

Міністерство аграрної політики і продовольства України

Харківський національний технічний університет сільського господарства імені
Петра Василенка

АРТЬОМОВ МИКОЛА ПРОКОПОВИЧ

УДК 631.31-192

ДИНАМІЧНА СТАБІЛЬНІСТЬ МОБІЛЬНИХ
СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ

05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського
виробництва

Автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня доктора
технічних наук

Харків – 2014

Дисертацією є рукопис.

Робота виконана в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка Міністерства аграрної політики і продовольства України.

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

Офіційні опоненти:

доктор технічних наук, академік Національної академії аграрних наук України Булгаков Володимир Михайлович, Національний університет біоресурсів і природокористування України, професор кафедри механіки, опору матеріалів та будівництва;

доктор технічних наук, член-кореспондент Національної академії аграрних наук України, професор Кушнарєв Артур Сергійович, головний науковий співробітник, Державна наукова установа Український науково-дослідний інститут прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого;

доктор технічних наук, професор Сало Василь Михайлович, Кіровоградський національний технічний університет, декан факультету сільськогосподарського машинобудування.

Захист відбудеться «___» _____ 2014 р. о ___ годині на засіданні спеціалізованої вченої ради Д 64.832.01 в Харківському національному технічному університеті сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Артема, 44.

З дисертацією можна ознайомитись у бібліотеці Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка за адресою: 61002, м. Харків, вул. Артема, 44.

Автореферат розісланий «___» _____ 2014 р.

Учений секретар
спеціалізованої вченої ради



О.Д. Черенков

Artiomov N. The dynamic stability of mobile agricultural units. – Manuscript.

Dissertation for Doctor's degree of Technical Science, specialty 05.05.11 - machines and means of agricultural mechanization. - Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petro Vasylenko, Kharkiv, 2014.

The problem of scientific and practical efficiency of MAU's operation through the development of a scientific theory of their dynamical stability and the establishment of the new methods and ways to control machines, stabilization of dynamic processes on the basis of a scientific statements has been solved in the dissertation.

A new solution of scientific and applied problem is the theory of MAU's dynamic stability on the base of created mathematical models: functional and technical condition perturbations mobile mechanical systems by the criterion of efficiency; nonlinear dynamics of mobile agricultural units for partial accelerations; adaptive dynamical stabilization controllability and stability processes for integral and evaluation parametric features in perturbation factors and instability of parameters; the dynamics of pull-energetic force characteristics for unstable modes. The calculations

are conducted and the methods of MAU's stabilization are developed, operational and complex assessment of pull-energetic, exploitative and dynamic indicator of the real operational efficiency of agricultural units.

On the basis of justification the efficiency of using accelerometers for studying the dynamic processes of units work, the mobile measuring registration complex is developed. By the result of research the ways to improve effectiveness of manning and working of tillage machines are identified and the nature of the dynamics of the coefficient of efficiency by external loads is analyzed. The recommendations for introduction in manufacture of new measure technologies pull- energy and dynamic parameters of mobile agricultural tillage units during their operation are worked out.

Keywords: mobile agricultural units, dynamic stability, controllability, stability, operational efficiency.

*Надруковано у копi-центрі «МОДЕЛІСТ»
(ФО-П Миронов М.В. Свідоцтво ВО4 № 022953)
м. Харків, вул. Червонопрапорна, 3 літер Б-1
Тел. (057) 7-170-354
www.modelist.in.ua*

*Гарнітура «Times New Roman»
Обл. – вид.арк. 1,9. Наклад 100 прим.*

ЗАГАЛЬНА ХАРАКТЕРИСТИКА РОБОТИ

Актуальність теми. Забезпечення продовольчої безпеки є однією з найголовніших проблем агропромислового комплексу України. Для виконання поставленої задачі необхідно забезпечити якісну підготовку ґрунту, що в подальшому агротехнологічному процесі сприятиме отриманню стабільних високих врожаїв. Існуючі сучасні мобільні сільськогосподарські ґрунтообробні агрегати (МСА) є динамічно нестабільними механічними системами, внаслідок змінності параметрів стану, коливань зовнішніх навантажень, нелінійності збурень. Ефективне використання ґрунтообробних агрегатів є основою забезпечення якісного виконання технологічних процесів і дотримання агротехнічних термінів.

Технологічні операції обробітку ґрунту пов'язані зі значними витратами енергії як безпосередньо для їх виконання, так і для нелінійних динамічних процесів в механічній системі «трактор – ґрунтообробна машина», які впливають на керованість, стійкість руху та, як наслідок, на витрати палива.

Підвищення ефективності експлуатації МСА за рахунок зменшення часу і витрат на комплектування, зниження динамічних навантажень на агрегат, покращення керованості, стійкості руху і працездатності дозволять покращити експлуатаційні показники та зменшити собівартість продукції рослинництва.

Важливою для теорії та практики є проблема наукового обґрунтування теоретичних і експериментальних результатів дослідження динаміки ґрунтообробних агрегатів та ефективності їх експлуатації.

Таким чином, розробка теорії забезпечення динамічної стабільності МСА, підвищення ефективності їх експлуатації є актуальною науково-прикладною проблемою для розвитку рослинницької галузі України.

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 06.11.2012р., пов'язана із загальними державними науковими програмами: Постановою 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 роки»; Постановою Кабінету Міністрів України № 942 від 07.09.2011 р. «Про затвердження переліку пріоритетних тематичних напрямків наукових досліджень і науково-технічних розробок до 2015 року». Робота є частиною науково-дослідних держбюджетних тем: «Створення гнучких технологічних процесів механізованих робіт виробництва продукції рослинництва» (ДР № 0104U004492); «Розробка ресурсозберігаючих технологій для міжрядної обробки просапних культур» (ДР № 015U00493741), які виконувались на замовлення Міністерства аграрної політики та продовольства України; досліджень Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. П.Василенка за темою «Визначення експлуатаційних властивостей функціональної стабільності мобільних

сільськогосподарських агрегатів за критеріями їх керованості» (ДР № 0112U004602, 2012 – 2013рр.).

Мета і завдання дослідження. Метою роботи є підвищення ефективності експлуатації МСА шляхом розробки наукової теорії їх динамічної стабільності, створення на базі одержаних наукових положень нових методів і способів керування агрегатами, стабілізації динамічних процесів.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення наступних завдань:

– обґрунтувати нову концепцію і розробити комплексну теорію динамічної стабільності МСА;

– розробити методологію визначення динамічної стабільності МСА при змінних параметрах стану для обґрунтування ресурсозберігаючих режимів їх роботи;

– теоретично обґрунтувати метод парціальних прискорень та його застосування для моніторингу і параметричної оцінки динамічних характеристик МСА;

– провести теоретичний аналіз і обґрунтувати використання розробленого вимірювально-реєстраційного комплексу з контролю, оцінки тягово-енергетичних, силових характеристик МСА при несталому їх русі;

– теоретично обґрунтувати умови забезпечення динамічної стабільності експлуатаційних параметрів, стійкості та керованості МСА в процесі їх руху;

– розробити експериментальні методи дослідження динаміки і провести виробничі випробування МСА, надати рекомендації з ефективного їх комплектування та експлуатації.

Об'єкт дослідження. Процеси динамічної стабільності МСА, зв'язок процесів з їх тягово-енергетичними, силовими характеристиками.

Предмет дослідження. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів.

Методи дослідження. Для розробки теорії динамічної стабільності МСА використано методи системного аналізу механічних систем зі змінними параметрами стану. При визначенні мети і постановці завдань досліджень використано гіпотетичний метод, при аналізі робіт попередніх дослідників – інформаційно-аналітичний, при розробці математичних моделей – аксіоматичний метод, способи ранжирування, формалізації – аналітичний метод, для підтвердження достовірності розроблених теоретичних положень і математичних моделей – експериментальні методи.

Моделювання динамічних процесів проведено із застосуванням положень теорії ймовірності та математичної статистики з використанням пакетів програм: MATLAB 7.0, «Vehicle dynamics v.3.7», Matematica 5.0, STATISTICA 6.0, «Excel».

Наукова новизна одержаних результатів:

– запропоновано нову концепцію динамічної стабільності для розрахунку тягово-енергетичних, силових характеристик, підвищення ефективності експлуатації та керованості МСА, яка базується на оперативній, інтегральній оцінці, моніторингу процесів стабілізації нестабільних механічних систем зі змінними параметрами стану, коливаннях зовнішніх навантажень,

використанням аналітичних досліджень рухливих динамічних моделей з урахуванням нелінійних збурень [3, 5, 7, 8, 11, 16, 21, 32, 33, 41, 47];

– розрахунково-функціональним моделюванням нелінійних динамічних систем в керованих і некерованих змінних їх стану з монотонними та коливальними перехідними процесами за критерієм роботоздатності одержані аналітичні залежності з визначення відхилень індикаторних, інтегральних параметрів динамічної стабільності МСА (швидкості, стійкості руху, глибини ходу робочих органів), в яких вперше враховуються нелінійні їх збурення [3, 6, 12, 19, 20, 31, 35, 37, 45, 49];

– проведеним математичним моделюванням руху МСА за розробленим методом парціальних прискорень і розв'язком задачі динаміки вперше теоретично визначена та практично підтверджена можливість розрахунку, контролю кінематичних і силових характеристик стійкості та керованості мобільних агрегатів під час виконання ними технологічних операцій [2, 4, 15, 17, 23, 28, 30, 34, 38, 46, 50];

– створеним математичним моделюванням адаптивно-передаточної функції керування МСА вперше визначені умови втрати стійкості, зони нестійкості та некерованості руху, оцінено їх реакцію на керуючі дії від значень парціальних прискорень при збурюючих факторах і за нестабільності параметрів [9, 13, 14, 18, 26, 36, 48];

– визначені та реалізовані нові залежності тягового ККД, енергетичних і силових характеристик МСА від прискорень їх розгону й вибігу, як функцій часу, вперше запропоновано і реалізовано статистичний опис стабілізації динамічних процесів, оперативної оцінки тягово-енергетичних, експлуатаційних та динамічних показників реальної ефективності експлуатації сільськогосподарських агрегатів [10, 22, 24, 39, 40, 43].

Практичне значення одержаних результатів полягає в тому, що на підставі теоретичних і експериментальних досліджень розроблено новий метод визначення силових і енергетичних характеристик, тягового ККД, керованості та стійкості руху МСА. Створено вимірювально-реєстраційний комплекс з визначення динамічних характеристик ґрунтообробних агрегатів, що дозволило забезпечити підвищення ефективності їх експлуатації та оптимальне комплектування. Результати наукових досліджень впроваджено в ННЦ «ІМЕСГ», Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, ДП «Інститут проблем машинобудування ім. А. М. Підгорного» НАН України, ННЦ «Інститут метрології», ПАТ «Харківський тракторний завод ім. С. Орджонікідзе», ПАТ «Галещина, машзавод», ТОВ «Європа – Транс ЛТД», ПАТ «Азовобщемаш», Шебелинському відділенні технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз» філії ДК «Укргазвидобування» НАК «Нафтогаз України», інспекції Держтехнагляду Харківської ОДА.

Особистий внесок здобувача. Основні результати теоретичних і експериментальних досліджень дисертаційної роботи одержані самостійно [3, 5, 6, 7, 10 – 15, 17, 18, 20 – 22, 24, 26, 28 – 30, 32, 34 – 37, 39, 43 – 45, 47]. У наукових роботах, написаних у співавторстві, автору належать наступні

результати: [1, 2, 4, 8, 16, 19] – проведено аналіз параметрів сільськогосподарських агрегатів, що впливають на їх динаміку; [23, 27, 28] – обґрунтовано застосування акселерометрів для контролю динамічної стабільності агрегатів; [4, 9, 25, 31, 34, 37, 38] – визначені залежності метода парціальних прискорень при розв'язку задач динаміки.

Апробація результатів дисертації. Основні положення та результати дисертаційної роботи доповідалися, обговорювалися і отримали позитивну оцінку на: міжнародних науково-практичних та науково-технічних конференціях (МНПК, МНТК) «Технічний прогрес в АПК» (Харків, ХНТУСГ ім. П.Василенка 2007 – 2013р.р.); X, XI, XII, XIII, XIV МНПК «Сучасні проблеми землеробської механіки» пам'яті академіка П.М. Василенка (ДДАУ, НУБіП, ЛНАУ, ВНАУ, ННЦ «ІМЕСГ», 2009 – 2013р.р.); VI МНПК «Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств» (Пенза, 2010р.); XVIII, XX, XXI МНТК «Технічний прогрес у сільськогосподарському виробництві» (Глеваха, ННЦ ІМЕСГ, 2010р., 2012р., 2013р.); XVI МНПК «Повышение эффективности использования ресурсов при производстве сельскохозяйственной продукции. Новые технологии и техника нового поколения для растениеводства и животноводства» (Тамбов, 2011р.); X, XI, XII МНТК «Вібрації в техніці і технологіях» (Львівська політехніка, ПНТУ ім.Ю. Кондратюка, ХНТУСГ ім. П. Василенка 2011 – 2013р.р.); МНПК «Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов» (Сургут, 2012р.); XIII, XIV МНТК присвячені пам'яті академіка Леоніда Погорілого «Науково-технічні засади розробки, випробування та прогнозування сільськогосподарської техніки і технологій» (Дослідницьке, УкрНДІПВТ ім.Л.Погорілого, 2011р., 2012р.); VIII Всеукраїнська конференція-семинар аспірантів, докторантів та здобувачів у галузі аграрної інженерії (Глеваха, ННЦ «ІМЕСГ», 2013р.); IV МНПК «Інноваційні технології в АПК» (Луцьк, ЛНТУ, 2013р.); МНТК «Научно-технический прогресс в сельскохозяйственном производстве» (Республика Беларусь, Минск, 2013г.)

Публікації. Основний зміст і результати дисертаційної роботи опубліковані в монографії «Метод парціальних ускорений и его приложения в динамике мобильных машин», 35 наукових статтях фахових видань (23 – одноосібних), 5 –у виданнях іноземних держав (3 – одноосібних), 7 – у тезах міжнародних наукових конференцій, а також в 3 патентах.

Структура та обсяг дисертації. Дисертаційна робота складається зі вступу, семи розділів, загальних висновків, списку використаних джерел і додатків. Повний обсяг дисертації складає 399 сторінок, у тому числі 119 рисунків, 27 таблиць, 6 додатків на 67 сторінках, список використаних джерел нараховує 290 найменувань на 31 сторінці.

ОСНОВНИЙ ЗМІСТ РОБОТИ

У вступі обґрунтовано актуальність теми дисертації та необхідність розв'язання наукової проблеми, розкрита її сутність і стан, наведено зв'язок роботи з державними програмами, темами та планами НДР і ДКР,

сформульовано мету і наукові завдання досліджень, визначено наукову новизну, практичне значення одержаних результатів.

У першому розділі «Стан та основні напрямки вирішення проблем динамічної стабільності мобільних сільськогосподарських агрегатів» проведено аналіз наукових досліджень з ефективного використання МСА, методів дослідження експлуатаційних показників, оцінки роботоздатності та динамічної стабільності.

Серед перших учених у галузі землеробської механіки, хто зробив вагомий внесок у розробку науково-технічного підґрунтя вивчення механіко-технологічних процесів та засобів їх виконання, підвищення ефективності експлуатації МСА, що відповідають агротехнічним, економічним і екологічним вимогам сільськогосподарського виробництва були В.П. Горьчкін і П.М. Василенко. Поглибленням їх наукового спадку стали досягнення в створенні й розвитку експлуатації МСА як науки, пріоритет яких належить видатним ученим – академікам В.М. Болтінському, В.О. Желіговському, Б.О. Линтварьову, Б.С. Свірщевському, професорам Г.В. Веденяпіну, В.І. Виноградову, Л.В. Гячеву, С.А. Іофінову, В.В. Кацигіну, Ю.К. Кіртбаї, Г.П. Лишку, І.П. Полканову, М.П. Сергєєву, М.Є. Фере та ін.

У подальшому розв'язок проблем динаміки та ефективного комплектування агрегатів був розвинений в роботах В.Я. Аніловича, Л.В. Аніскевича, Л.Ф. Бабицького, І.Б. Барського, В.М. Булгакова, Я.С. Гукова, М.Л. Гусяцького, В.О. Дубровіна, П.М. Заїки, О.В. Козаченка, Г.М. Кутькова, А.С. Кушнарьова, А.Т. Лебедева, М.Н. Летошнева, В.Т. Надикти, В.І. Пастухова, В.Ф. Пащенко, Л.В. Погорілого, В.М. Сала, О.В. Сидорчука, Г.Н. Синеокова, Е.А. Фінна та ін. Були розроблені й запропоновані динамічні моделі МТА як механічних систем, щоб забезпечити розв'язок багатьох задач, пов'язаних з впливом окремих елементів агрегатів на показники їх руху і роботи. У роботах А.А. Зангієва, поряд з економічними критеріями ефективності, враховані також вимоги, обумовлені законами механіки машинних агрегатів. Механічні системи функціонують у відповідності до законів механіки і тому в теоретичних дослідженнях використовувались закони і принципи механіки.

Проведеним аналізом відомих досліджень встановлено, що лише окремі вчені досліджували проблеми динаміки сільськогосподарських агрегатів з урахуванням впливу зовнішніх сил – В.Я. Анілович, В.М. Болтинський, П.М. Заїка, Г.М. Кутьков, А.Т. Лебедев, А.А.Юшин, коливання величин сил опору сільськогосподарським знаряддям – М.Є. Дубов, В.Г. Євтенко, В.Ф. Коновалов. До певної міри вивчені характер і величина основних сил на плугові, а також фактори, що впливають на них – П.Н. Бурченко, М.Л. Гусяцьким, В.А. Желіговським, М.Н. Летошневим, Г.Н. Синеоковим, Л.Д. Тураєвим, М.В. Щучкіним, а також зарубіжними вченими А.Вільде, Г. Гетцлаффом, А. Клайдом, Ст. Шрейером та ін.

Разом з тим, ці дослідження не в повній мірі забезпечили комплексний підхід, тому що в сукупності та з єдиних позицій не розглядалися динамічні процеси в роботі МСА, не запропоновано єдиний узагальнюючий інтегральний

показник, який дозволяв би всю сукупність різнорідних технічних і економічних показників привести до єдиної характеристики, щоб була можливість зручно порівнювати між собою однотипні агрегати.

За матеріалами першого розділу сформульовані завдання досліджень.

У другому розділі «Методологія визначення динамічної стабільності мобільних ґрунтообробних сільськогосподарських агрегатів» досліджена динамічна стабільність МСА при змінних параметрах стану. Це дозволило обґрунтувати його роботоздатність зі зміною технічного стану елементів, з яких він складається, і режимів роботи агрегату. Для характеристики стану МСА введено сукупність змінних $x_1(t), x_2(t), x_3(t), \dots, x_n(t)$. Знання початкових значень цих змінних $x_1(0), x_2(0), x_3(0), \dots, x_n(0)$ і вхідної дії $U_i(t)$ дозволяє однозначно визначати вихідну функцію $y_i(t)$ МСА при збуреннях $f_i(t)$ (рис.1).

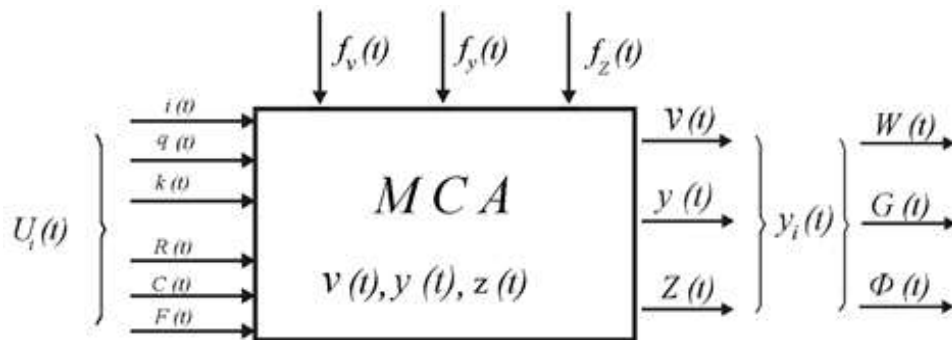


Рис.1. Розрахунково-функціональна модель мобільного сільськогосподарського агрегату як динамічної системи в змінних стану

До вхідної функції $U_i(t)$ віднесемо як керовані вхідні зміни [$i(t)$ – передавальне число трансмісії, $q(t)$ – подача палива в двигун, $k(t)$ – передавальне число рульового керування], так і некеровані [$R(t)$ – тяговий опір, $C(t)$ – рельєф поля, $F(t)$ – вітрове навантаження і т.д.]. Стан МСА найповніше може бути охарактеризовано трьома координатами: $v(t)$ – швидкістю руху, $y(t)$ – стійкістю напрямку руху і $z(t)$ – глибиною ходу робочих органів сільгоспзнаряддя, наприклад, плуга. Параметри $v(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ в загальному випадку визначають продуктивність $W(t)$, витрату палива $G(t)$ і якість технологічного процесу $\Phi(t)$ МСА.

При збуреннях за швидкістю $f_v(t)$, стійкості руху $f_y(t)$ і глибині $f_z(t)$ ходу робочих органів МСА як об'єкту керування, може бути описано системою диференціальних рівнянь вигляду:

$$\left. \begin{aligned} dv/dt &= a_{11}v + a_{12}y + a_{13}z + f_v(t), \\ dy/dt &= a_{21}v + a_{22}y + a_{23}z + f_y(t), \\ dz/dt &= a_{31}v + a_{32}y + a_{33}z + f_z(t). \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

де оператори $a_{ij} = T_{ii}S + 1$ є сталими величинами, які визначаються параметрами T_{ii} і зв'язками S систем агрегату, що характеризують при

однойменних індексах властивості контуру за однією керуючою координатою, а при різнойменних індексах – властивості зв'язків різних за призначенням систем. Більшість завдань при оцінці роботоздатності МСА можуть бути зведені до одно-вимірних і двовимірних завдань.

МСА буде роботоздатним, тобто виконуватиме задані функції, якщо його технічний стан забезпечує зміну координат $v(t)$, $y(t)$ і $z(t)$ в межах, обумовлених нормативно-технічною документацією. При цьому роботоздатні всі системи, які до нього входять. Якщо нероботоздатна хоча б одна система – МСА нероботоздатний. При зміні технічного стану МСА координати v , y і z наближаються до деяких граничних значень, при яких агрегат буде непрацездатним, тобто вектор $\vec{x} = (v_1, \dots, v_n; y_1, \dots, y_n; z_1, \dots, z_n)$ буде характеризувати роботоздатність МСА. При дослідженні за $v(t)$ – одновимірною системою, роботоздатність може бути оцінена функцією $\vec{x}_v = f(v_1, \dots, v_n)$.

Вектору \vec{x}_v відповідає число $R(\vec{x}_v)$, причому $R(\vec{x}_v) > 0$ і зростає до ∞ при $\vec{x}_v \rightarrow \vec{V} = (V_1, \dots, V_n)$, де \vec{V} – критичний вектор і $R(\vec{x}_v) \rightarrow \infty$ при $v_i \rightarrow V_i$.

В якості $R(\vec{x}_v)$ обираємо функцію виду $R(\vec{x}_v) = \frac{N_i(\vec{x}_v)}{[z(\vec{x}_v)]^\alpha}$,

де $\alpha > 0$ – довільне число, $z(\vec{x}_v) = \prod_{i=1}^n |v_i - V_i|^{q_i}$, $N_i(\vec{x}_v) = \sum_{n=1}^n a_i |v_i - V_i|$; $a_i > 0$ – вагові коефіцієнти, $q_i > 0$ – довільне число.

При $q_i = \frac{1}{n-1}$ та $\alpha \geq 1$ можна записати:

$$R(\vec{x}_v) = \sum_{i=1}^n a_i |v_i - V_i| \Big/ \prod_{i=1}^n (|v_i - V_i|)^{\frac{\alpha}{n-1}}. \quad (2)$$

Вираз (2) характеризується тим, що $R(\vec{x}_v)$ прямуватиме до ∞ з швидкістю $\frac{1}{\varepsilon^{\frac{n(\alpha-1)+1}{n-1}}}$ при $\varepsilon = |v_i - V_i| \rightarrow 0$, а при $\alpha = 1$ із швидкістю $\frac{1}{\varepsilon^{\frac{1}{n-1}}}$.

У цьому випадку роботоздатність МСА за координатою V будемо оцінювати виразом:

$$H(\vec{x}_v) = \frac{1}{R(\vec{x}_v)}. \quad (3)$$

Вираз (3) характеризує стан МСА, коли хоч би один параметр v_i досягає V_i . У цьому випадку $H(\vec{x}_v)$ зміниться від H_{\max} до 0 (при $v_i = V_i$), що буде характеризувати ступінь роботоздатності агрегату. Аналогічно будемо оцінювати роботоздатність МСА за іншими координатами $y(t)$ і $z(t)$.

При оцінці роботоздатності агрегату критичні значення векторів швидкості руху \vec{v}_i , стійкості прямолінійного руху \vec{y} і глибини ходу робочих органів \vec{z} вибиратимемо за експериментальними даними. Так \vec{v} обираємо

виходячи з оптимального завантаження двигуна $x = 0,95$ на енергоємних роботах; вектор \vec{y} оцінюється запасами стійкості прямолінійного руху, наприклад, для трактора з шарнірно-зчленованою рамою на оранці, по фазі $\Delta\Phi \geq 15^\circ$ і по амплітуді $\Delta L \geq 1,2$ м; вектор \vec{z} обґрунтовується агротехнічними вимогами, наприклад, при силовому регулюванні орного агрегату допустимий коефіцієнт варіації для глибини оранки повинен бути $V_{don} \leq 15\%$.

При розв'язанні практичних задач з підвищення роботоздатності МСА за динамічною стабільністю важливе значення має забезпечення незмінності показників якості перехідного процесу. В цьому випадку критерій роботоздатності запишемо у вигляді:

$$I = LF[\beta(t, h)]; \quad t \in [t_0, t_s], \quad (4)$$

де L – лінійний оператор, F – позитивно визначена функція, β – вектор параметрів стану, що визначається як різниця між дійсним (S) та номінальним (S_H) векторами стану, $h = (h_1, h_2, \dots, h_m)$ – m -мірний вектор параметрів, що регулюються при технічному обслуговуванні агрегату.

При відхиленні параметру стану β реального агрегату з перехідною характеристикою $y_n = y(t, \beta)$ будемо оцінювати технічний стан його елементів і системи в цілому по квадратичному інтегральному відхиленню $y_n = y(t, \beta)$ від $y_e = y(t, 0)$. Якщо параметр стану S реального МСА відхиляється від номінального значення $\beta \neq 0$, то будемо стверджувати, що його технічний стан зміниться оберненопропорційно інтегральному відхиленню реальної перехідної

характеристики $y_n = y(t, \beta)$ від еталонної $y_e = y(t, 0)$ (рис.2, а).

Даний висновок покладемо в основу запропонованого динамічного методу оцінки роботоздатності агрегату, який базуємо на доведених твердженнях для монотонних і коливальних перехідних процесів.

Для монотонних $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що

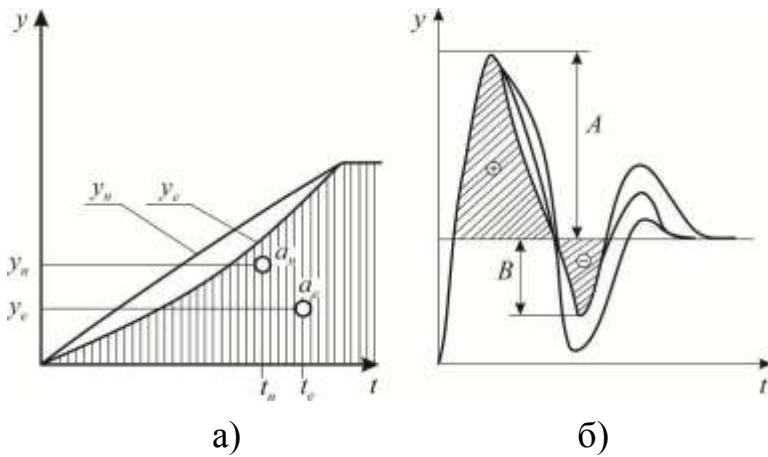


Рис. 2. Інтегральні оцінки перехідних процесів $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$: а) – монотонного, б) – коливального

характеризує технічний стан МСА, визначається величиною та напрямком

відхилення центру тяжіння площі $I_n = \int_0^{\infty} y_n(t) dt$ та площі $I_e = \int_0^{\infty} y_e(t) dt$. Для

коливальних процесів $y_n = y(t, \beta)$ та $y_e = y(t, 0)$ відхилення параметру стану β , що характеризує технічний стан МСА, прямує до нуля $\beta \rightarrow 0$, при:

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

$$\text{де } I_0 = \int_0^{\infty} y_n(t) dt; \quad I_1 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_1 I_0}\right\} y(t) dt; \quad I_2 = \int_0^{\infty} \exp\left\{-\frac{t}{k_2 I_0}\right\} y(t) dt;$$

k_1, k_2 – додатні коефіцієнти.

Розглянуті монотонні процеси дозволяють оцінити відхилення параметру стану β агрегату від номінальних значень. При оцінці мобільного агрегату на орних роботах за критерієм стійкості його руху на гоні він виглядає як монотонний перехідний процес відхилення напрямку руху від заданої траєкторії і повернення його на необхідну траєкторію.

При виконанні колісним трактором орних робіт відстань між кромкою борозни попереднього проходу і колесом повинна бути не менше $y = 0,2$ м, що відповідає агротехнічній вимозі для трактора ХТЗ-17221, при агрегуванні з плугом ПЛН-5-35. МСА виконує оранку на глибину 25...27 см на швидкості руху $V=8,5$ км/год із довжиною коливань відхилень $X_n=17,3$ м за витоків робочої рідини в гідрооб'ємному рульовому керуванні $k_e=5 \cdot 10^{-9}$ м³/с (номінальний технічний стан) та $X_n=15,2$ м при $k_e=5 \cdot 10^{-7}$ м³/с (граничний технічний стан).

При оцінці роботоздатності МСА за тяговими характеристиками трактора приймається до уваги коливальний характер перехідного процесу зміни тягового зусилля під час його розгону.

Визначимо параметри коливального перехідного процесу $y_n=y(t, \beta)$ руху тракторного агрегату, при якому даний процес буде ідентичний еталонному $y_e = y(t, 0)$, тобто $\beta=0$. Наприклад, для тракторного агрегату з адаптивно-передаточною функцією $W(p)=K/p^3 + Ap^2 + Bp^2 + 1$, якщо для $y_n = y(t, \beta)$ параметри $A = 2,4$ та $B = 2,5$, то перехідний процес y_n ідентичний еталонній моделі y_e (рис.2, б). У подальшому, встановлюючи співвідношення між параметрами A, B та β , можна визначати за параметрами A, B відхилення параметра стану β від еталонної перехідної характеристики.

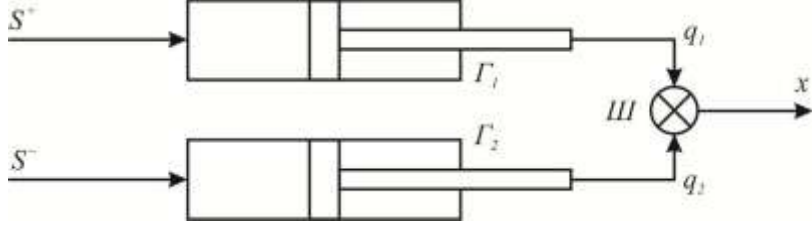
Обґрунтовано методологію оцінки динамічної стабільності, яка базується на порівнянні параметрів, що контролюються з їх номінальними значеннями, регламентованими нормативно-технічною документацією.

Запропонована методологія оцінки динамічної стабільності пройшла апробацію в процесі забезпечення стійкості руху колісного трактора з шарнірно-з'єднаною рамою. Для стійкого руху цього трактора вихідний сигнал x на шарнірі, що характеризує злам рами трактора та визначає стійкість його руху, формується сигналами q_1 і q_2 від гідроциліндрів керування при вхідних керуючих впливах S^+, S^- , пропорційних витокам рідини в гідроциліндрах (рис.3).

Сигнал порівняння на шарнірі рульового керування визначаємо за залежністю:

$$x = q_1 S^+ - q_2 S^- . \quad (5)$$

Наведена залежність має два невідомі параметри q_1 і q_2 . Через це при оцінці стійкості руху необхідно вирішити дві контрольні задачі:



– при стійкому русі трактора забезпечити подачу наступних контрольних сигналів $|S_{ik}^-| \approx |S_{ik}^+|$;

– для перевірки чутливості рульового управління до керуючого впливу зформувати сигнали $S_{2k}^- = 0$ і $S_{2k}^+ > 0$, або навпаки.

Рис. 3. Схема порівняння керуючих сигналів рульового керування колісного трактора: Γ_1 , Γ_2 – гідроциліндри керування; Ш – шарнір рами трактора

У цьому випадку отримаємо значення вихідного параметру x :

$$x = \left(\frac{x_{2k}}{S_{2k}^+} + \Delta q_1 \right) S^+ - \left[\frac{1}{S_{ik}^-} \left(x_{2k} \frac{S_{ik}^+}{S_{2k}^+} - x_{ik} \right) + \Delta q_2 \right] S^-, \quad (6)$$

де $x_{ik} = q S_{ik}^+ - q_{2k} S_{ik}^-$; $x_{2k} = q_{ik} S_{2k}^+$,

за якими визначимо $q_{ik} = \frac{x_{2k}}{S_{2k}^+}$; $q_{2k} = \frac{1}{S_{ik}^-} \left(\frac{x_{2k}}{S_{2k}^+} S_{ik}^+ - x_{ik} \right)$. В якості вихідної

функції x для оцінки стійкості руху орного агрегату можна прийняти параметр y , що характеризує відхилення, наприклад, плугу від борозни попереднього проходу. Розподіл зазначеного параметру відбувається за нормальним законом з математичним сподіванням $m_y \approx (c + d)/2$, де c і d – межі поля допуску на агротехнологічний коридор орного агрегату. У випадку, що розглядається, систематична складова похибки функціонування рульового керування трактора буде відхилення параметру $\Delta x_e = 0$, що контролюється. У цьому випадку середньоквадратичне відхилення похибки руху орного агрегату вздовж гону, тобто його динамічна стабільність, може бути записана у вигляді $\delta_{\Delta x_e} \approx \delta/3$, де $\delta = b - c/2$. Для оцінки $\delta_{\Delta x_e}$ колісного трактора при агрегуванні з плугом розв'язуємо задачу відхилення найбільш значущого параметру від номінального значення, який призводить до втрати динамічної стабільності МТА за стійкістю руху на гоні. Таким параметром для рульового керування колісного трактора є об'ємний ККД ($\eta_{об}$) гідроциліндрів керування, який визначається витоками робочої рідини через запірні клапани та ущільнення гідроциліндрів і впливає на частоту керуючих впливів рульового керування.

Для МСА зі збільшенням сумарних витоків робочої рідини k_6 зростає частота S^+ , S^- впливів на систему керування, яка і забезпечить агрегату керованість і стійкість руху на гоні.

У процесі довгострокової експлуатації величина об'ємного ККД η_{ob} зменшується, внаслідок чого виникає похибка його функціонування:

$$\Delta x_y = x_n - x_k = x(\eta_{on}) - x(\eta_{ok}), \quad (7)$$

де $x_n = x(\eta_{on})$, $x_k = x(\eta_{ok})$ – початкові значення вихідного сигналу при номінальному η_{on} і поточному значенням η_{ok} .

Для орного агрегату на базі колісного трактора серії ХТЗ-170 зберігається динамічна стабільність за стійкістю руху на гоні при $\eta_{ok} \geq 0,8$.

У третьому розділі «Теоретичне обґрунтування методу парціальних прискорень і його застосування для оцінки динамічних характеристик мобільних машин» обґрунтовано розв'язок модифікованої задачі динаміки на основі приведення усіх сил, що діють на мобільний агрегат, до парціальних прискорень. Одержано теоретичні залежності, які дозволяють визначати і оцінювати тягові та динамічні показники мобільних агрегатів.

Парціальне (від старо-латинської *partialis* – частковий), це таке прискорення, яке мав би агрегат під дією однієї сили, що прикладена в цей час до нього за відсутності всіх інших сил. Загальне прискорення мобільного агрегату дорівнює сумі прискорень, які він отримує від дії всіх сил, що виводять його з одного стану рівноваги до іншого. Прискорення, яке отримує МСА від дії сил, означає початок перехідного процесу і є показником його динамічних характеристик.

Метод парціальних прискорень, що пропонується, базується на принципі Д'Аламбера і дозволяє записати:

$$\dot{V} = \frac{P^e}{m} + \frac{P^i}{m} = \dot{V}^e + \dot{V}^i, \quad (8)$$

де \dot{V} – прискорення МСА; m – його маса; P^e , P^i – відповідно суми зовнішніх і внутрішніх сил, що діють на агрегат (до яких входять як активні сили, так і сили реакції); \dot{V}^e , \dot{V}^i – прискорення від дії зовнішніх і внутрішніх сил, відповідно.

Парціальне прискорення представляє собою прискорення МСА як механічної системи у випадку, якщо на нього діяла б тільки одна із тих сил, що досліджуються. Таким чином, при відомій масі m можна визначати через парціальне прискорення дійсну силу, яка діє на агрегат.

При побудові динамічної математичної моделі розглядаємо МСА як генератор сукупності діючих сил, що визначають протікання технологічних процесів із заданою стійкістю. З фізичної точки зору рух МСА представляємо як рух двох абсолютно твердих матеріальних тіл (трактор і сільськогосподарська машина), що мають пружний зв'язок.

Динамічну математичну модель розробляємо і будуємо з орієнтуванням на передбачуваний метод розв'язку цієї задачі. Із загальних характеристик

моделей відзначимо, що оскільки модель будуюмо лише для імітації і лише як частину параметрів вихідного об'єкту, то вона виявляється в цілому значно простіше за нього.

В якості розрахункової моделі дослідимо двохмасову динамічну систему ґрунтообробного агрегату, що моделює МСА (рис.4), з чотирма ступенями вільності: ξ і η – відповідно повздовжня і поперечна координати центра мас начіпного пристрою трактора для приєднання плуга; ψ_1 – курсовий кут відхилення рами трактора по відношенню до осі Ox та ψ_2 – кут повороту плуга відносно осі кріплення до трактора.

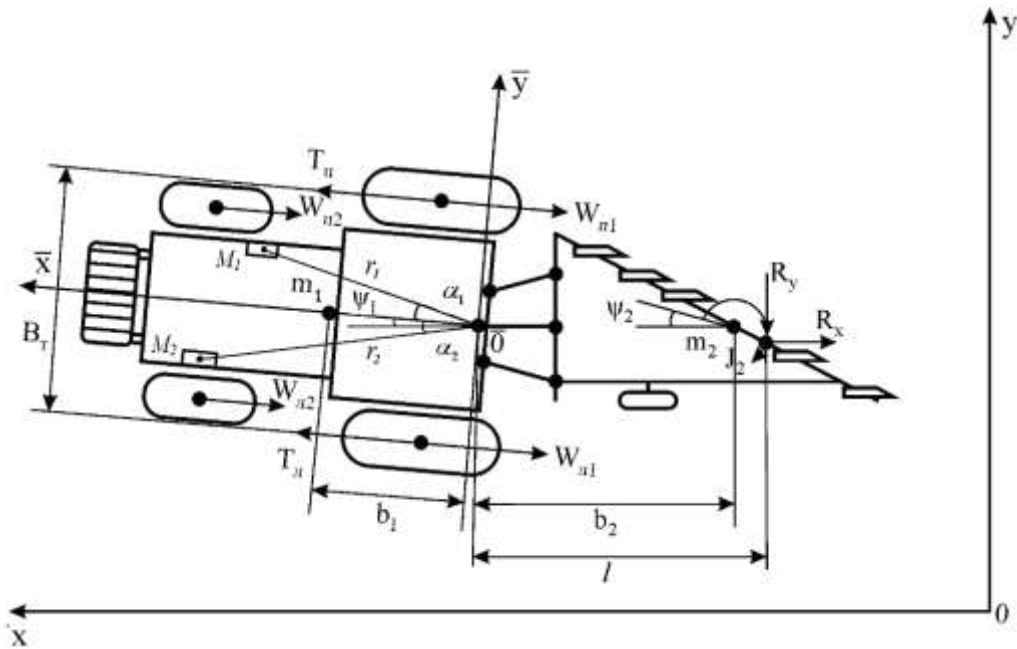


Рис. 4. Розрахункова динамічна схема МСА

Як відомо, плоскопаралельний рух абсолютно твердих тіл являє собою поступальний руху точки, що відповідає центру мас, і обертальний руху навколо цієї точки.

Кінетична енергія поступального руху ланок МСА, згідно теореми Кеніґа, запишемо у вигляді:

$$T_n = \frac{m_1}{2} (\dot{x}_{1m}^2 + \dot{y}_{1m}^2) + \frac{m_2}{2} (\dot{x}_{2m}^2 + \dot{y}_{2m}^2), \quad (9)$$

де x_1, y_1 та x_2, y_2 – координати центрів мас трактора і плуга;

m_1, m_2 – маси трактора і плуга.

Кінетичну енергію обертального руху T_o можна подати в наступному вигляді:

$$T_o = \frac{1}{2} J_1 \dot{\psi}_1^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\psi}_2^2, \quad (10)$$

де J_1 і J_2 – моменти інерції трактора та плуга відносно осей, що проходять через їх центри мас ($J_1 = m_1 \rho_1^2$, $J_2 = m_2 \rho_2^2$, ρ_1 і ρ_2 – радіуси інерції трактора та плуга). Наведемо вирази для кінетичної T і потенціальної Π

енергій динамічної системи в термінах узагальнених координат. З цією метою виразимо координати центрів мас трактора і плуга через ξ, η, ψ_1 та ψ_2 . Отримаємо:

$$\begin{aligned} x_1 &= \xi + b_1 \cos \psi_1, & y_1 &= \eta + b_1 \sin \psi_1, \\ x_2 &= \xi + b_2 \cos \psi_2, & y_2 &= \eta + b_2 \sin \psi_2, \end{aligned} \quad (11)$$

де b_1 – відстань між центром мас трактора і точкою приєднання плуга до трактора, b_2 – відстань між центром мас плуга та цією ж точкою.

Після підстановки і перетворень маємо вираз для кінетичної енергії:

$$\begin{aligned} T &= \frac{m}{2} (\dot{q}_1^2 + \dot{q}_2^2) + \frac{m_1}{2} [b_1^2 \dot{q}_3^2 + 2 b_1 \dot{q}_3 (\dot{q}_2 \cos q_3 - \dot{q}_1 \sin q_3) + \\ &+ \rho_1^2 \dot{q}_3^2] + \frac{m_2}{2} [b_2^2 \dot{q}_4^2 + 2 b_2 \dot{q}_4 (\dot{q}_2 \cos q_4 - \dot{q}_1 \sin q_4) + \rho_2^2 \dot{q}_4^2], \end{aligned} \quad (12)$$

для потенціальної енергії $\Pi = \frac{D(q_3 - q_4)^2}{2}$,

де $m = m_1 + m_2$ – маса МСА, D – приведена жорсткість начіпного пристрою, $q_1 = \xi$, $q_2 = \eta$, $q_3 = \psi_1$, $q_4 = \psi_2$

Із (12) випливає, що $\frac{\partial T}{\partial q_1} = \frac{\partial T}{\partial q_2} = 0$, $\frac{\partial \Pi}{\partial q_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial q_2} = 0$.

З урахуванням останніх перетворень отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{q}_1 - m_1 b_1 \ddot{q}_3 \sin q_3 - m_1 b_1 \dot{q}_3^2 \cos q_3 - m_2 b_2 \ddot{q}_4 \sin q_4 - \\ - m_2 b_2 \dot{q}_4^2 \cos q_4 &= Q_1; \\ m \ddot{q}_2 + m_1 b_1 \ddot{q}_3 \cos q_3 - m_1 b_1 \dot{q}_3^2 \sin q_3 + m_2 b_2 \ddot{q}_4 \cos q_4 - \\ - m_2 b_2 \dot{q}_4^2 \sin q_4 &= Q_2; \\ m_1 (b_1^2 + \rho_1^2) \ddot{q}_3 + m_1 b_1 (\ddot{q}_2 \cos q_3 - \ddot{q}_1 \sin q_3 - \dot{q}_2 \dot{q}_3 \sin q_3 - \\ - \dot{q}_1 \dot{q}_3 \cos q_3) + D(q_3 - q_4) + m_1 b_1 \dot{q}_3 (\dot{q}_2 \sin q_3 + \dot{q}_1 \cos q_3) &= Q_3; \\ m_2 (b_2^2 + \rho_2^2) \ddot{q}_4 + m_2 b_2 (\ddot{q}_2 \cos q_4 - \ddot{q}_1 \sin q_4 - \dot{q}_2 \dot{q}_4 \sin q_4 - \\ - \dot{q}_1 \dot{q}_4 \cos q_4) - D(q_3 - q_4) + m_2 b_2 \dot{q}_4 (\dot{q}_2 \sin q_4 + \dot{q}_1 \cos q_4) &= Q_4. \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

Для остаточного розв'язку системи рівнянь, яка моделює рух МСА, визначаємо узагальнені сили Q_n , $n = 1, 2, 3, 4$. Для їх знаходження розглянемо вираз, що описує роботу неконсервативних (зовнішніх) сил на можливих переміщеннях. До таких сил належать сили тяги $T_{\text{п}}$ і $T_{\text{л}}$ – відповідно сили тяги приведені до правого і лівого ведучих коліс трактора; сили опору коченню коліс $W_{\text{п1}}$, $W_{\text{л1}}$, $W_{\text{п2}}$ і $W_{\text{л2}}$; результуюча сила опору ґрунтообробної машини $R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2}$ (де R_x і R_y – проекції цієї сили на відповідні осі координат), прикладена в миттєвому центрі опору корпусів плуга.

Розглянемо задачу динаміки при плоскопаралельному русі МСА. Припустимо, що відомі прискорення в двох контрольних точках M_1 і M_2 трактора (див.рис.4) як функції часу на інтервалі $(0, t_0)$. Такі вхідні дані

можуть бути отримані в результаті експериментальних вимірювань. Координати точок M_1 і M_2 також передбачаються відомими щодо системи координат, жорстко пов'язаної з рухомим МСА. Позначимо компоненти прискорень в цих точках наступним чином: $M_1 - a_{x1}, a_{y1}, M_2 - a_{x2}, a_{y2}$. Ці компоненти вимірюються відносно нерухомої системи координат, у якій розглядається рух МСА. Потрібно за цими вхідними даними, із допомогою системи рівнянь, що моделює рух МСА, визначити силові характеристики $T_{\Sigma T}, T_{\Sigma C}, R_x, R_y$ як функції часу.

Узагальнені тягові зусилля з урахуванням сил опору коченню коліс трактора:

$$\left. \begin{aligned} T_{\Sigma T} &= T_n + T_n - W_{n1} - W_{n2} - W_{n1} - W_{n2}, \\ T_{\Sigma C} &= T_n - T_n - W_{n1} - W_{n2} + W_{n1} + W_{n2}. \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

Якщо в рівнянні (14), відомі $T_{\Sigma C}$ і $T_{\Sigma T}$, то визначимо тягові зусилля правого і лівого коліс трактора:

$$\left. \begin{aligned} T_n - W_{n1} - W_{n2} &= \frac{1}{2}(T_{\Sigma T} + T_{\Sigma C}), \\ T_n - W_{n1} - W_{n2} &= \frac{1}{2}(T_{\Sigma T} - T_{\Sigma C}). \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

Розв'язок задачі динаміки зводимо до наступного завдання. Воно полягає у визначенні зв'язку між вимірними компонентами прискорень:

$\vec{a}_1 = a_{x1} \vec{e}_x + a_{y1} \vec{e}_y$, $\vec{a}_2 = a_{x2} \vec{e}_x + a_{y2} \vec{e}_y$ і узагальненими координатами $q_1(t) = \xi(t)$, $q_2(t) = \eta(t)$, $q_3(t) = \psi_1(t)$, $q_4(t) = \psi_2(t)$. Тоді прискорення точок M_1 і M_2 буде у вигляді суми трьох прискорень:

$$\vec{a}_m = \vec{a}_o + \vec{a}_b + \vec{a}_c, \quad (16)$$

де \vec{a}_o – поздовжнє прискорення в т. \bar{O} ; \vec{a}_b – обертальне прискорення; \vec{a}_c – доцентрове прискорення. Як видно, прискорення \vec{a}_o має компоненти $a_x^o = \ddot{\xi}$, $a_y^o = \ddot{\eta}$. Доцентрове прискорення направлено вздовж прямої, що сполучає точки M і \bar{O} , а його величина дорівнює:

$$a_c = r_{1,2} \dot{\psi}_1^2,$$

де $r_{1,2}$ – відстані між точками $M_{1,2}$, встановлення датчиків, і точкою \bar{O} , з'єднання трактора і ґрунтообробного знаряддя.

Обертальне прискорення визначається наступним чином:

$$a_b = r_{1,2} \ddot{\psi}_1.$$

На підставі вищенаведеного отримуємо таку систему рівнянь:

$$\left. \begin{aligned} a_{x1} &= \ddot{\xi} - r_1 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 + \alpha_1) - r_1 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 + \alpha_1); \\ a_{y1} &= \ddot{\eta} + r_1 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 + \alpha_1) - r_1 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 + \alpha_1); \\ a_{x2} &= \ddot{\xi} - r_2 \ddot{\psi}_1 \sin(\psi_1 - \alpha_2) - r_2 \dot{\psi}_1^2 \cos(\psi_1 - \alpha_2); \\ a_{y2} &= \ddot{\eta} + r_2 \ddot{\psi}_1 \cos(\psi_1 - \alpha_2) - r_2 \dot{\psi}_1^2 \sin(\psi_1 - \alpha_2), \end{aligned} \right\} \quad (17)$$

де α_1 і α_2 – кути між прямими, що проходять через точки M_1 і \bar{O} та M_2 і \bar{O} , та поздовжньою віссю трактора, яка проходить через т. \bar{O} (рис.4).

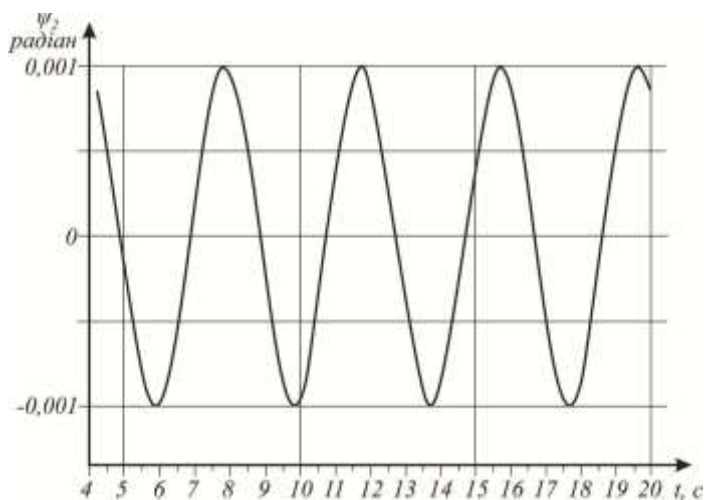


Рис. 5. Зміни кута відхилення знаряддя МСА за часом

Використовуючи розв'язок системи рівнянь (17), можна оцінювати стійкість і керуваність МСА.

З посиланням на розроблену математичну модель проведемо числові розрахунки кута повороту і величини сили опору сільськогосподарського знаряддя. При проведенні розрахунків вважаємо, що трактор рухається по рівному полю вздовж осі X з постійним прискоренням, здійснюючи плоскопаралельний рух. Розглянемо два випадки:

в процесі руху виконується конструктивно-технологічна нерівність $l < b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$;

в процесі руху виконується конструктивно-технологічна нерівність $l > b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$,

де ρ_2 – радіус інерції сільськогосподарського знаряддя відносно вертикальної осі, що проходить через центр мас знаряддя,

b_2 – відстань від центру мас начіпного пристрою до центру мас сільськогосподарського знаряддя,

l – відстань між центрами мас начіпного пристрою і точкою прикладення рівнодіючої сили опору, діючих на знаряддя.

Результати розрахунків (рис.6) для нерівності

$l < b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$ показують, що наявність навіть незначних

відхилень кута повороту від напрямку руху відносно осі X призводить до коливань знаряддя. Із наведених розрахунків слідує, що ці коливання мають залежність від часу, практично у відповідності з гармонічним законом і періодом коливань:

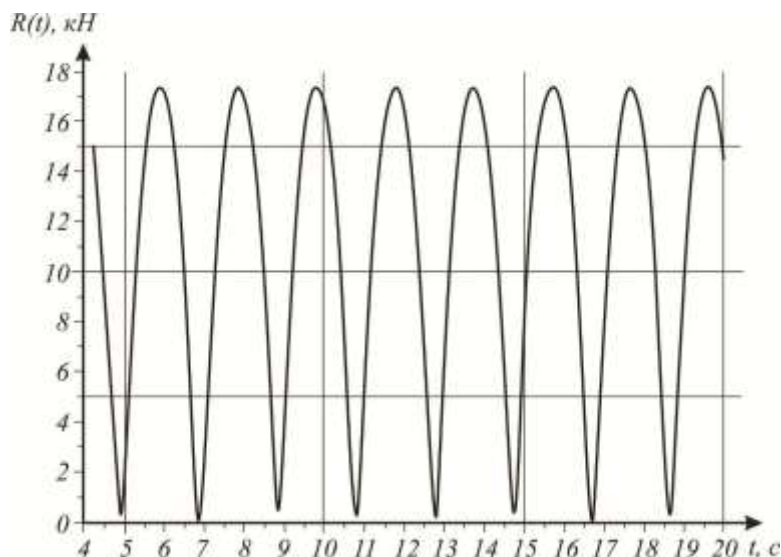


Рис. 6. Зміни сили опору МСА за часом

$$T = \sqrt{\frac{m_2(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2 l)}{D}}, \quad (18)$$

де D – приведена жорсткість начіпного пристрою, m_2 – маса сільсько-господарського знаряддя.

Максимальна амплітуда цих коливань не перебільшує початкового відхилення кута повороту від напрямку руху трактора. Вигляд побудованого графіка свідчить про стійкість руху агрегату, при таких заданих умовах. Величина сили має постійне коливання з періодом T (18) і залежить від часу. При $l > b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$ кут відхилення сили опору знаряддя МСА асимптотично прямує до нуля.

Визначено, що зміна параметрів агрегату у випадку $l < b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$, відбувається з періодом коливань $T = 4$ сек., а кут відхилення ґрунтообробного знаряддя $\psi_2 = \pm 0,001$ рад. Це відповідає вимогам динамічної стійкості виконання технологічних процесів МСА. Якщо $l > b_2 + \frac{\rho_2^2}{b_2}$, $T = 0$, то значення кута відхилення знаряддя від максимально можливого асимптотично прямує до нуля.

У четвертому розділі «Теоретичні дослідження керованості і стійкості мобільних сільськогосподарських агрегатів» визначені умови адаптивної динамічної стабілізації забезпечення стійкості та керованості мобільних машин у процесі руху. Встановлено вплив збурюючих факторів і нестабільності параметрів на керованість та стійкість при забезпеченні динамічної стабільності МСА.

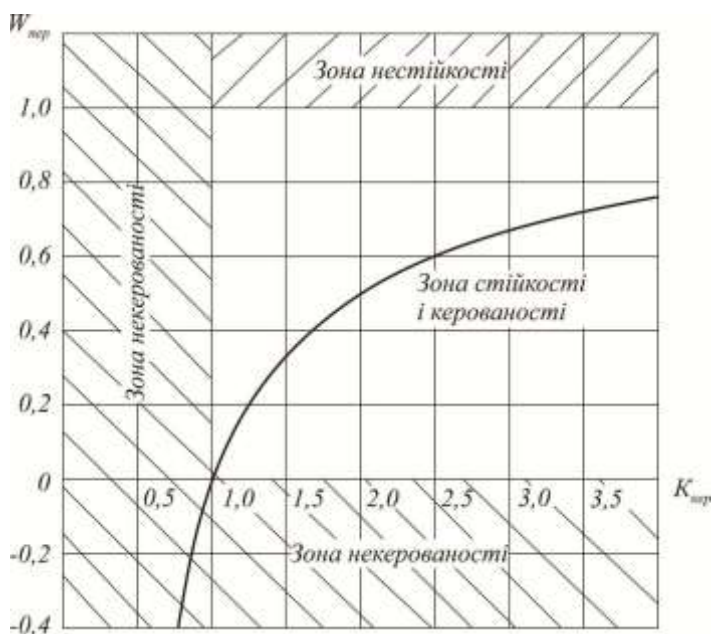


Рис. 7. Залежності адаптивно-передаточної функції керування МСА

$K_{кер}$ – коефіцієнт керованості, $K_{кер} = P_k / \sum P_C$; $K_{зб}$ – коефіцієнт збурення, $K_{зб} = P_{зб}^{36} / \sum P_C = -\dot{V}_{зб}^n / \dot{V}_c^n$; $P_{зб}^{36}$ – зовнішня збурююча сила; $\dot{V}_{зб}^n$ – парціальне прискорення від дії зовнішніх збурюючих сил, $\dot{V}_{зб}^n = P_{зб}^{36} / m$; \dot{V}_c^n – парціальне при-

Уперше обґрунтовано залежність адаптивно-передаточної функції керування мобільної машини, що дозволяє надати інтегральну оцінку її реакції на керуючі дії від значень параметричних характеристик:

$$W_{кер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}} \left(1 + \frac{V}{\sum P_C} \cdot \frac{dm}{dt} - K_{зб} \right),$$

де m – маса МСА у конкретний момент часу; V – швидкість руху МСА в даний момент часу; dm/dt – швидкість зміни маси МСА (рух МСА змінної маси); t – час; P_k – керуюче (тягове) зусилля; $\sum P_C$ – сума сил опору керуючим діям(впливам);

скорення від дії сил опору, $\dot{V}_c^n = \sum P_c / m$. Для сталого руху МСА у випадку, якщо $\frac{dm}{dt} = 0$ і $K_{зб} = 0$ рівняння (19) спрощується і приймає вигляд:

$$W_{пер} = 1 - \frac{1}{K_{кер}}. \quad (20)$$

Зі збільшенням коефіцієнту керованості $K_{кер}$ (рис.7) відбувається збільшення адаптивно-передаточної функції керування $W_{пер}$.

Отримання значень $W_{пер}$, близьких до одиниці, забезпечує динамічній системі ідеальну керованість, при якій:

$$\frac{dV}{dt} = \dot{V}_{кер}^{парц}. \quad (21)$$

Аналізуючи (19), можна зробити висновок про те, що зі збільшенням $\sum P_c$ відбувається зменшення $K_{кер}$ і $W_{пер}$.

Умовою втрати стійкості руху мобільної машини є зростання адаптивно-передаточної функції до значення $W_{пер} > 1$, якщо:

$$K_{зб} > 1 + \frac{V}{\sum P_c} \cdot \frac{dm}{dt}. \quad (22)$$

Зона нестійкості руху машини буде при $W_{пер} > 1$, зона некерованості $K_{кер} < 1$, або $W_{пер} < 0$.

У п'ятому розділі «Теоретичне обґрунтування використання вимірювально-реєстраційного комплексу при динамічних випробуваннях» проведено аналіз і синтез використання нового вимірювально-реєстраційного комплексу (рис.8) для оцінки динамічної стабільності МСА, який базується на запропонованому методі парціальних прискорень. Основою комплексу (рис.9) є ємнісні напівпровідникові трьохкоординатні датчики прискорень – акселерометри MMA7260QT, що застосовуються в промисловій та автомобільній електроніці, охоронних системах, медичному обладнанні та ін.

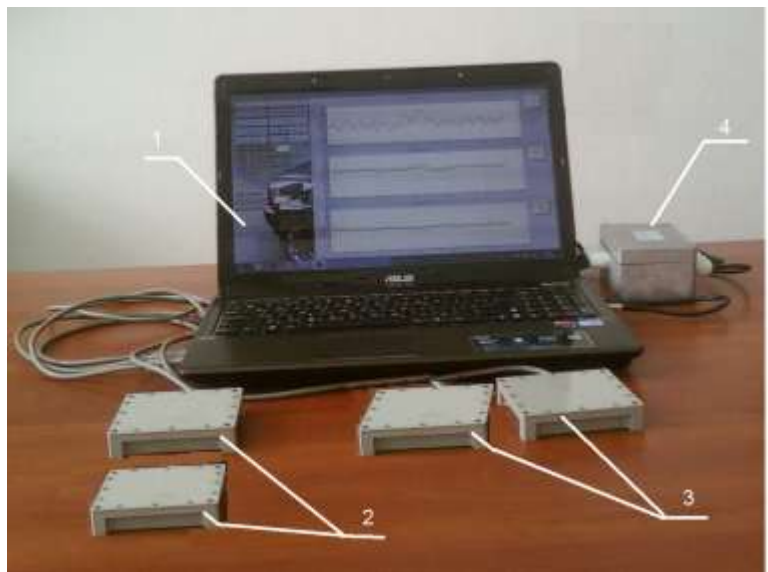


Рис. 8. Вимірювально-реєстраційний комплекс для контролю прискорень МСА: 1 – ноутбук з авторським програмним забезпеченням; 2, 3 – датчики прискорень; 4 – перетворювач для тензоланки

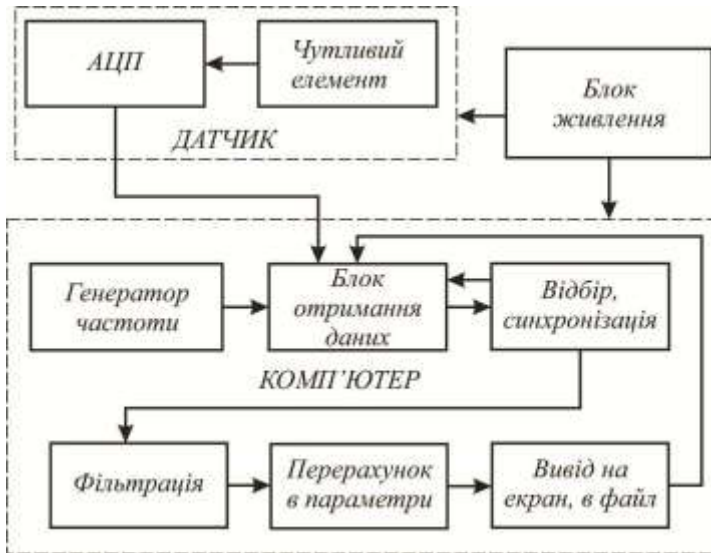


Рис. 9. Схема роботи вимірювально-реєстраційного комплексу для контролю прискорень МСА; АЦП – аналого-цифровий перетворювач

складі: вбудований фільтр корекції зміни температури; фільтр нижніх частот і граничних значень.

Вимірювально-реєстраційний комплекс призначений для вимірювання прискорення МСА під час руху в різних умовах експлуатації. Він розроблений при співпраці Харківського НТУСГ ім. П. Василенка і Харківського НАДУ для оцінки динаміки мобільних машин, який модернізовано автором для його застосування при дослідженні тягово-енергетичних показників, стійкості руху і керованості МСА при виконанні технологічних процесів. Порядок і схема роботи комплексу відображено на рис.9. Комплекс складається з двох або чотирьох трьохкоординатних датчиків прискорень MMA7260QT, інформаційного пристрою – ноутбуку ASUS, для зняття та архівації даних зі спеціалізованим авторським програмним забезпеченням «Vehicle dynamics v.3.7», елементів кріплення, апаратури для фото-відео фіксації проведення досліджень.

Ці акселерометри мають три робочі осі та встановлену межу вимірювання прискорень $\pm 1,5g$. За технічними характеристиками MMA7260QT використовують низьку напругу (2,2...3,6 В) та мають високу чутливість (800 мВ/г), характеризуються швидкою ініціалізацією, доброю захищеністю від перепадів напруги та впливу статичної електрики. У вказаних датчиках передбачена можливість «сплячого режиму» для економії батареї комп'ютера. Датчики не потребують додаткових пристроїв та мають у своєму

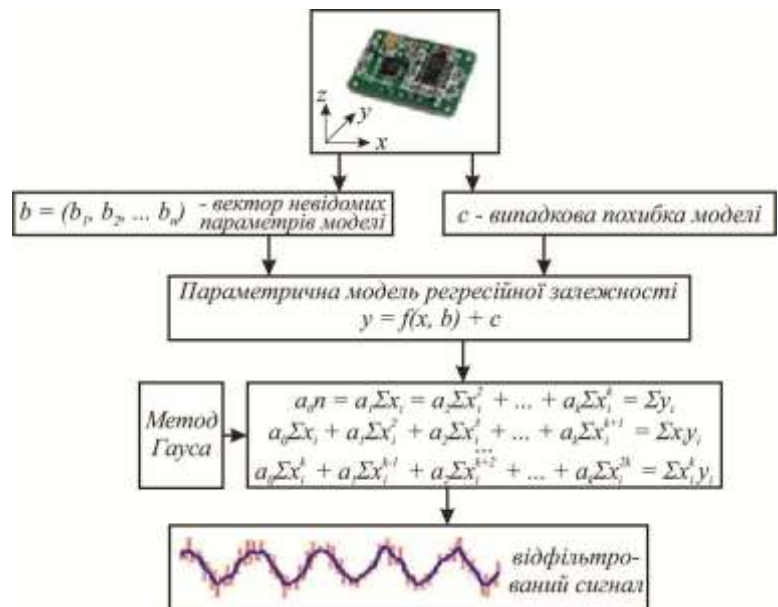


Рис. 10. Схема обробки даних вимірювально-реєстраційного комплексу методом найменших квадратів

При цьому підвищено точність експериментальних досліджень динаміки МСА під дією різних збурюючих сил. На рис.10 схематично показано зняття, обробка та отримання результатів даних при динамічних випробуваннях мобільних машин.

На графіках прискорень по осі X відображено час t проведення експерименту, за який вимірювали прискорення агрегату, по осі Y відображається прискорення \dot{V} (рис.11). Аналіз графіків

підтверджує, що в процесі руху МСА, прискорення при розгоні збільшується, а при гальмуванні зменшується та має коливальний характер різної частоти.

Динамічні випробування датчиків MMA7260QT проведено на вібростенді ВЕД-10 (рис.12) з використанням вимірювача вібрацій ІВПА-07 та еталонного однокоординатного датчика прискорень MMA 7160 в Інституті проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного Національної академії наук України.

Обробку результатів експерименту та порівняння з еталонними значеннями виконували за допомогою авторського програмного забезпечення і комп'ютерної програми «Vehicle dynamics v.3.7». Результатами експерименту

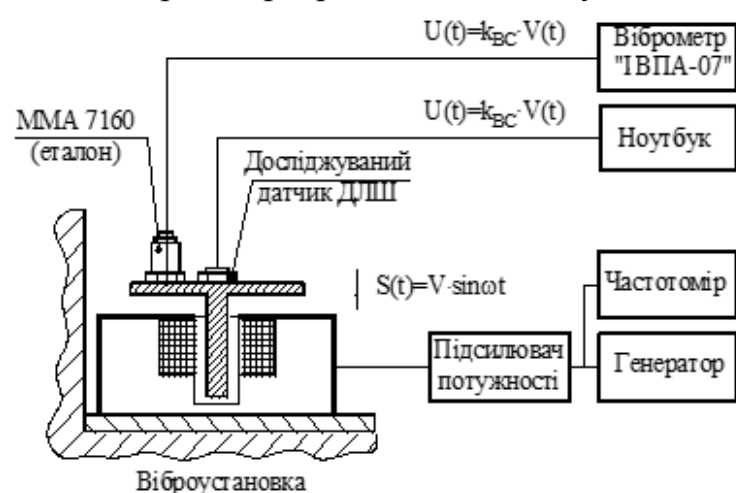


Рис. 12. Схема стенда для проведення динамічних випробувань

підтверджено, що показники датчиків MMA7260QT вздовж відповідних осей співпадають в межах похибки (до 1% за паспортом датчика) із показниками еталонного датчика MMA7160.

Для отримання достовірної (повної) інформації про рухомий об'єкт встановлено, що кожному ступеню свободи зазначеного об'єкту необхідно, щоб відповідала певна вимірювальна вісь. Міні-

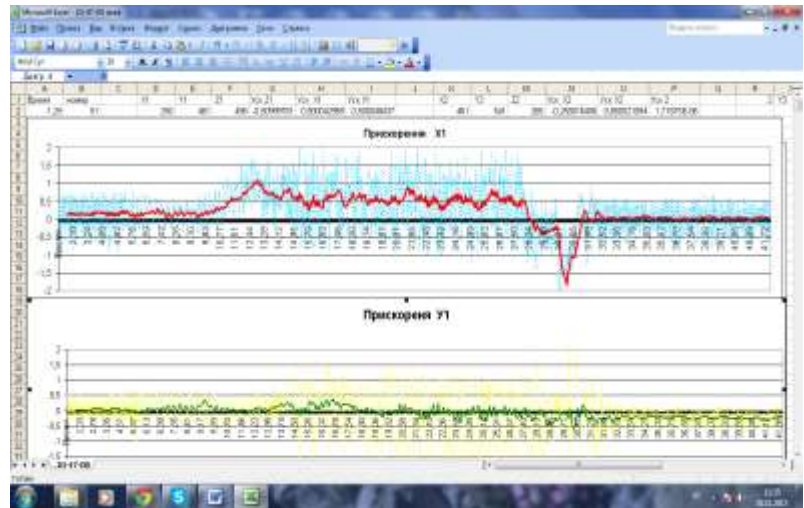


Рис. 11. Загальний вигляд графіків на моніторі вимірювально-реєстраційного комплексу: \dot{V}_x – поздовжніх, \dot{V}_y – бокових прискорень

мально необхідна кількість вимірювальних осей N ; повинна відповідати числу ступенів рухливості H , об'єкту (визначається як число ступенів вільності щодо нерухомої ланки-стійки).

Для підвищення точності та достовірності результатів динамічних випробувань мобільних машин як динамічних систем, необхідно коректне визначення точок установки та орієнтації вимірювальних осей датчиків прискорень. При використанні багатокомпонентних акселерометрів з кількома вимірювальними осями кількість датчиків визначали наступним чином:

$$K_D = \frac{H}{n}, \quad (23)$$

де n – число осей чутливості в одному датчику. МСА у тривимірному просторі має шість ступенів свободи (рис.13).

Для визначення стійкості руху агрегату при виконанні технологічних процесів необхідно знати зміни кутових швидкостей обертання тіла щодо осей OX , OY , OZ . Визначено кутові прискорення в залежності від величини лінійних прискорень за формулами:

$$\dot{\omega}_{xoy} = \dot{\omega}_z = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Y_A - Y_B|}. \quad (24)$$

$$\dot{\omega}_{xoz} = \dot{\omega}_y = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|X_A - X_B|} = \frac{\ddot{X}_A - \ddot{X}_B}{|Z_A - Z_B|}; \quad (25)$$

$$\dot{\omega}_{zoy} = \dot{\omega}_x = \frac{\ddot{Y}_A - \ddot{Y}_B}{|Z_A - Z_B|} = \frac{\ddot{Z}_A - \ddot{Z}_B}{|Y_A - Y_B|}. \quad (26)$$

За відомими значеннями $\ddot{X}_A; \ddot{Y}_A; \ddot{Z}_A; \ddot{X}_B; \ddot{Y}_B; \ddot{Z}_B; \dot{\omega}_x; \dot{\omega}_y; \dot{\omega}_z$ визначали параметри руху будь-якої точки агрегату. При цьому для кожної з площин було складено рівняння плоскопаралельного руху.

Уперше теоретично обґрунтовано необхідну кількість датчиків прискорень для контролю динамічної стабільності МСА та забезпечення наглядності механічних систем, до яких віднесені сільськогосподарські агрегати.

Доведено перспективність застосування фільтрів Баттерворта і Калмана для підвищення точності результатів експериментальних досліджень з оцінки динаміки МСА із використанням мобільного вимірювально-реєстраційного комплексу. Застосування цих фільтрів дозволяє пропускати сигнали певної частоти (корисні) і затримувати або зменшувати сигнали інших частот (шуми, завади).

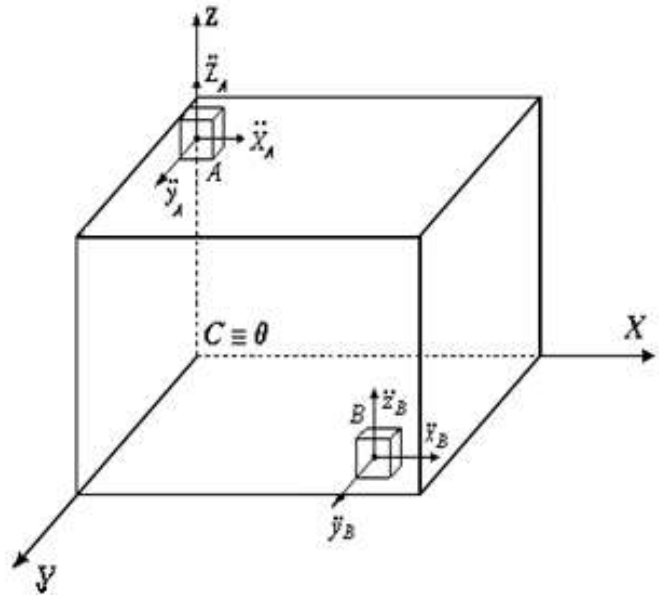


Рис.13. Розрахункова схема установки акселерометрів: A і B – місця установки

У загальному випадку амплітудно-частотна характеристика (АЧХ) фільтра Баттерворта близька за формою до прямокутної характеристики ідеального фільтру. АЧХ даного фільтру монотонно зменшується зі зростанням частоти.

Цифрова обробка сигналів та моделювання процесу фільтрації експериментальних даних виконано в обчислювальному середовищі MATLAB, в якому знаходиться значна кількість вбудованих функцій (рис.14).

Проведена статистична обробка графіків відфільтрованого сигналу акселерометра при випробуваннях трактора МТЗ-80 свідчить про зменшення середньоквадратичного відхилення (1,08 замість 1,102), зміну діапазону розсіювання (5,046 замість 6,064) значень сигналу після фільтрації. Також на ділянці, де проводилась статистична обробка, слід відмітити, що середнє значення сигналу практично не змінилось.

При змінних параметрах стану МСА та наявності шуму вимірювання лінійних прискорень у процесі виконання технологічних операцій є ефективним застосування фільтру Калмана, який базується на дискретизованих у часі лінійних динамічних системах.

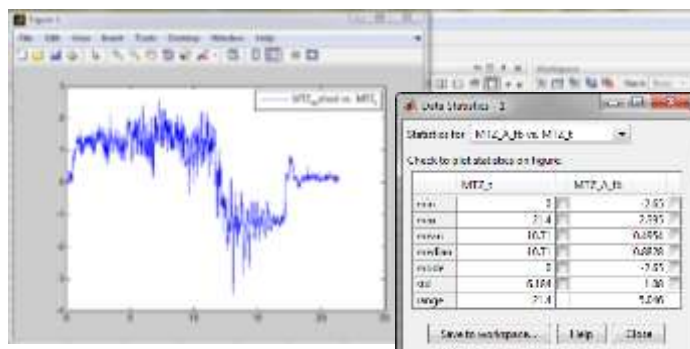
Вважаємо, що між $t-1$ і t , m – вимірами агрегат рухається з прискоренням \dot{V}_t , яке розподіляється за нормальним законом з нульовим математичним сподіванням і середньоквадратичним відхиленням σ_a .

Використовуючи закони механіки Ньютона, маємо можливість записати параметр стану агрегату у вигляді:

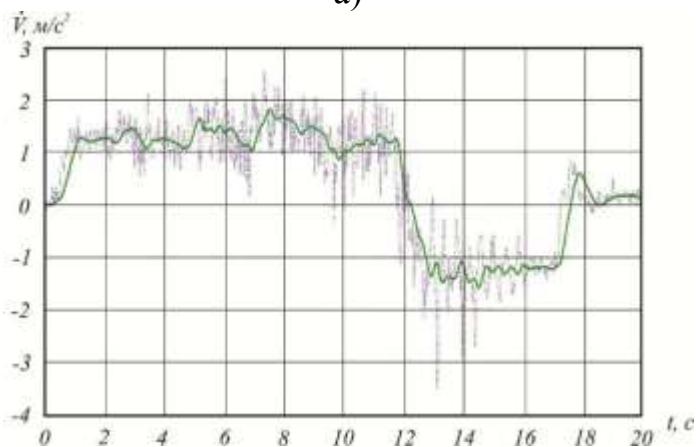
$$x_t = Fx_{t-1} + G\dot{V}_t, \quad (27)$$

де F – матриця переходу між

станами (динамічна модель МСА); x_{t-1} – стан агрегату в попередній момент часу; G – випадкові впливи на агрегат. При застосуванні фільтру Калмана (рис.15), його алгоритм має певні складнощі з розрахунковою реалізацією, тому використовували вже розроблене програмне забезпечення, наприклад Visual Kalman Filter компанії HAN Software. Перспективність застосування даного фільтру доведена в процесі оцінки тягово-енергетичних показників агрегату МТЗ-80+ПЛН-3-35.



а)



б)

Рис. 14. Результати фільтрації експериментальних даних прискорення трактора в пакеті MATLAB: а) – діалогові вікна фільтру; б) – графік динаміки прискорень після обробки

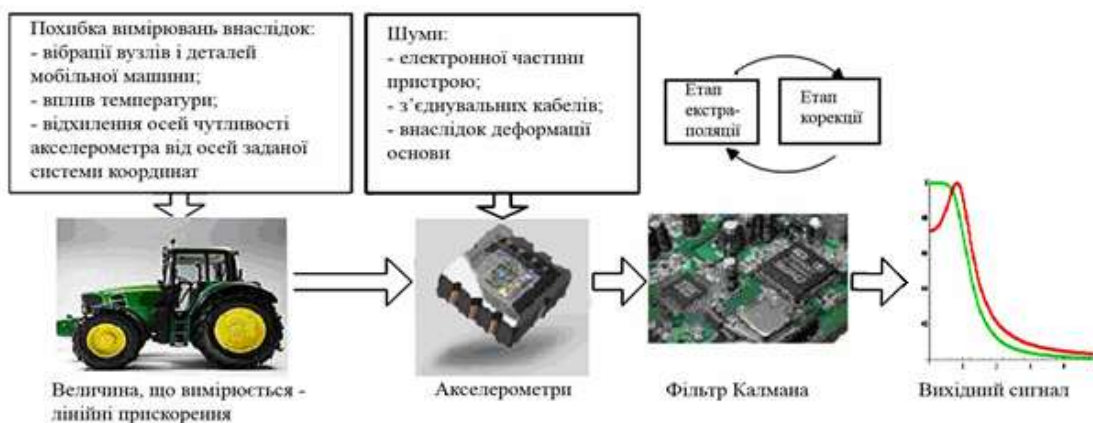


Рис.15. Вимірювання та обробка лінійних прискорень МСА з використанням фільтра Калмана

Одержані тягові характеристики даного ґрунтообробного агрегату із застосуванням вимірювально-реєстраційного комплексу і фільтра Калмана відрізняються від статистичних тягових характеристик заводів-виробників, що зумовлено насамперед нестабільністю тягового опору сільгоспмашин, витратами потужності на розгін поступально рухомих та обертових мас МСА. Запропонований метод визначення за прискоренням розгону дозволяє визначати тягові характеристики при несталому русі, коли виконуються різні технологічні операції. Результати дослідження підтвердили з достовірною ймовірністю 95% адекватність отриманих закономірностей зміни тягових показників агрегату. Доведено ефективність застосування модернізованого вимірювально-реєстраційного комплексу з фільтром Калмана при оцінці стійкості руху МСА під час виконання технологічного процесу.

У шостому розділі «Дослідження динамічної стабільності ґрунтообробних мобільних сільськогосподарських агрегатів» обґрунтовано основні напрямки підвищення динамічної стабільності МСА на основі застосування, розробленого метода парціальних прискорень.

Динамічна стабільність визначає здатність МСА стало рухатись у різних умовах при виконанні роботи під дією прикладених сил, а також змінювати динамічні характеристики руху. Ці характеристики визначають здатність агрегату виконувати різні маневри, що важливо при виконанні сільськогосподарських робіт. Динамічні характеристики виявляються під час розгону, гальмуванні або зміні напрямку руху, подоланні перешкод, які виникають у роботі агрегату. Доведено, що лінійне прискорення \dot{V}_T залежить прямопропорційно від сили тяги, яку розвиває трактор, і швидкості, з якою виконується технологічна операція, та оберненопропорційно залежить від маси агрегату. Запропоновано визначати лінійне прискорення сільськогосподарського агрегату під час розгону за допомогою наступної залежності:

$$\dot{V}_T = \frac{dV_T}{dt} = K_{зч} (\varphi + f_T) \cdot g - f_T \cdot g - \frac{f_3 \cdot P_T}{(m_T + m_3)}, \quad (28)$$

де V_T – лінійна швидкість трактора, м/с; $K_{зч}$ – коефіцієнт використання зчіпної ваги трактора під час рушання; φ – коефіцієнт зчеплення рушіїв

трактора з ґрунтом; f_T – коефіцієнт опору коченню рушіїв; f_3 – коефіцієнт опору сільськогосподарського знаряддя; m_T – маса трактора, кг; m_3 – маса сільськогосподарського знаряддя, кг; P_T – сила тяги трактора, Н.

Експериментальними дослідженнями динамічної стабільності ґрунтообробного агрегату МТЗ-80+ПЛН-3-35 з використанням модернізованого вимірювально-реєстраційного комплексу і фільтру підтверджено адекватність теоретичних розрахунків (28) – (похибка $\approx 7\%$).

Уперше запропонованим методом парціальних прискорень встановлено залежність тягового ККД трактора η_T від прискорення його розгону і вибігу (нейтральна передача трансмісії, муфта зчеплення вимкнена) на певному агрофоні:

$$\eta_T = \frac{\dot{V}_{Tf} / (1 + m_3/m_T) - \dot{V}_{TB}}{\dot{V}_{Tf} - \dot{V}_{TB}}, \quad (29)$$

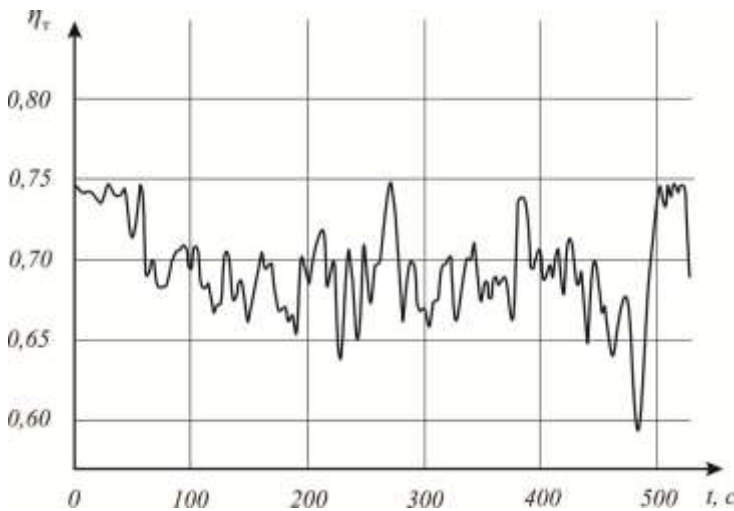


Рис. 16 Залежності тягового ККД трактора від часу

де \dot{V}_{Tf} – парціальне прискорення при розгоні під дією тільки сили опору коченню коліс трактора, м/с^2 ;

\dot{V}_{TB} – парціальне прискорення вибігу трактора, м/с^2 . За залежністю (29) є можливість оцінювати динаміку тягового ККД трактора при виконанні техноло-гічних операцій (рис.16). Реальні показники ККД агрегату коливаються в межах від 0,58 до 0,75.

Для оцінки динамічної стабільності агрегату при неусталеному плоскопаралельному русі також вперше запропоновано використовувати метод парціальних прискорень. Будемо вважати, що відомі прискорення у двох характерних контрольних точках M_1 і M_2 трактора (див. рис.4) як функції часу в інтервалі $[0, t_0]$. Такі вхідні дані можуть бути отримані за результатами експериментальних досліджень МСА на твердому ґрунті або на стерні колосових культур. Координати точок M_1 і M_2 вважаємо відомими відносно системи координат, жорстко зв'язаної з МСА. Компоненти прискорень в цих точках позначимо: M_1 - a_{x1}, a_{y1} , M_2 - a_{x2}, a_{y2} . Такий підхід дасть змогу компоненти прискорень вимірювати відносно незалежної системи координат, в якій здійснює плоскопаралельний рух МСА.

Наведено основні етапи розв'язку задачі динаміки. Перший етап полягає у визначенні зв'язку між вимірюваними компонентами прискорень $a_{x1}, a_{y1}, a_{x2}, a_{y2}$ та узагальненими координатами $\xi(t), \eta(t), \psi_1(t), \psi_2(t)$. Як зазначалось раніше, визначення такого зв'язку обґрунтовується на загальних теоремах кінематики

плоскопаралельного руху абсолютно твердих тіл, який може складатися з поступального руху т. O (у нашому випадку це координати $\xi(t), \eta(t)$ центру мас начіпного пристрою) й обертального руху навколо цієї точки та описується зміною кута повороту трактора $\psi_1(t)$ відносно осі X . Визначаємо співвідношення, що зв'язують узагальнені координати ξ, η, ψ із даними вимірювань компонент прискорень у двох точках трактора:

$$\left. \begin{aligned} \xi &= \int_0^t dt \int_0^t (a_{x1} + D_1 \Delta a_x - D_2 \Delta a_y) dt; \\ \eta &= \int_0^t dt \int_0^t (a_{y1} + D_2 \Delta a_x + D_1 \Delta a_y) dt; \\ \psi_1 &= \int_0^t dt \int_0^t (D_3 \Delta a_x + D_4 \Delta a_y) dt, \end{aligned} \right\} \quad (30)$$

де $\Delta a_x = a_{x1} - a_{x2}, \quad \Delta a_y = a_{y1} - a_{y2},$
 $D_1 = \Delta^{-1}(\bar{x}_1 \bar{x}_2 - \bar{y}_1 \bar{y}_2 - \bar{x}_1^2 - \bar{y}_1^2), \quad D_2 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 \bar{x}_2 + \bar{x}_1 \bar{y}_2),$
 $D_3 = \Delta^{-1}(\bar{y}_1 + \bar{y}_2), \quad D_4 = \Delta^{-1}(\bar{x}_2 - \bar{x}_1), \quad \Delta = (\bar{x}_1 - \bar{x}_2)^2 + (\bar{y}_1 - \bar{y}_2)^2,$
 (\bar{x}_1, \bar{y}_1) і (\bar{x}_2, \bar{y}_2) – координати точок трактора, в яких вимірюється прискорення.

Визначимо кут повороту сільськогосподарського знаряддя:

$$\psi_2 = f \int_0^t A(\tau) \sin f(\tau - t) dt, \quad (31)$$

де $A(t) = \psi_1 + \frac{1}{D} [a_{y1} (m_1 l + m_2 (l - b_2)) + \Delta a_x (l m_1 (D_2 - l D_3) + m_2 (l - b_2) D) + \Delta a_y (l m_1 (D_1 - b_1 D_4) + m_2 (l - b_2) D_1)] ;$

$f = \sqrt{\frac{D}{m_2 (b_2^2 + \rho_2^2 - b_2 l)}}$, l – відстань від точки навіски до точки рівнодіючої сил опору знаряддя, м.

Відповідно кут повороту знаряддя (рис.17) залежить від часу майже за гармонічним законом із змінною амплітудою та частотою f , прямопропорційною квадратному кореню з ефективного коефіцієнту приведеної жорсткості начіпного пристрою та обернено пропорційною кореню квадратному із маси сільськогосподарського знаряддя. Дослідженнями встановлено, що відхилення сільськогосподарського знаряддя коливається в межах від 0,025рад. до 0,035рад., (1,4 – 2,0 град.), що відповідає агротехнічним вимогам.

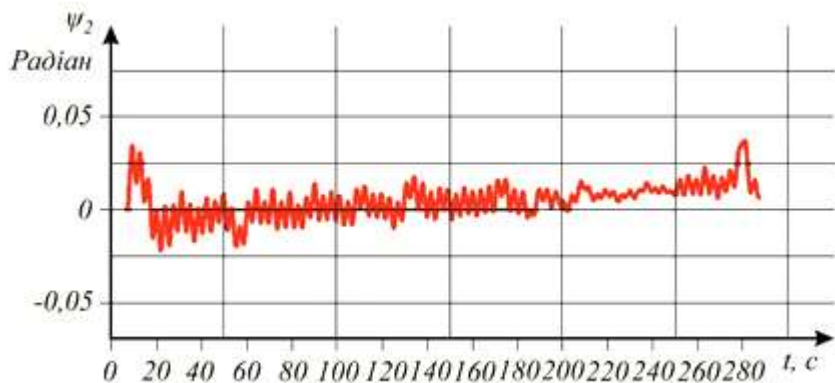


Рис. 17. Динаміка кута відхилення знаряддя

Після визначення кутів відхилення трактора і знаряддя проведено розрахунки сили тяги з урахуванням сил опору коченню коліс трактора:

$$\begin{aligned}
 T = & (m_1 + m_2)a_{x1} + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}a_{y1} + \\
 & + \Delta a_x \left[(m_1 + m_2)D_1 + \frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2) + m_2\rho_2^2}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)}D_2 \right] + \\
 & + \Delta a_y \left[-\frac{m_1(b_2^2 + \rho_2^2)(D_1 - b_1D_3) + \rho_2^2 m_2 D_1}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} - (m_1 + m_2)D_2 \right] + \\
 & + (\psi_1 - \psi_2) \frac{b_2 D}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)};
 \end{aligned} \tag{32}$$

та сили опору сільськогосподарського знаряддя :

$$\begin{aligned}
 R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} = |R_x| \sqrt{1 + \gamma^2} = \frac{\sqrt{1 + \gamma^2 (b_2^2 + \rho_2^2)}}{\gamma(b_2^2 + \rho_2^2 - b_2l)} \left((\psi_1 - \psi_2) \frac{Db_2}{b_2^2 + \rho_2^2} + \right. \\
 \left. + a_{y1} \left(m_1 + \frac{\rho_2^2}{b_2^2 + \rho_2^2} m_2 \right) + \Delta a_x \left(m_1(D_2 - b_1D_3) + m_2 \frac{\rho_2^2 D_2}{b_2^2 + \rho_2^2} \right) + \right. \\
 \left. + \Delta a_y (m_1(D_1 - b_1D_4) + m_2 D_1) \right),
 \end{aligned} \tag{33}$$

де γ – коефіцієнт пропорційності компонент прискорень. За допомогою (31) – (33) проведені числові розрахунки кутів повороту трактора і сільськогосподарської машини, сили тяги трактора і сили опору сільськогосподарського знаряддя як функцій часу.

Аналіз проведених розрахунків і побудованих за їх результатами графіків (рис.18), показав можливість контролю силових характеристик та кутів відхилення трактора і сільськогосподарської машини у складі МСА при несталому режимі роботи. При зниженні сили тяги до 13кН МСА втрачає роботоздатність. Виходячи із зазначеного, одержані залежності

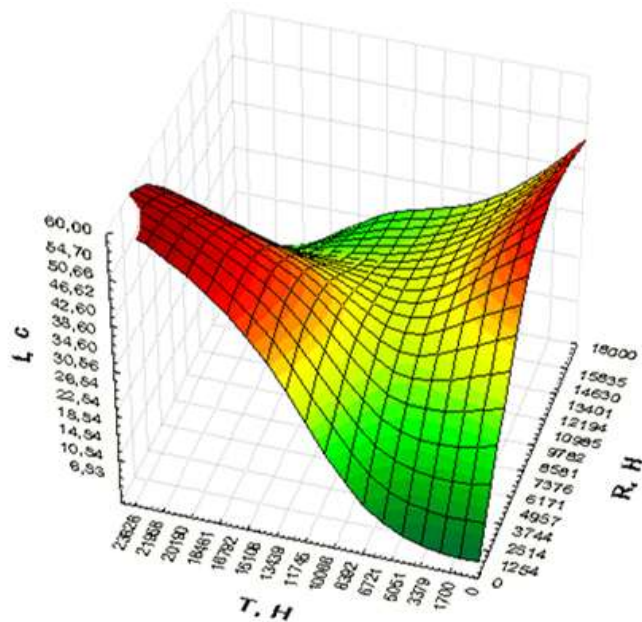


Рис. 18. Динаміка сили тяги трактора та сили опору знаряддя за часом

(31) – (33) є ефективним інструментом розв'язку задачі динаміки – визначення силових характеристик в процесі плоско-паралельного руху МСА за результатами експериментально виміряних компонент прискорень.

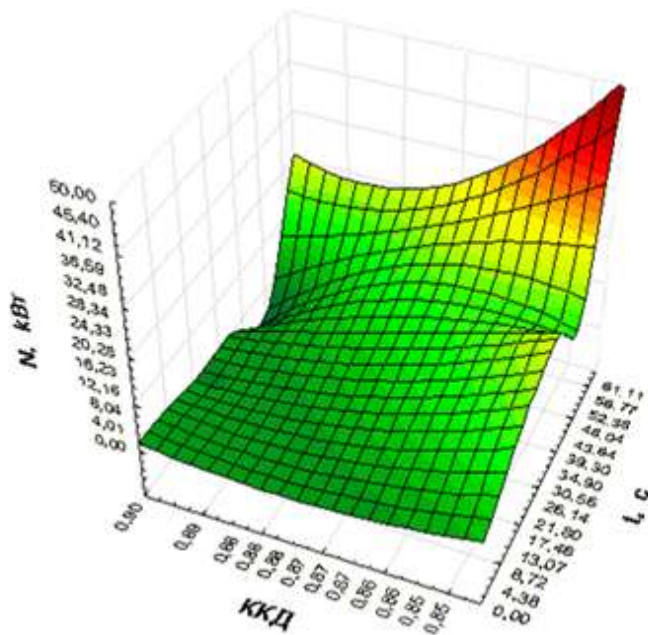


Рис.19. Залежність зміни потужності трактора та миттєвого ККД за часом

підвищення точності експериментальної динамічних характеристик МСА.

У цьому розділі «Експериментальні дослідження динаміки мобільних сільськогосподарських агрегатів» наведені результати експериментальних досліджень з реалізації методу парціальних прискорень при експериментальних дослідженнях ґрунто-обробних агрегатів.

В якості об'єктів експериментальних досліджень обрали: орний агрегат – МТЗ-80+ПЛН-3-35; ґрунто-обробні агрегати з дисковими боронами ХТЗ-201+ УДА-4,5-20; John Deere-8430+John Deere-637 (рис.20); New Holland Т.8.390+ДЛМ-8,0. За допомогою



Рис. 20. Проведення динамічних випробувань МСА у складі трактора John Deere-8430 та дискової борони John Deere-637

вимірювально-реєстраційного комплексу проведено контроль та реєстрацію динаміки прискорень (рис.21) роботи ґрунтообробного агрегату при виконанні технологічної операції. На графіку відображено динаміку масиву вимірних прискорень і відфільтрованого сигналу за часом. За результатами виконання агротехнічних операцій, на основі знятих показань вимірювально-реєстраційного комплексу, проводили розрахунки і оцінку експлуатаційних та динамічних показників роботи агрегату.

Оскільки величина $T(\dot{V})$ відповідає тяговій силі на ведучих колесах без урахування втрат на тертя в трансмісії, то з'являється можливість визначення ефективної потужності на кривоку трактора (рис.19). Використання модернізованого мобільного вимірювально-реєстраційного комплексу на базі акселерометрів MMA7260QT з програмним забезпеченням Visual Kalman Filter дозволяє мінімізувати дисперсію отриманих сигналів. За рахунок згладжування шумів різної фізичної природи досягається

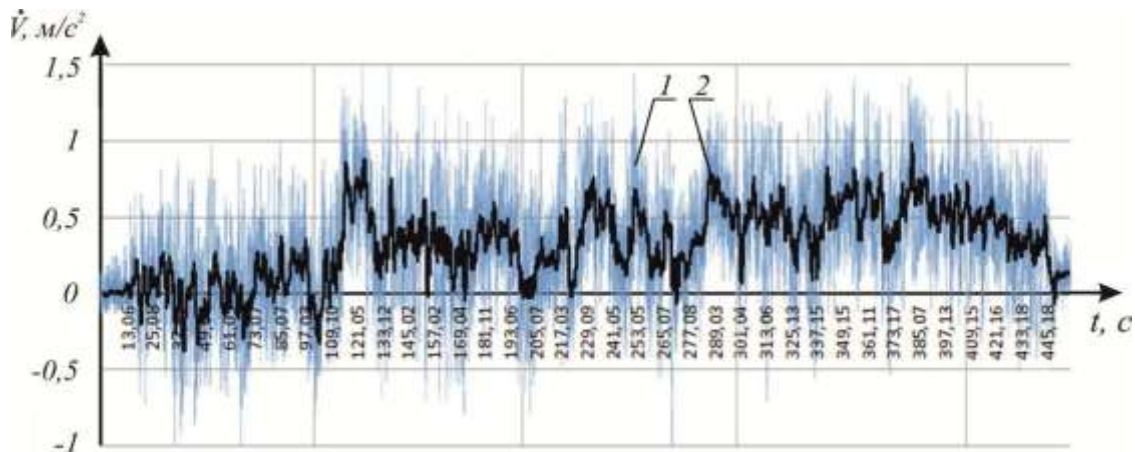


Рис.21. Динаміка прискорень ґрунтообробного агрегату John Deere-8430+ John Deere-637 при виконанні технологічної операції: 1 – масив вимірних даних, 2 – відфільтрований сигнал

Також було надано рекомендації стосовно ефективності експлуатації ґрунтообробних агрегатів у запропонованій комплектації.

На II-му етапі досліджень виконували наступні роботи:

- оцінка керованості і прямолінійного руху та експлуатаційних і агротехнічних показників ґрунтообробних агрегатів;

- розрахунок необхідної потужності двигуна і сили тяги для ефективного виконання агротехнологічної операції із агрегатом сільськогосподарським знаряддям;

- визначення сили опору ґрунтообробного знаряддя.

Використовуючи розроблене теоретичне обґрунтування метода парціальних прискорень, проведено розрахунок сили тяги трактора при виконанні технологічної операції з урахуванням динаміки прискорень (див. рис.21). Результати експериментально-теоретичних розрахунків сили тяги трактора і сили опору дискової борони наведено на рис.22. Аналіз графіка показує, що наявність надлишкової сили тяги дозволяє забезпечити стійкість і керованість технологічного процесу ґрунтообробного агрегату, оскільки надає можливість або зберегти задані параметри при періодичному підвищенні опору руху (зовнішні збурення), або

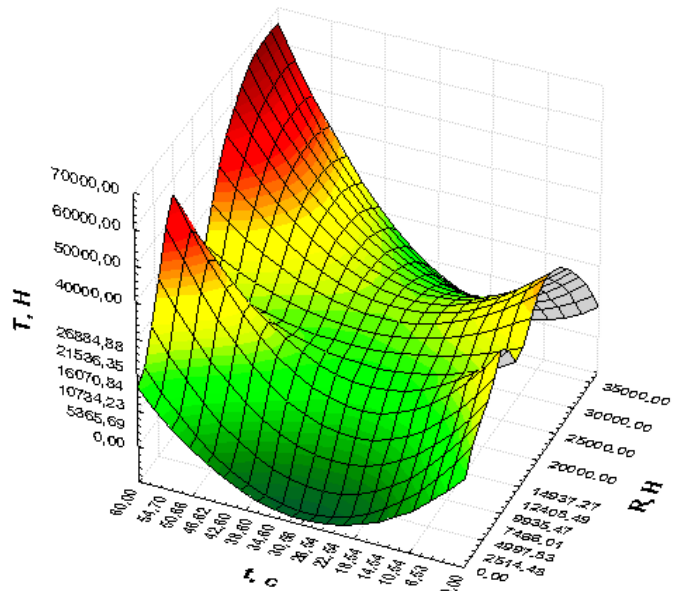


Рис. 22. Динаміка сили тяги трактора та сили опору дискової борони ґрунтообробного агрегату John Deere-8430+John Deere-637 від часу

змінювати їх в заданих межах механізатором. Це доведено одержаними теоретичними залежностями (32), (33). Ступінь адаптації сільськогосподарського агрегату до умов експлуатації необхідно оцінювати за співвідношенням надлишкової потужності двигуна до потужності витраченої на опір руху агрегату. Динамічна складова втрат потужності віднесена до загального часу руху складає 11 – 18,5%, з них від 4% до 9,5% припадають на тертя та деформацію, від 4,5% до 6% – на недовикористання запасу потужності, а від 2,5% до 3% – перевитрати енергії внаслідок збільшення шляху.

Для контролю адекватності проведених експериментальних досліджень теоретичним розрахункам скористалися відомими методиками та відкритими програмними пакетами.

Проведено статистичну обробку графіків прискорень за допомогою програмного пакету MATLAB 7.0, а результати відображено в таблиці.

Таблиця

Статистична обробка графіка прискорень

Статистична оцінка	Значення прискорень, м/с ²
Мінімальне (за масивом даних)	-5,84
Максимальне (за масивом даних)	6,98
Середнє (за масивом даних)	0,143
Медіана	0,095
Мода	-0,126
Середнє квадратичне відхилення	1,074
Розкид	12,82

Відповідно до масиву даних побудовано інтервальний варіаційний ряд. Для початку задаємо величину інтервалу h , скориставшись формулою Стерджеса $h = \frac{R_B}{1 + 3,3221 \cdot \lg(n)}$. Після обробки даних побудовано графік інтервального ряду частоти для досліджуваного прискорення, який відповідає закону нормального розподілу та підтверджує тотожність отриманих результатів вимірювань і розрахунків.

Розрахунок для параметричної оцінки прискорень, що розвинув МСА John Deere-8430+John Deere-637 під час виконання технологічної операції, проводили згідно формули:

$$y = \frac{1}{0,35 \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}} \cdot e^{\frac{-(\dot{v}-0,318)^2}{2 \cdot 0,35^2}} \quad (34)$$

За результатами розрахунку побудовано графік залежності кількості реалізацій значень (i) прискорень в інтервалах розрахунку (рис.23). Для ґрунтообробного агрегату John Deere-8430 +John Deere-637 таке комплектування доцільне при динамічній потужності від 73кВт до 78кВт, замість статично визначеної 93,61кВт. Це забезпечує зниження витрат палива на 5,8%. Теоретично та експериментально доведено, розподіл зміни прискорень відбувається за нормальним законом, що дозволяє прогнозувати зміни стану

МСА, оцінити параметри агрегатів, які раніше не було можливості вимірювати через відсутність необхідних приладів; в умовах експлуатації оперативно і комплексно оцінити динамічні навантаження МСА.

Метод моделювання за допомогою парціальних прискорень, який розроблено, дає змогу проводити динамічні випробування МСА та з меншими витратами, забезпечити більш якісне комплектування та ефективну експлуатацію сільськогосподарської техніки. Отримані залежності дозволяють відслідковувати динаміку параметрів ґрунтообробного агрегату в процесі виконання агротехнічних операцій.

Аналогічно проведено аналіз і розрахунки ґрунтообробних МСА МТЗ-80+ПЛН-3-35; ХТЗ-201+УДА-4,5-20; New Holland Т.8.390+ДЛМ-8,0.

Розроблені комплекс і метод пройшли випробування в ННЦ «ІМЕСГ», Харківській філії УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, ДП «Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного» НАН України, ННЦ «Інститут метрології», ПАТ «Харківський тракторний завод ім. С.Орджонікідзе», ПАТ «Галещина, машзавод», ТОВ «Європа-транс ЛТД», ПАТ «Азовобщемаш», Шебелинському відділенні технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз» філії ДК «Укргазвидобування» НАК «Нафтогаз України», інспекції Держтехнагляду Харківської ОДА. Річний економічний ефект від впровадження розроблених комплексу і методу в виробництво, у розрахунку на один агрегат, складає близько 19 тис. грн. З урахуванням програми виробництва ґрунтообробних машин, ПАТ «Галещина машзавод» (м. Нова Галещина) річний економічний ефект складає понад 490 тис. грн. Очікуваний річний економічний ефект у ТОВ «Європа-транс ЛТД» (сmt. Степанівка Сумський район Сумської обл.) складає близько 680 тис. грн.

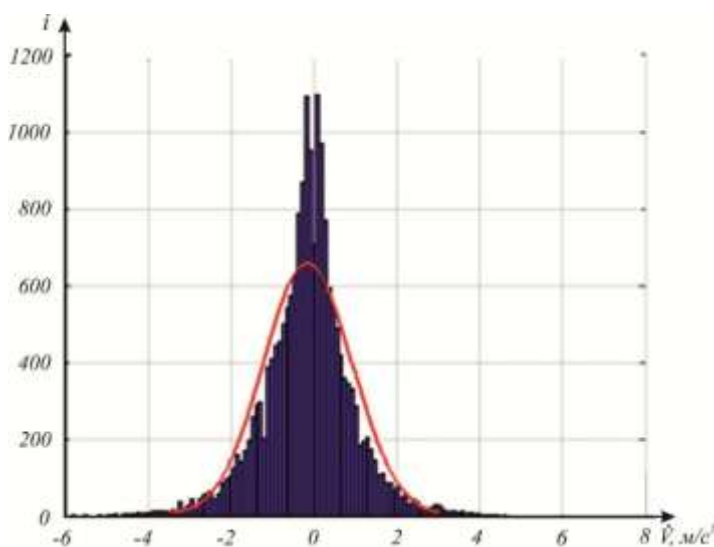


Рис.23. Оцінка частоти зміни прискорень John Deere-8430+ John Deere-637

ВИСНОВКИ

У дисертації наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в підвищенні ефективності експлуатації МСА шляхом розробки теорії динамічної стабільності мобільних механічних систем зі змінними параметрами стану і коливаннях зовнішніх навантажень та створеного математичного моделювання динамічних процесів з урахуванням нелінійності збурень. Це дозволило розробити нові підходи до комплектування

і ефективної експлуатації МСА, зменшити енерговитрати, впровадити в виробництво розроблені рекомендації.

Головними підсумками виконаної наукової роботи є такі результати:

1. Проведеним узагальненням вітчизняної і закордонної науково-технічної літератури з експлуатації МСА встановлено, що в відомих роботах динаміка агрегатів досліджувалася при стабільних параметрах їх стану. Тільки в деяких роботах звернута увага на змінність параметрів стану агрегатів при виконанні технологічних процесів, але комплексне наукове обґрунтування відсутнє. Невизначеність адекватної оцінки динаміки МСА призводить до збільшення втрат та розриву між теоретичними і реальними можливостями. Для підвищення ефективності експлуатації МСА необхідно розробити нові концепцію і теорію їх динамічної стабільності, математичним моделюванням інтегрально та оперативно оцінювати тягового-енергетичні характеристики, динаміку параметрів стійкості руху та керованості.

2. Наведено теоретичне узагальнення і нове вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в розробленій теорії динамічної стабільності МСА на базі створених математичних моделей: функціонально-технічного стану збурюваних мобільних механічних систем за критерієм роботоздатності; нелінійної динаміки рухливих сільськогосподарських агрегатів за парціальними прискореннями; адаптивної динамічної стабілізації процесів керованості та стійкості за інтегрально-оціночними параметричними характеристиками при збурюючих факторах і нестабільності параметрів; динаміки тягово-енергетичних і силових характеристик за несталих режимів роботи. Проведено розрахунки та розроблено методи стабілізації МСА, оперативно-комплексної оцінки тягово-енергетичних, експлуатаційних і динамічних показників реальної ефективності експлуатації сільськогосподарських агрегатів.

3. Для дослідження функціонально-технічного стану МСА розроблено методологію визначення їх динамічної стабільності при змінних параметрах. МСА є роботоздатним, динамічно сталим, якщо його технічний стан забезпечує зміну параметрів в нормативно-технічних межах. Встановлено, що для МСА в складі трактора ХТЗ-17221 з плугом ПЛН-5-35 агротехнічна вимога щодо відстані в 0,2м. між краєм борозни попереднього проходу і колесом виконується при оранці на глибину 25...27см, швидкості руху $V = 8,5$ км/год. із витокami робочої рідини в гідрооб'ємному рульовому керуванні $k_g = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с (номінальний технічний стан) та $k_g = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с (граничний). Для МСА зі збільшенням сумарних витоків робочої рідини k_g та завантаження зростає частота впливів S^+ , S^- на систему керування, яка і забезпечить агрегату керованість і стійкість на гоні.

4. Для забезпечення контролю за реальним часом кінематичних, силових характеристик МСА, оперативної оцінки їх керованості та стійкості під час виконання технологічних операцій досліджено нелінійну динаміку рухливих сільськогосподарських агрегатів за парціальними прискореннями. Розв'язком системи рівнянь, що моделює їх рух, встановлені нові закономірності змін опору, траєкторних відхилень вздовж гону, одержано теоретичні залежності з

визначення тягових і динамічних показників мобільних агрегатів. Визначено, що у випадку, коли конструктивно-технологічна відстань від точки причепа до точки прикладення сумарної сили опору менше суми відстані до центру мас агрегату та добутку квадрату радіусу інерції на цю відстань то зміна кінематичних параметрів агрегату відбувається за гармонічним законом з періодом коливань $T = 4$ с., а кут відхилення ґрунтообробного знаряддя $\psi_2 = \pm 0,001$ рад, що відповідає вимогам динамічної стійкості виконання технологічних процесів МСА. Коли ця конструктивно-технологічна відстань відповідно більша, то період коливань $T = 0$ с., значення кута відхилення знаряддя ψ_2 , від максимально можливого асимптотично прямує до нуля. При цьому відхилення сільськогосподарських знарядь коливається в межах від $0,025$ рад. до $0,035$ рад. ($1,4 - 2,0$ град), що відповідає агротехнічним вимогам.

5. Для забезпечення адаптивної динамічної стабілізації процесів керованості та стійкості за інтегрально-оціночними параметричними характеристиками при збурюючих факторах і нестабільності параметрів МСА, за результатами теоретичних досліджень динамічної стабільності при змінних параметрах стану, визначено розподіл вхідних функцій на керовані і некеровані. Встановлено залежність адаптивно-передаточної функції W_{nep} керування мобільної машини від зміни парціальних прискорень, що дозволяє оцінити її реакцію на керуючі дії. Теоретичними розрахунками доведено, що для забезпечення стійкості руху мобільних машин необхідно щоб $W_{nep} < 1$, а для забезпечення керованості: $K_{кер} > 1$, або $W_{nep} > 0$.

6. Розв'язком задач механічних моделей і систем та дослідженням динаміки МСА, обґрунтовано що існує зв'язок між неколивальним і коливальним перехідними процесами для ґрунтообробних агрегатів. Це дозволило отримати нові залежності оцінки динамічної стабільності МСА за квадратичним інтегральним відхиленням зміни реальної перехідної характеристики $y_n = y(t, \beta)$ від еталонної $y_e = y(t, 0)$. При цьому ефективно використовувати метод змінних стану, відповідно до якого агрегат розглядається як багатовимірна динамічна система з керованими і некерованими вхідними змінними; вихідні змінні, наприклад, для МСА, з передатною функцією $W(p) = K/(p^3 + Ap^2 + Bp + I)$ визначають параметри A і B , при яких $y_n = y(t, \beta)$ буде ідентична $y_e = y(t, 0)$ з коефіцієнтом затухання $0,7 < \xi_e < 1,0$ – забезпечать працездатність агрегату.

7. Для забезпечення спостережності агрегатів при виконанні технологічних процесів з використанням вимірювально-реєстраційного комплексу визначено характерні контрольні точки розташування багатокоординатних датчиків. При встановленні на багатоланкові і багатомасові технологічні агрегати це дозволяє отримати точну інформацію про динаміку МСА без дублювання вимірювальних осей. Обґрунтовано, що для розрахункової схеми МСА достатньо двох трьохкоординатних датчиків. Кожна наступна маса, що входить до технологічного агрегату, повинна мати не більше двох трьохкоординатних датчиків, які встановлюються в характерних точках агрегату. Наявність пружних зв'язків між масами технологічного агрегату на мінімально необхідну

кількість трьохкоординатних датчиків не впливає. Доведено, що для здійснення контролю динамічної стабільності МСА можливо використовувати розроблений вимірювально-реєстраційний комплекс, обладнаний акселерометрами ММА 7260QT, які забезпечують точність вимірювань з похибками, не більше: прискорення – 0,01%, швидкості руху – 1%, інтервал вимірювань – 0,5%.

8. Для відслідковування в режимі *on-line* динаміки, тягово-енергетичних і силових характеристик сільськогосподарських агрегатів, забезпечення сталого руху в різних умовах при виконанні роботи під дією прикладених сил, а також зміни динамічних характеристик руху за неусталених режимів, отримані нові залежності тягового ККД методом парціальних прискорень, що відображають взаємозв'язок розгону і вибігу (муфта зчеплення вимкнена, трансмісія знаходиться на нейтральній передачі) агрегату на різних агрофонах. На відзнаку від відомих методів визначення тягового ККД, що базуються на статичних параметрах, запропоновано методологію його визначення за динамічними характеристиками. Динаміка реальних показників ККД коливається в межах від 0,58 до 0,75 та відрізняється від розрахованих за статичними показниками.

9. Підтверджено, що наявність надлишкової потужності двигуна дозволяє забезпечити стійкість і керованість технологічних процесів ґрунтообробних агрегатів, оскільки надає можливість або зберегти задані параметри при періодичному підвищенні опору руху (зовнішні збурення), або змінювати керовані параметри в заданих межах механізатором. Оцінено ступінь адаптації сільськогосподарських агрегатів до умов експлуатації, запропоновано оцінювати динамічну стабільність по співвідношенню надлишкової потужності двигуна до потужності витраченої на опір руху агрегату. Динамічна складова втрат потужності віднесена до загального часу руху складає 11 – 18,5%, з них від 4% до 9,5% припадають на тертя та деформацію, від 4,5% до 6% – на недовикористання запасу потужності, а від 2,5% до 3% – перевитрати енергії внаслідок збільшення шляху. Для зниження витрат при проведенні технологічних операцій ґрунтообробним агрегатом (John Deere-8430 – трактор +John Deere-637 – дискова борона), таке комплектування доцільне при динамічній потужності від 73кВт до 78кВт замість статично визначеної 93,61кВт, що доведено теоретичними залежностями розв'язку модифікованої задачі динаміки з використанням метода парціальних прискорень.

10. Результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень, виробничих випробувань, доведено доцільність використання розробленого вимірювально-реєстраційного комплексу, обладнаного сучасними датчиками-акселерометрами та запропонованого нового методу контролю динамічної стабільності. Впровадження розроблених рекомендацій з забезпечення динамічної стабільності МСА знижує опір ґрунтообробної техніки, підвищує якість обробки ґрунту, збільшує продуктивність, урожайність та з урахуванням сезонного виробітку економічна ефективність на один агрегат складає від 17 до 19 тис грн. на рік.

Результати наукових досліджень впроваджено в ННЦ «ІМЕСГ», Харківська філія УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, ДП «Інститут проблем машинобудування ім. А.М. Підгорного» НАН України, ННЦ «Інститут метрології», ПАТ «Харківський тракторний завод ім. С.Орджонікідзе», ПАТ «Галещина, машзавод», ТОВ «Європа-транс ЛТД», ПАТ «Азовобшемаш», Шебелинському відділенні технологічного транспорту і спецтехніки бурового управління «Укрбургаз» філії ДК «Укргазвидобування» НАК «Нафтогаз України», інспекції Держтехнагляду Харківської ОДА.

Річний економічний ефект, з урахуванням програми виробництва ґрунтообробних машин ПАТ «Галещина машзавод» для основного обробітку ґрунту, за рахунок підвищення продуктивності, ефективності експлуатації, удосконалення технології обробітку ґрунту складає понад 490 тис. грн. Для ТОВ «Європа-транс ЛТД» (сmt. Степанівка Сумський район Сумської обл.), очікуваний річний економічний ефект складає близько 680 тис.грн.

СПИСОК ОСНОВНИХ ОПУБЛІКОВАНИХ ПРАЦЬ ЗА ТЕМОЮ ДИСЕРТАЦІЇ

1. Метод парціальних ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянский и др.]. – Харьков: «Міськдрук», 2012. – 220с.

2. Артемов Н.П. Обоснование критериев устойчивости пахотного агрегата на базе шарнирно-сочлененного трактора при различных силах, приложенных к колесам / М.П. Артемов, Лебедев А.Т. // Екологія. Математика. Електроенергетика: Вісник НТУ (ХПІ). – Харків: НТУ (ХПІ), 2007. – Вип.24. – С.84 – 90 (Здобувачем зроблено математичне обґрунтування).

3. Артёмов М.П. Щодо впливу зовнішніх сил на динаміку руху комбінованих сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів / М.П. Артёмов // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Видавництво ЧП Червяк, 2007. – Вип. 60. – С. 32 – 39.

4. Артемов Н.П. Устойчивость движения пахотного агрегата при неравномерном распределении нагрузок по бортам колесного трактора / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев // Автомобіле-та тракторобудування: Вісник НТУ (ХПІ). – Харків: ХНТУ (ХПІ), 2007. – Вип. 12. – С. 14 – 22 (Здобувачем обґрунтовано розподіл навантажень).

5. Артёмов М.П. Щодо вирішення питання впливу динамічних навантажень на надійність роботи сільськогосподарського МТА / М.П. Артёмов // Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2008. – Вип. 69. – С. 306 – 311.

6. Артёмов М.П. До питання визначення критеріїв динаміки розгону колісного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату в технічній експлуатації / М.П. Артёмов // Проблеми технічної експлуатації машин. Системотехніка і технології лісового комплексу: Вісник ХНТУСГ

ім. П. Василенка. – Харків: Друкарня ФОП Воронюк В.В., 2010. – Вип. 94. – С. 237 – 243.

7. Артёмов М.П. До дослідження динаміки колісного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату / М.П. Артёмов // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград: КНТУ, 2010. – Вип. 40, Ч. 1. – С. 151 – 155.

8. Артёмов М.П. Оцінка працездатності трактора по змінних параметрах стану / М.П. Артёмов, А.Т. Лебедев // Тракторна енергетика в рослинництві: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2010. – Вип. 89. – С. 11 – 26 (Здобувачем запропоновано і обґрунтовано розподіл параметрів).

9. Лебедев А.Т. Оценка управляемости мобильных машин методом парциальных ускорений / А.Т. Лебедев, Н.П. Артемов, М.А. Подригало, А.В. Кот // Моделювання технологічних процесів в АПК: Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2010. – Вип. 10, Т. 7. – С.65 – 72 (Здобувачем запропоновано метод визначення адаптивно-передаточної функції керування).

10. Артёмов М.П. Дослідження експлуатаційних параметрів та функціональної стабільності мобільних енергетичних засобів за коефіцієнтом корисної дії / М.П. Артёмов // Проблеми технічної експлуатації машин: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2011. – Вип. 109. – С. 20 – 26.

11. Артёмов М.П. Вплив зовнішніх чинників на динаміку, продуктивність і функціональну стабільність мобільних машин / М.П. Артёмов // Технічні науки. Механізація сільського господарства: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Друкарня ФОП Червяк В.Є., 2011. – Вип. 107. – С.140 – 147.

12. Артёмов М.П. Вплив динаміки машино-тракторних агрегатів на їх функціональну стабільність / М.П. Артёмов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця: ВНАУ, 2011. – Вип. 7. – С.5 – 10.

13. Артёмов М.П. Дослідження коефіцієнту керованості і його вплив на динаміку мобільних сільськогосподарських агрегатів / М.П. Артёмов // Вісник східноукраїнського національного університету ім. В.Даля. – Луганськ: СХУ ім. В. Даля, 2011. – № 5(159). – С.269 – 275.

14. Артёмов М.П. Оцінка керованості мобільних машин за допомогою передатних функцій / М.П. Артёмов // Техніка і технології АПК. – 2011. – №5(20). – С.31 – 33.

15. Артёмов М.П. Дослідження метода парціальних прискорень для контролю руху мобільних сільськогосподарських агрегатів / М.П. Артёмов // Сільськогосподарські машини: Збірник наукових праць. – Луцьк: ЛНТУ, 2011. – Вип.21, Т. 1. – С.3 – 9.

16. Артёмов М.П. Дослідження динаміки мобільних сільськогосподарських агрегатів / М.П. Артёмов, М.А. Подригало, Д.М. Клец //

Автоматизація виробничих процесів у машинобудуванні та приладобудуванні: Український міжвідомчий науково-технічний збірник. – Львів: Львівська політехніка, 2011. – Вип. 45. – С. 435 – 439 (Здобувачем складені рівняння динаміки агрегату).

17. Артёмов М.П. До методики дослідження і визначення параметрів керованості мобільних сільськогосподарських агрегатів / М.П. Артёмов // Технічні науки: Науковий вісник Луганського НАУ. – Луганськ: ЛНАУ, 2011. – Вип. 29. – С. 73 – 80.

18. Артёмов М.П. Дослідження критеріїв керованості мобільних сільськогосподарських машин / М.П. Артёмов // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник КНТУ. – Кіровоград: КНТУ, 2011. – Вип. 41, Ч. 1. – С. 265 – 272.

19. Артемов Н.П. Устойчивость колесных машин как сложное эксплуатационное свойство / Н.П. Артемов, М.А. Подригало, Д.М. Клец // Автомобильный транспорт: Сборник научных трудов. – Харьков: ХНАДУ, 2011. – Вип. 29. – С. 179 – 184 (Здобувачем запропоновано методику визначення поняття стійкості).

20. Артёмов М.П. До методики оцінки функціональної стабільності мобільних сільськогосподарських машин / М.П. Артёмов // Системи обробки інформації: Збірник наукових праць – Харків: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2011. – Вип. 8(98). – С. 21 – 25.

21. Артёмов М.П. Визначення оптимальних параметрів для забезпечення функціональної стабільності мобільних ґрунтообробних агрегатів / М.П. Артёмов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 1. – С. 108 – 115.

22. Артёмов М.П. До методики розрахунку необхідної потужності ґрунтообробного агрегату методом парціальних прискорень / М.П. Артёмов // Технічний сервіс машин для рослинництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: Видавництво ФОП Воронюк В.В., 2012. – Вип. 121. – С. 118 – 123.

23. Артёмов М.П. Динамічні випробування датчиків прискорень на лабораторному вібростенді [Текст] / М.П. Артёмов, Д.М. Клец // Вібрації в техніці і технологіях. – 2012. – № 2(66). – С. 5 – 9 (Здобувачем запропоновано методику виконання експерименту).

24. Артёмов М.П. Дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів за допомогою метода парціальних прискорень / М.П. Артёмов // Галузеве машинобудування, будівництво: Полтавський НТУ ім. Юрія Кондратюка. Збірник наукових праць. – Полтава: Полтавський НТУ, 2012 – Вип. 2(32), Т. 1. – С. 3 – 12.

25. Артёмов М.П. Питання точності вимірювань під час динамічних випробувань мобільних машин / М.П. Артёмов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.І. Коробко // Метрологія та прилади – Харків: ВКФ «Фавор», 2012. – № 5. – С. 27 – 31 (Здобувачем запропоновано критерії оцінки вимірювань).

26. Артёмов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артёмов // Збірник

наукових праць Вінницького національного аграрного університету. – Вінниця: ВНАУ, 2012. – Вип. 11(65), Т.1 – С. 34 – 40.

27. Подригало М.А. Визначення необхідної кількості акселерометрів і місця їх установки при динамічних випробуваннях мобільних машин / М.П. Артёмов, М.А. Подригало, Д.М. Клец, А.І. Коробко // *Механіка та машинобудування: Вісник НТУ (ХПІ) – Харків: НТУ «ХПІ», 2012. – №2. – С.127 – 135 (Здобувачем обґрунтовано напрямок осей акселерометрів при динамічних випробуваннях).*

28. Артёмов М.П. Визначення кількості ступенів рухливості машинно-тракторних агрегатів та їх вплив на керованість / М.П. Артёмов // *сільськогосподарські машини: Збірник наукових праць.– Луцьк: ЛНТУ, 2013. – Вип. 24, Т.1. – С. 9 – 18.*

29. Артёмов М.П. Використання фільтра Баттерворта для підвищення точності дослідження динаміки машинно-тракторних агрегатів / М.П. Артёмов // *Вібрації в техніці і технологіях. – 2013. – №2(70). – С. 153 – 159.*

30. Артёмов М.П. Методологія оцінки функціональної стабільності машинно-тракторного агрегату за критерієм стійкості руху / М.П. Артёмов // *Автомобіле- та тракторобудування: Вісник НТУ (ХПІ). – Харків: НТУ (ХПІ), 2013. – № 29(1002). – С. 58 – 65.*

31. Лебедев А.Т. Динамічний метод оцінки працездатності тракторного агрегату / А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов // *Механізація сільськогосподарського виробництва: Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків. Видавництво ФОП Воронюк В.В., 2013. – Вип. 135. – С. 129 – 140 (Здобувачем визначені залежності динамічного методу оцінки).*

32. Артёмов М.П. Про використання фільтрів при проведенні випробувань з оцінки експлуатаційних властивостей мобільних машин / М.П. Артёмов // *Галузеве машинобудування, будівництво: Збірник наукових праць Полтавський НТУ ім. Ю. Кондратюка. – Полтава: Полтавський НТУ, 2013. – Вип. №1(36). – С. 124 – 133.*

33. Лебедев А.Т. Обґрунтування ефективності використання ґрунтообробних машинно-тракторних агрегатів моделюванням парціальних прискорень / А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України: Збірник наукових праць. – Дослідницьке: ДНУ УкрНДПВТ ім.Л.Погорілого, 2013. – Вип. 17(31), Т.2. – С.280 – 293 (Здобувачем прийнято участь у проведенні експериментів і обробці результатів).*

34. Артёмов М.П. До методики розрахунку і контролю силових характеристик машинно-тракторних агрегатів при неусталеному пласкопаралельному русі / М.П. Артёмов // *Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2013. – Вип.97, Т.2. – С. 171 – 182.*

35. Артёмов М.П. Визначення сили опору ґрунтообробного агрегату в неусталеному режимі моделюванням парціальних прискорень / М.П. Артёмов // *Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідомчий*

тематичний науковий збірник. – Глеваха: ННЦ ІМЕСГ, 2013. – Вип. 98, Т. 2. – С. 222 – 232.

Публікації за кордоном

36. Артемов Н.П. Определение управляемости и устойчивости движения машинно-тракторных агрегатов моделированием парциальных ускорений / Н.П. Артемов // Motrol Commision of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery – Lublin – Rzeslow, 2013. – Vol.15, No 7. – p.151 – 157.

37. Артемов Н.П. Оценка динамики сельскохозяйственного агрегата с помощью метода парциальных ускорений / Н.П. Артемов // Совершенствование эксплуатационных свойств транспортно-технологических машин и комплексов: Сборник научных трудов. – Омск: ГНУ СибАДИ, 2012. – С. 10 – 14.

38. Метод парциальных ускорений при исследовании динамики мобильных машин / [Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.П. Алексеев, В.П. Волков, А.С. Полянський] // Тракторы и сельхозмашины. – М.: ООО «Редакция журнала ТСМ», 2011. – № 1. – С. 16 – 18 (Здобувачем запропоновано до обговорення метод парціальних прискорень).

39. Артемов Н.П. Влияние коэффициента управляемости на динамику и функциональную стабильность мобильных машин / Н.П. Артемов // «Повышение эффективности использования ресурсов...». Сборник научных трудов ГНУ ВНИИТиН. – Тамбов: ГНУ ВНИИТиН, 2011. – С. 164 – 168.

40. Применение метода парциальных ускорений при исследовании динамики автомобиля / [О.П. Алексеев, Н.П. Артемов, В.П. Волков, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, А.С. Полянський] // Проблемы качества и эксплуатации автотранспортных средств: Сборник научных трудов. – Пенза. ПГУАС, 2010. Ч.2. – С.8 – 13 (Здобувачем запропоновано методіку проведення динамічних випробувань).

Тези міжнародних наукових конференцій

41. Артёмов М.П. Метод парціальних прискорювань і його застосування при дослідженні динаміки мобільних машин / [М.П. Артёмов, А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, і др.] // Наукове забезпечення службово-бойової діяльності внутрішніх військ МВС України: Збірник тез доповідей науково-практичної конференції. – Харків: 2010. – С. 44 – 46.

42. Артёмов М.П. Застосування метода парціальних прискорень для оцінки керованості мобільних машин / М.П. Артёмов, М.А. Подригало // Сборник тезисов по материалам XVI Международной научно-методической конференции «Технологии XXI века». – Алушта: 2010. – С. 14 – 15.

43. Артёмов М.П. Метод розрахунку і контролю силових характеристик машинно-тракторних агрегатів / М.П. Артёмов // IX наукова конференція Харківського університету Повітряних Сил імені Івана Кожедуба Новітні технології – для захисту повітряного простору: Тези доповідей. – Харків: ХУПС ім. І. Кожедуба, 2013. – С. 241.

44. Артёмов М.П. Дослідження потужності трактора і стабільності роботи машинно-тракторних агрегатів методом парціальних прискорень / М.П. Артёмов // «Актуальні проблеми технічного забезпечення внутрішніх

військ». Матеріали науково-практичного семінару України. – Харків: Академія внутрішніх військ МВС, 2013. – С. 28.

45. Артёмов М.П. Удосконалення методів експериментального визначення динаміки мобільних агрегатів / М.П. Артёмов // LXIX наукова конференція професорсько-викладацького складу, аспірантів, студентів та співробітників відокремлених структурних підрозділів університету. Тези доповідей, – Київ: НТУ, 2013 – С. 53.

46. Артемов Н.П. Повышение точности обработки данных, полученных в ходе испытаний мобильных машин с помощью фильтра Баттерворта / Н.П. Артемов, Д.М. Клец // Міжнародна науково-технічна конференція студентів, молодих учених «Актуальні проблеми життєдіяльності суспільства» Матеріали конференції – Кременчук: КрНУ, 2013 – С.162.

47. Артёмов М.П. Удосконалення методики визначення динамічних навантажень мобільних машин / М.П. Артёмов // Материали 1-ой международной интернет конференции молодых учёных «Проблемы развития транспортных систем в евразийском регионе». Тези доповідей, – Луганськ: СНУ ім. В. Даля, 2013. – С. 91 – 95.

Патенти

48. Пат. 54188 МПК (2009) G01L5/13. Спосіб визначення та обмеження динамічних навантажень при роботі тракторного агрегату: Пат. Україна МПК (2009) G01L5/13. А.Т. Лебедев, М.А. Подригало, О.С. Полянський, М.П. Артемов, Є.О. Дубінін, О.Г. Хворост, В.В. Задорожня, О.В. Кот. – № 201006298; заявл. 25.05.2010; Опубл. 25.10.2010; Бюл. № 20.

49. Пат. 83617 МПК (2013.01) G01G17/00 Спосіб визначення маси сільськогосподарської машини: Пат. Україна МПК (2013.01) G01G17/00 С.А. Лебедев, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, О.В. Кот. – № u 201300216; заявл. 4.01.2013; Опубл. 29.08.2013; Бюл. № 18.

50. Пат. 82732 МПК (2013.01) G01L1/00 Спосіб визначення сили опору сільськогосподарських машин: Пат. Україна МПК (2013.01) G01L1/00 С.А. Лебедев, А.Т. Лебедев, М.П. Артёмов, О.В. Кот. – № u 201300215; заявл. 4.01.2013; Опубл. 12.08.2013; Бюл. № 15.

АНОТАЦІЇ

Артёмов М.П. Динамічна стабільність мобільних сільськогосподарських агрегатів. – Рукопис.

Дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук за спеціальністю 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Харківський національний технічний університет сільськогосподарства імені Петра Василенка, Харків, 2014.

У дисертації вирішено науково-практичну проблему з підвищення ефективності експлуатації МСА шляхом розробки наукової теорії їх динамічної стабільності, створення на базі одержаних наукових положень нових методів і способів керування агрегатами, стабілізації динамічних процесів.

Запропоновано нове вирішення науково-прикладної проблеми, що виявляється в розробленій теорії динамічної стабільності МСА на базі

створених математичних моделей: функціонально-технічного стану збурюваних мобільних механічних систем за критерієм роботоздатності; нелінійної динаміки рухливих сільськогосподарських агрегатів за парціальними прискореннями; адаптивно-динамічної стабілізації процесів керованості та стійкості за інтегрально-оціночними параметричними характеристиками при збурюючих факторах і нестабільності параметрів; динаміки тягово-енергетичних і силових характеристик за несталих режимів роботи. Проведено розрахунки та розроблено методи стабілізації МСА, оперативно-комплексної оцінки тягово-енергетичних, експлуатаційних і динамічних показників реальної ефективності експлуатації сільськогосподарських агрегатів.

На основі обґрунтування ефективності використання акселерометрів для дослідження динамічних процесів роботи агрегатів, розроблено мобільний вимірювально-реєстраційний комплекс. За результатами досліджень визначені шляхи підвищення ефективності комплектування і роботи ґрунтообробних агрегатів та проаналізовано сутність динаміки коефіцієнту корисної дії під впливом зовнішніх навантажень. Розроблено рекомендації для впровадження у виробництво нових технологій вимірювання тягово-енергетичних та динамічних параметрів мобільних сільськогосподарських ґрунтообробних агрегатів в процесі їх експлуатації.

Ключові слова: мобільні сільськогосподарські агрегати, динамічна стабільність, керованість, стійкість, ефективність експлуатації.

Артемов Н.П. Динамическая стабильность мобильных сельскохозяйственных агрегатов. – Рукопись.

Диссертация на соискание ученой степени доктора технических наук по специальности 05.05.11 – машины и средства механизации сельскохозяйственного производства. – Харьковский национальный технический университет сельского хозяйства имени Петра Василенко, Харьков, 2014.

В диссертации решена научно-практическая проблема, которая имеет важное значение для повышения эффективности эксплуатации МСА, путем разработки научной теории их динамической стабильности, создания на базе полученных научных положений новых методов и способов управления агрегатами, стабилизации динамических процессов.

Впервые обоснована зависимость адаптивно-передаточной функции управления мобильной машины, позволяющая оценить ее реакцию на управляющие действия при изменении парциальных ускорений.

На основе теоретических расчетов доказано, что для обеспечения устойчивости движения мобильных машин значение передаточной функции управления необходимо, чтобы $W_{кер} < 1$, а для обеспечения управляемости $K_{кер} < 0$. Предложена новая концепция и решение научно-прикладной проблемы, что выражено в разработанной теории динамической стабильности МСА на базе созданных математических моделей: функционально-технического состояния возмущенных мобильных механических систем по

критерию работоспособности; нелинейной динамики мобильных сельскохозяйственных агрегатов по парциальным ускорениям; адаптивной динамической стабилизации процессов управляемости и устойчивости по интегрально-оценочным параметрическим характеристикам при возмущающих факторах и нестабильности параметров; динамики тягово-энергетических и силовых характеристик при переходных режимах работы. Проведены расчеты и разработаны методы стабилизации МСА, оперативно-комплексной оценки тягово-энергетических, эксплуатационных и динамических показателей реальной эффективности эксплуатации сельскохозяйственных агрегатов. Установлено, что для МСА в составе трактора ХТЗ-17221 с плугом ПЛН-5-35 агротехнические требования выполняются при вспашке на глубину 25 ... 27 см, скорости движения $V = 8,5$ км/час. с утечками рабочей жидкости в гидрообъемном рулевом управлении $k_e = 5 \cdot 10^{-9}$ м³/с (номинальное техническое состояние) и $k_e = 5 \cdot 10^{-7}$ м³/с (предельный). Для МСА с увеличением суммарных утечек рабочей жидкости k_e возрастает частота воздействий S^+ , S^- на систему управления, которая и обеспечивает агрегату управляемость и устойчивость на гоне.

Ссылаясь на обоснование эффективности использования акселерометров для исследования динамических процессов работы агрегатов, разработан мобильный измерительно-регистрационный комплекс, что позволило провести экспериментальные исследования для контроля динамики ускорений в работе почвообрабатывающих агрегатов. Доказано, что тракторный агрегат будет работоспособным, то есть выполнять заданные функции, если его техническое состояние обеспечивает изменение координат $v(t)$, $y(t)$ и $z(t)$ в пределах, обусловленных нормативно-технической документацией. По результатам исследований установлены пути повышения эффективности комплектования и работы почвообрабатывающих агрегатов, проанализировано сущность динамики тягового КПД под влиянием внешних нагрузок.

Разработаны рекомендации для внедрения в производство новых технологий измерения тягово-энергетических и динамических параметров МСА в процессе их эксплуатации.

Ключевые слова: мобильные сельскохозяйственные агрегаты, динамическая стабильность, управляемость, устойчивость, эффективность эксплуатации.