John Deere 8130 не може, тому транспортування відбувається на 10 передачі при швидкості 10,2 км/год.

Аналіз експериментальних досліджень функціональної стабільності машин з вантажем змінної маси дозволяє стверджувати, що фактор маси вантажу суттєво впливає на характер їх функціонування за умови, що вона більша або відповідна масі трактора. Для агрегатів, в склад яких включені такі

машини, доцільно корегувати режими їх роботи, особливо при тривалому часі заповнення (спорожненні) бункера, чи причепа, це дозволить покращити паливну економічність за рахунок більш раціонального завантаження двигуна. Також треба звернути увагу, що транспортування рідких та сипких матеріалів потрібно виконувати при повному завантаженні бункера чи ємності.

Запропонована теорія та концепція забезпечення функціональної стабільності трактора на транспортних роботах, що наведені в роботі, створюють методологію, яка згідно експериментальних даних дозволяє підвищити точність забезпечення роботи транспортного агрегату в оптимальній за енергозбереженням області функціонування.

ВИСНОВКИ

1. За результатами аналізу наукових концепцій і тенденцій застосування в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах встановлено, що використання колісних тракторів знаходиться в межах 50...55 % від річної зайнятості; проблема їх функціональної стабільності не вирішена; функціональні показники не систематизовані, а для транспортно-технологічних агрегатів, найбільш затребуваних в останній час в аграрному секторі України, дані показники не обґрунтовані.

Напрямок дослідження визначено необхідністю формування концепції функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах з розробкою універсального методу і засобів, які забезпечують рух з мінімальними витратами енергії.

2. Запропоновані показники функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах, до яких віднесено: швидкість руху $v(t)$, стійкість напрямку руху $y_n(t)$ і гальмування $y_z(t)$, стабільність динамічних властивостей $w(t)$. При нестабільному одному або декількох параметрів $v(t)$, $y_n(t)$, $y_z(t)$, $w(t)$ можлива втрата трактором функціональної стабільності. У даному випадку проблема вирішується по обґрунтованій методології забезпечення робіт транспортного агрегату в області оптимальної роботи за критерієм енергозбереження.

3. Обґрунтовано нові залежності, що є науковою новизною дослідження, додаткових витрат енергії на осциляційні рухи транспортного агрегату постійної маси, які наприклад, для трактора ХТЗ – 17221 з напівпричепом ТСП – 16 (маса вантажу – 10000 кг) на твердій ґрунтовій дорозі довжиною 1000 м призводять до додаткових витрат дизельного палива 0,07 кг.

Доведено твердження, що є науковою новизною дослідження, про повну роботу рушійної сили трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси, яка не залежить від форми траєкторії зсуву центру мас вантажу, що перевозиться, а залежить лише від початкового і кінцевого його положення.

4. За результатами комплексного аналізу дисипативних (не продуктивних) втрат енергії трактора на транспортних роботах обґрунтована концепція, що є науковою новизною дослідження, формування його функціональної стабільності, яка на відміну від відомих базується на

доказаному твердженні забезпечення зменшення повного прискорення до нуля при функціонуванні транспортного агрегату в тривимірному геометричному просторі. Встановлено, що «хорошою» поверхнею для апроксимації області функціонування транспортних агрегатів постійної чи змінної маси є еліпсоїд функціонування, для практичного застосування якого отримані канонічні та параметричні рівняння, що дозволяють детально вивчати область функціонування в графічних програмах.

5. Уточнена теорія буксування рушіїв трактора на транспортних роботах, що є науковою новизною дослідження, яка відмінна від відомих досліджень обґрунтуванням нових динамічних залежностей буксування при не стаціонарності вертикальних коливань трактора. Доведено, що для транспортно-технологічних агрегатів колеса переднього провідного моста мають підвищене максимальне буксування $\delta_{1 \max} = 15 \%$ у порівнянні з заднім мостом $\delta_{2 \max} = 7,5 \%$. Відмічено, що у момент розгону даних агрегатів динамічні навантаження досягають максимальне значення $G_{k \max}$ для заднього мосту більш інтенсивно та при меншій швидкості $V = 11,5$ км/год, ніж для переднього $V = 12,6$ км/год.

6. Удосконалені в роботі методи динамічної стабільності і обробки інформації про прискорення руху транспортного агрегату покладені в основу вимірювально-керуючого комплексу, що дозволяє досліджувати в реальному часі динаміку агрегату. Обґрунтовано алгоритм системи керування режимами роботи транспортного агрегату, який на відміну від відомих спрямовує в оптимальну область функціонування. При імітування навантаження доведено, що заявлений алгоритм обирає найкращім номінальний режим роботи ДВЗ трактора МТЗ–80 в безрозмірному вигляді, як за об'ємом еліпсоїда: а) $N_e^{\text{факт}} < N_e^{\text{ном}} - \text{vol}(E_k)_a = 147,2$; б) $N_e^{\text{факт}} > N_e^{\text{ном}} - \text{vol}(E_k)_b = 183,5$; в) $N_e^{\text{факт}} \approx N_e^{\text{ном}} - \text{vol}(E_k)_c = 97,76$ так і за питомою вагою ядра: $p_{та} = 0,395$, $p_{тб} = 0,387$, $p_{тв} = 0,522$.

7. Для забезпечення функціональної стабільності транспортних агрегатів змінної маси доведені дві ключові тези: вага вантажу має суттєвий вплив при її відповідності чи домінуванні над вагою трактора; характер та властивості вантажу, що транспортується, задає динамічні відхилення функціональних показників особливо при неповному завантаженні ємності, бункера чи кузова. Для John Deere 8310R + МЖТ–16 при виконанні технологічного процесу при швидкості руху $V_o = 10$ км/год доцільно використовувати 12 передачу ($P_{зак}^{12} \max \approx 44$ кН, $V_o^{12} = 13,5$ км/год) з переходом двигуна на частково-швидкісну характеристику $n_e = 1600$ хв⁻¹. В подальших дослідженнях необхідно обґрунтувати та розробити систему автоматичного керування режимами, що дозволить виключити вплив оператора.

8. Обґрунтовані структура і параметри комбінованого вимірювального комплексу моніторингу буксування і швидкості транспортного агрегату, що дозволяє з високою точністю ($\pm 2,0 \%$) досліджувати в режимі реального часу зміну параметрів його руху. Застосування комплексу на прикладі трактора

МТЗ – 80 при імітуванні навантаження дозволило встановити як середнє значення буксування при недовантаженні $\delta_{сер n} = 6,7 \%$, при перевантаженні $\delta_{сер n} = 22,4 \%$, при номінальному завантаженні $\delta_{сер N} = 12,5 \%$ так і його динамічну складову $\delta_{дин n} = \pm 1,46 \%$, $\delta_{дин n} = \pm 5,13 \%$, $\delta_{дин N} = \pm 2,57 \%$.

9. Адекватність створеної математичної моделі транспортного агрегату на базі колісного трактора підтверджена експериментальними дослідженнями на прикладі агрегатів ХТЗ – 240К + ТМ Vogel & Noot TerraMax 600 та John Deere 8310R + МЖТ–16. Максимальна похибка при порівняльній теоретичних результатів з експериментальними не перевищує 7 %, що дозволяє провести на базі оцінки повного прискорення комплексні теоретичні дослідження транспортних і транспортно-технологічних агрегатів.

10. Отримані практичні рекомендації по вибору режимів роботи тракторів на основі алгоритму аналізу функціональної стабільності. Транспортні операції трактором ХТЗ – 240К повинні виконуватися з обмеженням швидкості $V_{max} = 20$ км/год на передньому провідному мості за умови, що тяговий опір не перевищує 30 кН; трактором John Deere 8310R + МЖТ–16, $V_{max} = 30$ км/год 16 передача трансмісії, $n_e = 1680$ хв⁻¹, $G_{zod}^{16} = 31,8$ кг/год; Challenger МТ685D + ПБН – 30, $V_{max} = 15$ км/год, передача «rabbit 19». Транспортно-технологічні: МТЗ – 82 + Комплекс Реал – 15 + Лира – 15 робоча швидкість $V_o = 11,9$ км/год, VII передача, $n_e = 2100$ хв⁻¹, $G_{zod}^{VII} = 12,8$ кг/год; John Deere 8130 + причеп Franz Kleine LS – 16 режими корегуються з зміною маси: $m_{en} = 0 - 7500$ кг, 12 передача, $n_e = 1600$ хв⁻¹, $G_{zod} = 24,13$ кг/год; $m_{en} = 7500 - 15500$ кг, 10 передача, $n_e = 2099$ хв⁻¹, $G_{zod} = 31,14$ кг/год. Експериментами підтверджено ефективність роботи трактора в оптимальній області функціонування, яка забезпечує економію палива для транспортних операцій на 3 – 5%, транспортно-технологічних 5 – 7 %.

11. Головні результати досліджень з оцінки функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах, які доведені до методів, методик, алгоритмів, приладів та програм використовується на Державних наукових установах, виробництві та в навчальному процесі.

Розроблений за участю здобувача стандарт СОУ 71.2-37-046043080-017:2015 рекомендовано Міністерством аграрної політики та продовольства України для використання при випробуваннях і модернізації тракторів.

ПЕРЕЛІК ОПУБЛІКОВАНИХ РОБІТ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

Список публікацій, в яких опубліковані основні наукові результати дисертації:

1. Шуляк М.Л. Підвищення ефективності експлуатації енергонасиченого трактора в агрегаті з сільськогосподарською машиною змінної маси / М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип. 148 – С. 280 – 286.

2. Шуляк М.Л. Методи використання надлишкової потужності двигуна енергонасиченого трактора / М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип.146. – С. 219 – 226.

3. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Збірник наукових праць. Серія: Автомобіле- та тракторобудування. – Х. : НТУ «ХП». – 2015. – № 9 (1118). – С. 98 – 107.

4. Подригало М.А. Синхронізація руху транспортного агрегату та комбайна під час виконання спільних технологічних операцій рослинництва / М.А. Подригало, М.П. Артёмов, М.Л. Шуляк, Д.В. Берладін // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 159 – С. 34 – 40.

5. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 168 – С. 73 – 79.

6. Шуляк М.Л. Вплив рельєфу несучої поверхні на коливання швидкості руху МТА / М.Л. Шуляк // Вісник ТДАУ. – Мелітополь: ТДАТУ, 2015. – Вип. 15, т. 3. – С. 149 – 156.

7. Лебедев А.Т. Забезпечення стійкості і керованості сільськогосподарських агрегатів із змінною масою / А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, М.Л. Шуляк, І.А. Лебедева // Технічні науки: зб. наук. праць ВНАУ. – Вінниця: ВНАУ, 2015. – Вип. 1(89), т. 1. – С. 57–62.

8. Калінін Є.І. Дослідження динаміки самохідних збиральних машин як систем з безступінчастою зміною швидкості поступального руху / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // Технічні системи і технології тваринництва // Вісник ХНТУСГ. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип.157. – С. 238-246.

9. Lebedev A. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement / A. Lebedev, N. Artiomov, M. Shulyak, M. Podrigalo, D. Abramov, D. Klets, R. Kaidalov // Автомобильный транспорт. – Харків: ХНАДУ, 2015. – Вип. 36. – С. 60 – 66.

10. Шуляк М.Л. Вибір оптимального режиму функціонування агрегату на основі динамічних параметрів / М.Л. Шуляк // Інженерія природокористування – 2015. – № 2 (4). – С. 85 – 91.

11. Артёмов М.П. Использование фильтра для повышения точности исследований динамики мобильных машин / М.П. Артёмов, М.Л. Шуляк // Науковий вісник НУБіП України. Серія: Техніка та енергетика АПК. – 2015. – №. 226. – С. 290 – 295.

12. Лебедев С.А. Комбинированный измеритель буксования и скорости сельскохозяйственных машин на основе РЛС миллиметрового диапазона и датчика холла / С.А. Лебедев, В.П. Мальцев, Г.И. Хлопов, М.Л. Шуляк, // Системи обробки інформації. – Харків: ХУПС, 2015. – Вип. 5(130) – С. 23 – 28.

13. Шуляк М.Л. Вплив коливання швидкості руху МТА на надійність технологічної операції / М.Л. Шуляк, Ю.Ю. Козлов // Системи обробки інформації. – Харьков: ХУПС, 2015. - Вип. 7(132) – С. 77 – 79.

14. Артёмов М.П. Оцінка тягово-динамічних властивостей на основі прискорення трактора / М.П. Артёмов, А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, Ю.М. Кулаков // Інженерія природо користування – 2015. – № 1 (3). – С. 84 – 89.
15. Колесник І.В. Визначення керованості транспортного агрегату в залежності від зміни маси вантажу / І.В. Колесник, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 160. – С. 255 – 260.
16. Шуляк М.Л. Вибір раціонального режиму роботи МТА на основі аналізу еліпсоїда функціонування / М.Л. Шуляк // Інженерія природо користування – 2016. – № 2 (6). – С. 99 – 104.
17. Калінін Є.І. Дослідження горизонтально-поперечних коливань напівпричепу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, С.О. Поляшенко // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 169 – С. 155 – 161
18. Артёмов М.П. Визначення динамічних характеристик сільськогосподарських агрегатів / М.П. Артёмов, М.А. Подригало, М.Л. Шуляк // Вібрації в техніці та технологіях: зб. наук. праць ВНАУ. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – Вип. 3(83). – С. 5 – 10.
19. Шуляк М.Л. Оцінка функціонування сільськогосподарського агрегату за динамічними критеріями / М.Л. Шуляк, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, Є.І. Калінін // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2016. – № 4. – С. 218 – 226.
20. Калінін Є.І. Вплив нестаціонарності гакового навантаження на буксування рушіїв колісного трактора / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, В.П. Мальцев // Системи обробки інформації. – Харків: ХУПС, 2016. – Вип. 5(142) – С. 27 – 30.
21. Шуляк М.Л. Определение вектора полного ускорения агрегата на основе экспериментальных ускорений его составных звеньев / М.Л. Шуляк // Системи управління, навігації та зв'язку – 2016. – вип. 2(38) – С. 53 – 56.
22. Артёмов М.П. Дослідження динамічних параметрів та тягового опору МТА / М.П. Артёмов, М.Л. Шуляк, О.В. Кот // Техніка енергетика транспорт АПК: зб. наук. праць ВНАУ. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – Вип. 2(94), т. 1. – С. 22 – 28.
23. Шуляк М.Л. Определение компонент ускорения агрегата относительно осей поворота, проходящих через неподвижный аксоид системы / М.Л. Шуляк // Системи управління, навігації та зв'язку – 2017. – вип. 1(41). – С. 78 – 81.
24. Лебедев А.Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.В. Колесник // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.
25. Лебедев А.Т. Активна і пасивна робота трактора на транспортних роботах / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 7. – С. 86 – 93.
26. Лебедев А.Т. Оцінка функціональної точності тракторів на транспортних роботах / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2017. – Вип. 180. – С. 206 – 212.
27. Лебедев А.Т. Основні тенденції розвитку трансмісій колісних тракторів / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 8. – С. 107 – 113.

28. Шуляк М.Л. Обґрунтування вибору поверхні апроксимації для області функціонування транспортного агрегату, що задається радіус-векторами його прискорення / М.Л. Шуляк // Системи управління, навігації та зв'язку – 2017. – вип. 2(42). – С. 64 – 67.

29. Шуляк М.Л. Зависимость силы сопротивления движению тракторного агрегата от переменной массы сельскохозяйственной машины / М.Л. Шуляк, Н.П. Артемов // Agricultural machinery. – Varna, Bulgaria: Sofia, 2015. Issue 4. – С. 10 – 13.

30. Артемов Н.П. Analysis and control of random vibration processes in the operation of mobile agricultural units as a mechanical systems / Н.П. Артемов, М.Л. Шуляк // Scientific and educational journal the progressive researchers "Science & Genesis". – Prague: Authors, 2015. April № 1. – С. 151–155.

31. Шуляк М.Л. Колебание скорости МТА переменной массы при установившемся режиме движения / М.Л. Шуляк // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2015. – Vol.17, № 7. – С. 23 – 29.

32. Лебедев А.Т. Оценка устойчивости агротехнологий в растениеводстве к изменению параметров и режимов работы тракторных агрегатов / А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. – Lublin, 2016. – Vol.18, № 5. С. 53 – 58.

Праці, які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:

33. Лебедев А.Т. Управление мобильными машинными агрегатами как динамической системой [Электронный ресурс] / А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов, М.Л. Шуляк // Матеріали Міжнародної науково-технічної Інтернет-конференції «Біосферні основи землеробства в ХХІ столітті»: 2 листопад 2015 р. – Режим доступу: ndipvt.com.ua/oldsite/kushnar/14.doc.

34. Шуляк М.Л. Аналіз енергозбереження МТА за допомогою еліпсоїда функціонування / М.Л. Шуляк // Матеріали XVII Міжнародної наукової конференції. «Сучасні проблеми землеробської механіки»: тези доп. – Суми: СНАУ, 17–18 жовтня 2016 р. – С. 240 – 242.

35. Шуляк М.Л. Оцінка динамічних властивостей МТА на основі прискорення трактора / М.Л. Шуляк // Матеріали Міжнародної науково-практичної та науково-методичної конференції присвяченій 85-річчю кафедри автомобілів та 100-річчю з Дня народження професора А.Б. Гредескула. «Новітні технології в автомобілебудуванні, транспорті і при підготовці фахівців»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 20 – 21 жовтня 2016 р. – С. 188 – 189.

36. Шуляк М.Л. Нестабільність функціональних параметрів трактора в динамічному просторі / М.Л. Шуляк // Матеріали Міжнародної науково-практичної конференції. «Синергетика, мехатроніка, телематика дорожніх машин і систем у навчальному процесі та науці»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 16 березня 2017 р. – С. 176 – 177.

37. Шуляк М.Л. Проблематика викладання технічних дисциплін в сучасному інформаційному просторі / М.Л. Шуляк // Матеріали науково-методичної конференції. «Особливості викладання фахових дисциплін технічних спеціальностей – виклики часу та перспективи»: тези доп. – Х.: ХНАДУ, 21 березня 2017 р. – С. 21 – 22.

38. Шуляк М.Л. Дослідження енергетичних втрат МТА в режимі сталого руху / М.Л. Шуляк, Ю.Ю. Козлов // Зб. наук. праць по матеріалам XVII Міжнародної наукової конференції «Науково технічні засади розробки, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій»: тези доп. – Дослідницьке.: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 13 вересня 2016 р. Вип. 20(34). – С. 36 – 46.

Праці, які додатково відображають наукові результати дисертації:

39. Патент України на корисну модель №109277 (51) МПК (2016.01) G01M 17/00, G01P 3/00, G01M 15/00. Комбінований вимірвальний комплекс моніторингу буксування і швидкості машинно-тракторних агрегатів / А.І. Коробко, А.Т. Лебедев, С.А. Лебедев, В.П. Мальцев, Г.І. Хлопов, М.Л. Шуляк – № u201600396; заявл. 18.01.2016; опубл. 25.08.2016. – Бюл. № 16

40. Патент України на корисну модель №113681 (51) МПК (2006.01) G01L 3/24, G01L 5/13. Спосіб контролю експлуатаційних режимів роботи машинно-тракторних агрегатів / А.Т. Лебедев, М.П. Артьомов, В.П. Мальцев, М.Л. Шуляк – № u201608069; заявл. 21.07.2016; опубл. 10.02.2017. – Бюл. № 3

41. Шуляк М.Л. Свободнопоршневые конструкции – одно из перспективных направлений совершенствования силовых установок транспортных средств / М.Л. Шуляк // Науковий журнал «Інженерія природокористування». – Харків: ХНТУСГ, 2014. – Вип.01. – С. 140 – 145.

42. Калінін Є.І. Динаміка взаємодії корпусу плуга з перешкодою / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2015. – Вип. 158 – С. 207 – 213.

43. Шуляк М.Л. Область функціонування машино-тракторного агрегату, що апроксимована поверхнею другого порядку / М.Л. Шуляк // Техніка енергетика транспорт АПК: зб. наук. праць ВНАУ. – Вінниця: ВНАУ, 2016. – Вип. 1(93), т. 1. – С. 28 – 31.

44. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А.Т. Лебедев, Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк // Сільськогосподарські машини: зб. наук. праць ЛНТУ. – Луцьк: ЛНТУ, 2015. – Вип. 32. – С. 109–116.

45. Шуляк М.Л. Оптимальні зміни тягової потужності трактора / М.Л. Шуляк, Ю.Ю. Козлов // Зб. наук. праць УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого. – Дослідницьке.: УкрНДПВТ, 2015. – Вип. 19 (33).– С. 120 – 126.

46. Трактори та автомобілі. – 2. 8. – Практикум. Основи теорії та розвитку тракторів і автомобілів: навч. посібник / В.М. Антощенко, Р.В. Антощенко, М.П. Артьомов, А.Т. Лебедев, М.Л. Шуляк // за ред. проф. А.Т. Лебедева. – Х.:Факт, 2017. – 260 с.

АНОТАЦІЯ

Шуляк М.Л. Формування функціональної стабільності тракторів на транспортних роботах. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.22.02 – автомобілі та трактори. – Харківський національний

автомобільно-дорожній університет, Міністерство освіти і науки України, Харків, 2017.

Дисертація присвячена вирішенню науково-прикладної проблеми підвищення ефективності експлуатації в аграрному секторі тракторів на транспортних роботах за рахунок забезпечення їх функціональної стабільності.

Розроблено концепцію забезпечення за енергозбереженням функціональної стабільності трактора на транспортних роботах за рахунок керування режимами робот в оптимальній області функціонування; доведено твердження про повну роботу рушійної сили трактора у складі транспортно-технологічного агрегату змінної маси.

Розвинена теорія руху транспортного агрегату, яка дозволяє врахувати додаткові витрати енергії на його осциляційні рухи; уточнена теорія буксування трактора на транспортних роботах в напрямі оцінки динаміки даного процесу. Удосконалено метод динамічної стабільності трактора на транспортних роботах, а також спосіб контролю завантаження двигуна транспортного агрегату.

Ключові слова: трактор, транспортні роботи, енергозбереження, динаміка, буксування рушії, концепція, вимірювання, функціонування, стабільність.

АННОТАЦІЯ

Шуляк М.Л. Формирование функциональной стабильности тракторов на транспортных работах. – На правах рукописи.

Диссертация на соискание научной степени доктора технических наук по специальности 05.22.02 – автомобили и тракторы. – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Министерство образования и науки Украины, Харьков, 2017.

Диссертация посвящена решению научно-прикладной проблемы повышения эффективности эксплуатации в аграрном секторе тракторов на транспортных работах путем обеспечения их функциональной стабильности.

На основе анализа известных исследований и публикаций сформулированы проблемы повышения эффективности использования в аграрном секторе тракторов на транспортных работах. К данным проблемам отнесены функциональная стабильность, энергосбережение и динамика транспортных агрегатов. При этом отмечено, что функциональные показатели тракторов на транспортных работах не систематизированы; для оценки их энергосбережения и динамики предложены различные критерии, не позволяющие с единых позиций оценить эффективность функционирования транспортных агрегатов в аграрном секторе.

В работе обоснованы новые зависимости, методы, являющиеся научной новизной исследования, по дополнительным затратам энергии на осцилляционные движения транспортного агрегату; доказано утверждение про полную работу тяговой силы трактора в составе транспортно-технологического агрегата переменной массы, не зависящей от формы траектории движения центра масс перевозимого груза, а зависящей лишь от начального и конечного

его положения; разработана концепция обеспечения функциональной стабильности трактора на транспортных работах, базирующаяся на доказанном утверждении обеспечения уменьшения полного ускорения до нуля при функционировании транспортного агрегата в трехмерном геометрическом пространстве; доказана эффективность применения эллипсоида, как поверхности, наиболее полно описывающей процесс функционирования трактора; уточнена теория буксования трактора на транспортных работах, позволяющая оценить динамику его буксования при нестабильных вертикальных колебаниях.

Предложен алгоритм выбора режима работы транспортного агрегата, обеспечивающий его работу в оптимальной по энергосбережению области функционирования. Для реализации данного алгоритма выполнен синтез и изготовлен регистрационно-измерительный комплекс, позволяющий оценить в реальном времени динамику транспортного агрегата и показатели его функционирования. На основе выполненных исследований установлена функциональная зависимость крутящего момента двигателя и буксования движителей трактора на транспортных работах, что позволяет учитывать особенности его эксплуатации на разных агрофонах. Доказано, что доминирование веса перевозимого груза над весом трактора имеет существенное влияние на функциональную стабильность.

Ключевые слова: трактор, транспортные работы, энергосбережение, динамика, буксования движителя, концепция, измерения, функционирования, стабильность.

ABSTRACT

Shulyak M.L. Formation of functional tractors stability for transport works. – Manuscript.

The thesis for the degree of doctor of technical sciences, specialty 05.22.02 – Automobiles and Tractors. – Kharkiv National Automobile and Highway University, Ministry of Education and Science of Ukraine, Kharkiv, 2017.

The dissertation is devoted to solving scientific-applied problems of increasing operational efficiency in the agricultural sector of tractors on transport works by ensuring their functional stability.

Been design the concept of providing by energy conservation of functional stability of tractor on transport work by control modes in optimal operation area; been proved the assertion of the full work of tractor driving force in part of transport-technological unit variable mass. Been developed the theory of motion of transport unit, which allow consider the additional energy consumption for its oscillatory motion; been refined theory skidding tractor on transport works towards assessment of the dynamics of the process. Been improved the method of dynamic stability tractor on transport works and also way to control engine load of transport unit.

Keywords: tractor, transport works, energy, dynamics, wheel slippage, concept, measurement, operation stability.