

ISSN 2078-6840



ВІСНИК

Національного технічного університету
«ХПІ»

Серія: Автомобіле- і тракторобудування

№ 1'2023

Харків
2023

MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE

National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ
І НАУКИ УКРАЇНИ

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

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

№ 1'2023

Collection of Scientific papers

The edition was founded in 1961

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

№ 1'2023

Збірник наукових праць

Видання засноване у 1961 р.

Kharkiv
NTU "KhPI", 2023

Харків
НТУ «ХПІ», 2023

Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Автомобіле- та тракторобудування, Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Automobile and Tractor Construction: зб. наук. пр. / Нац. техн. ун-т «Харків. політехн. ін-т». – Харків : НТУ «ХПІ», 2023. – № 1'2023. – 133 с. – ISSN 2078-6840.

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

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

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

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

Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації України

КВ №24255-14095Р від 27.12.2019 року.

Мова статей – українська, англійська.

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

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

Засновник Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»

Founder National Technical University
"Kharkiv Polytechnic Institute"

Редакційна колегія

Головний редактор:

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

Заст. головного редактора:

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

Члени редколегії:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Відповідальний секретар:

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

Editorial Board

Editor-in-chief:

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

Deputy editor-in-chief:

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

Members of the Editorial Board:

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

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

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

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

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

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

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

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

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

Executive secretary:

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

Рекомендовано до друку Вченою радою НТУ
«ХПІ». Протокол №6 від 7 липня 2023 р.

© Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», 2023

ВДОСКОНАЛЕННЯ СИСТЕМИ ПІДГОТОВКИ СПЕЦІАЛІСТІВ ТЕХНІЧНОГО СПРЯМУВАННЯ У ЗАКЛАДІ ВИЩОЇ ОСВІТИ

Виконано порівняння основних форм навчання у закладах вищої освіти України; запропонована структура електронного підручника, що застосовується при інтерактивному і дистанційному он-лайн навчанні; обґрунтована концепція дуальної форми здобуття освіти і наведені приклади її реалізації. Обґрунтована система моніторингу процесу підготовки спеціалістів у закладі вищої освіти.

У наш час можливо виділити п'ять основних форм навчання: пасивна, активна і інтерактивна моделі, а також дистанційне он-лайн навчання та дуальна форма здобуття освіти. До теперішнього часу у методичному плані добре відпрацьовані пасивна, активна і інтерактивна моделі навчання. Дистанційне он-лайн навчання позитивно зарекомендувало себе по забезпеченню безпеки здобувачів освіти і викладачів при пандемії і військовому стані. В Україні зараз реалізується проект Міністерства освіти і науки України із впровадження дуальної форми освіти у двадцяти семи закладах вищої освіти. Базовими принципами дуальної форми здобуття освіти є: збільшення обсягу навчання, яке здійснюється безпосередньо на робочому місці; участь співробітників роботодавців у розробленні та узгодженні освітньої програми ЗВО; навчання на основі відповідних договорів між ЗВО, роботодавцем та здобувачем освіти. Практична спрямованість дуальної підготовки відіграє особливу роль у формуванні дослідницької компетентності здобувача і підготовки молодших спеціалістів кваліфікації фахівець (робоча професія).

Ключові слова: вища освіта, форма навчання, інтерактивна модель, дистанційне он-лайн навчання, електронний підручник, дуальне навчання, моніторинг підготовки.

A. LEBEDEV

IMPROVEMENT OF THE SYSTEM OF TRAINING OF TECHNICAL SPECIALISTS IN A HIGHER EDUCATION INSTITUTION

A comparison of the main forms of education in higher education institutions of Ukraine was made; the proposed structure of the electronic textbook, which is used in interactive and distance online learning; substantiated concept of dual form of education and given examples of its implementation. A well-founded system of monitoring the process of training specialists in a higher education institution.

Nowadays, it is possible to distinguish five main forms of education: passive, active, and interactive models, as well as distance online learning and a dual form of education. To date, passive, active and interactive learning models have been well developed in terms of methodology. Distance online learning has positively proven itself to ensure the safety of students and teachers during a pandemic and martial law. In Ukraine, the project of the Ministry of Education and Science of Ukraine to introduce a dual form of education in twenty-seven institutions of higher education is currently being implemented. The basic principles of the dual form of education are: increasing the volume of training, which is carried out directly at the workplace; participation of employers' employees in the development and coordination of the educational program of higher education institutions; training on the basis of relevant contracts between the higher education institution, the employer and the student. The practical orientation of dual training plays a special role in the formation of the research competence of the applicant and the training of junior specialists of the specialist qualification (working profession).

Key words: higher education, form of education, interactive model, distance online education, electronic book, dual education, training monitoring.

Вступ.

Заклад вищої освіти (ЗВО) є основною освітньою установою підготовки спеціалістів вищої кваліфікації. В наш час можливо виділити п'ять основних форм навчання: *пасивна модель* – передбачає засвоєння і відтворення матеріалу, викладеного викладачем на лекції чи практичному занятті або після самостійної підготовки з підручниками, монографіями чи посібниками; *активна модель* – передбачає засвоєння матеріалу, методів, методик, практичних навичок (той, кого навчають, активно включається в діалог з викладачем і пропонує свої підходи до вирішення тієї чи іншої проблеми, ситуації, розв'язування задач); *інтерактивна модель* («інтерактивний» означає здатний до взаємодії, діалогу) – взаємодія, динаміка між учасниками, комунікативні стосунки – спеціальна форма організації пізнавальної діяльності,

яка має конкретну передбачувану мету, а також створення таких умов навчання, після реалізації яких той, кого навчають, відчуває свої досягнення та інтелектуальну спроможність засвоїти теоретичні, практичні знання та набуття практичних навичок [1, 2]; *он-лайн-навчання* – взаємодія викладача та учня наживо або за допомогою інформаційних технологій [3, 4]; *дуальна форма* здобуття освіти передбачає поєднання навчання осіб у закладах освіти з навчанням на робочих місцях на підприємствах, в установах та організаціях для набуття певної кваліфікації [5, 6].

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

До теперішнього часу у методичному плані добре відпрацьовані пасивна і активна форми навчання і у деяких ЗВО залишаються основною формою навчання. Однак, інформаційне насичення, до якого не завжди можлива доступність тим, хто навчається, визначила необхідність розробки нових методичних прийомів викладання і т.д. Позитивно оцінені у даному напрямку інтерактивна модель навчання, дистанційне навчання он-лайн і дуальна форма здобуття освіти [1, 3, 6, 7].

Мета та постановка задачі дослідження.

Порівняння основних форм навчання у ЗВО та визначення переваг і недоліків притаманних кожній з них.

Основний матеріал та результати дослідження.

В процесі навчання кожна із сторін повинна отримати навчальні результати, які можна позначити як цілі навчання: ознайомлення-знайомство з основними поняттями і процедурами в конкретній області знання; освоєння основ – здатність переказати, описати основні поняття і процедури; оволодіння – успішне застосування основних понять і процедур в предметній діяльності; повне засвоєння – успішне застосування основних понять і процедур в даній області, а також допомога іншим в освоєнні і закріпленні знань і умінь.

Основною процедурою процесу підготовки спеціаліста у ЗВО, у ході якої формується основні знання, уміння, навички здобувачів освіти, а також оцінюється ступінь засвоєння матеріалу, є процедура проведення навчальних занять (лекцій, практичних, лабораторних, семінарів).

Інтерактивне навчання – це активна, постійна взаємодія між викладачем і тим кого, навчають в процесі навчання з використанням таких форм, які забезпечують реалізацію внутрішнього механізму саморозвитку, тим самим підвищуючи якість їх навчання і побічний контроль самостійної роботи тих, кого навчають (табл. 1).

Таблиця 1 – Класифікація інтерактивних технологій навчання

1. Лекція – усна або з застосуванням сучасних технічних засобів, презентація інформації аудиторії.	Переваги. Незамінна при передачі великого об'єму інформації в структурованій формі. Дозволяє повідомити нові знання, познайомити з рекомендаціями по вивченню матеріалу і так далі.	Обмеження. Можливості лекції в активізації процесу сприйняти інформацію, використанні зворотних зв'язків, мотивації тих, кого навчають, емоційній дії на них.
2. Семінар – колективне обговорення певної проблеми або теми навчального плану дисципліни в різних формах.	Переваги. Сприяє активізації сприйняття інформації шляхом взаємодії викладача і того кого, навчають.	Обмеження за тривалістю, кількістю учасників, їх підготовленості, комунікативної компетентності та інш.
2.1. Імітаційна гра – модель місця існування, що визначає поведінку людей і механізми їх дій в екстремальних ситуаціях.	2.2. Ділова гра – модель взаємодії цілей, тих, кого навчають, імітують вирішення комплексних економічних і соціальних завдань.	2.3. Ролева гра – метод програвання ролей (інсценування).
2.4. Ситуаційний аналіз (розбір конкретних ситуацій).	2.5. Евристичні технології генерування ідей: «мозковий штурм», синектика, асоціації (метафори).	2.6. Тренінг – активне оволодіння і розвиток знань, умінь і навичок.

Інтерактивні технології навчання передбачають різні види і аспекти інтерактивності:

- інтерактивність людина-людина: це всі педагогічні ситуації, які можна придумати для спілкування людей за допомогою телекомунікаційних мереж (електронна пошта, передача файлів, відеоконференції і тому подібне). Той, кого, навчають не повинен залишитися на одинці з комп'ютером, він повинен відчувати поблизу себе, тих кого навчають свої групи, знаходитися в контакті зі своїм викладачем, інакше курс стає просто курсом для самонавчання. Проте, небагато тих, кого навчають мають сильну волю, щоб займатися в такому режимі. Робота в групі, успіхи товаришів дозволяють створити стійкішу мотивацію для навчання;

- інтерактивність людина-комп'ютер: мова йде про комп'ютерну підтримку процесу навчання, коли комп'ютер дає зворотний зв'язок, виявляє рівень знань здобувача освіти і тому подібне. Прикладом можна назвати клацання на зображенні, щоб побачити його анімовану версію; заповнення пропусків; створення посилань на зовнішнє джерело в Інтернеті і тому подібне.

Дані інтерактивні технології реалізуються при вивченні навчального курсу (рис. 1).

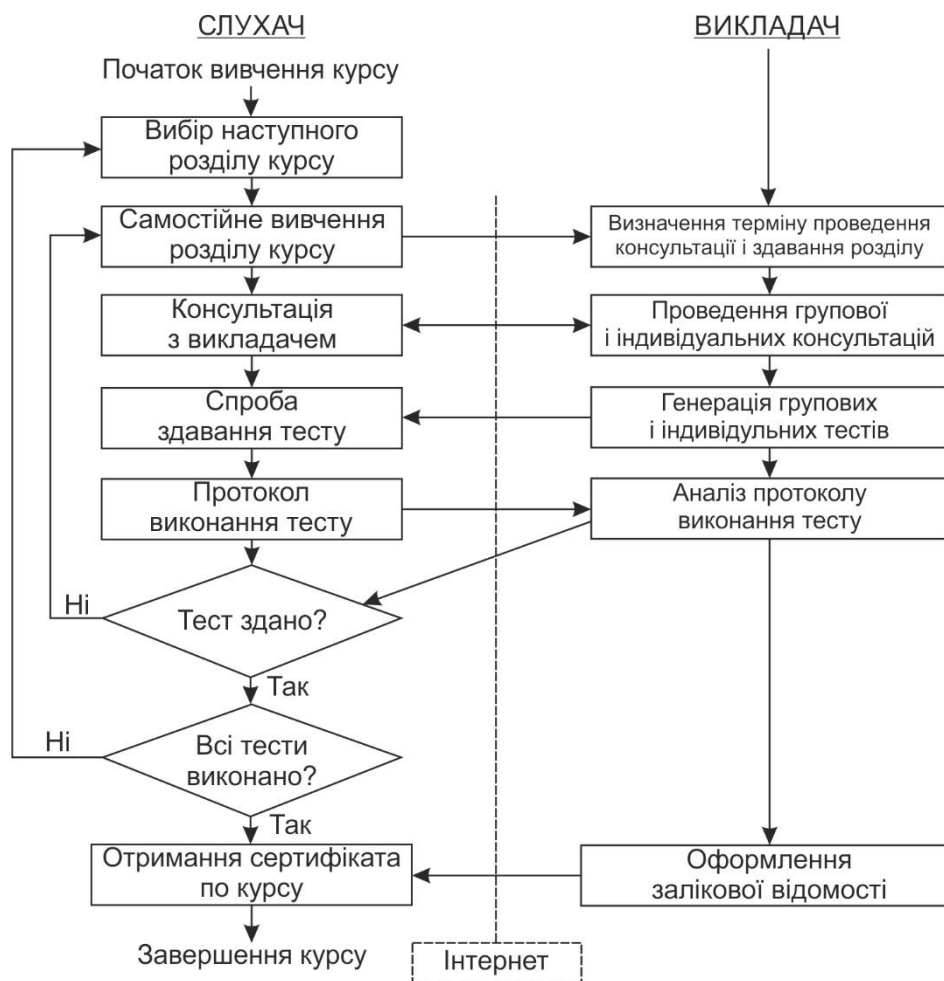


Рис. 1 – Схема вивчення навчального курсу

Однією з інтегрованих форм навчальних матеріалів в традиційних формах навчання є навчально-методичний комплекс (НМК), об'єднуючий більшість з названих матеріалів.

В теперішній час у процесі розвитку і розповсюдження форм інтерактивного навчання намітилися серйозні недоліки: слабка розробленість теоретичних основ використання форм і методів інтерактивного навчання; недостатнє методичне забезпечення застосування інтерактивного навчання у ЗВО; відсутність комплексного використання різних форм, засобів і методів інтерактивного навчання в органічному поєднанні з традиційними; слабке включення викладачів, інтерактивне навчання залишається для них сферою передового педагогічного досвіду. Внаслідок чого, аналіз підходів по створенню і впровадженню інтерактивних засобів

навчання – об’єктивна необхідність сьогодення.

Ефективність інтерактивного навчання підвищується при дистанційному і он-лайн навчанні [7]. **Дистанційна освіта** – це заочна форма навчання із застосуванням дистанційних технологій, у яких взаємодія з викладачами, вивчення навчальних матеріалів, здавання заліків та іспитів здійснюється повністю через мережу Інтернет. Здобувачу освіти немає необхідності відвідувати ЗВО, але необхідно систематично займатися на он-лайн-платформах і звітувати про виконану роботу.

При дистанційному навчанні аналогом НМК стає електронний підручник, структура якого представлена на рис. 2.

Зміст електронного підручника регламентовано 1, 2, ..., N модулями, які відображають теоретичний і практичний матеріал вивчаємої дисципліни, а також методичні посібники практикумів, контролю і т.д. Електронний підручник є основою дистанційного навчання у ЗВО при он-лайн навчанні, при якому акцент робиться на отримання знань здобувачем освіти, самонавчанні, власній мотивації і дисципліні.

У деяких ЗВО «дистанційка» існує багато років і давно цінується нарівні з іншими формами навчання. Прогнози вчених про те, що дистанційні ЗВО – це навчальні заклади майбутнього вже не звучать як далека перспектива, вони збуваються вже зараз.

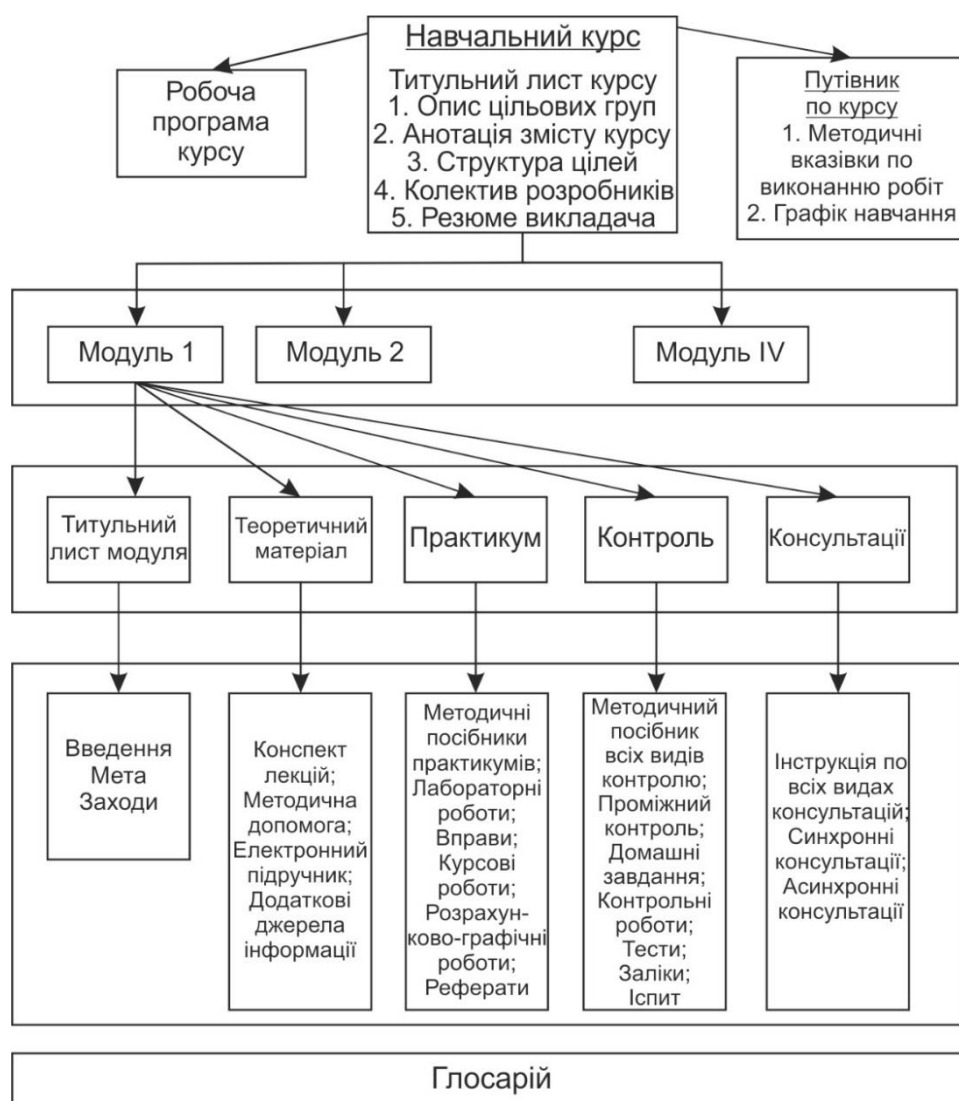


Рис. 2 – Структура електронного підручника

Плюси дистанційного навчання:

- доступність – здобувач освіти може знаходитись у будь-якому місці і навчатися он-лайн

у найкращих університетах світу та у самих геніальних викладачів. Все, що необхідно – це стабільний інтернет, смартфон або ноутбук і бажання;

- гнучкість – дистанційне навчання пропонує два формати: он-лайн-зустрічі у реальному часі і відеозаписи. Це дозволяє здобувачам освіти гнучко планувати освітній процес, враховуючи власні особливості і легко поєднувати навчання з роботою. Згідно дослідженням за перше півріччя 2020 року таку можливість позитивно оцінило 53 % опитаних здобувачів освіти, в Україні у 2021/2022 рр. внаслідок пандемії і військового стану даний показник наблизився до 100%;

- масовість – он-лайн ЗВО не залежать від розмірів аудиторій, а отже, одночасно навчатися і отримувати вищу освіту дистанційно може необмежена кількість здобувачів освіти. Вік не має значення;

- економія коштів – он-лайн-навчання у всьому світі коштує дешевше, чим очні заняття. Це важлива перевага дистанційного навчання;

- економія часу – якщо ще не всі здобувачі освіти можуть економити кошти з переходом в он-лайн, то час на дорогу точно не треба витратити. Встали, поснідали, включили комп'ютер і ви вже на навчанні в інституті, ніяких метро та пробок у дорозі;

- можливості для людей з інклюзією – доступність навчання для людей з обмеженими можливостями. Вони можуть проходити навчання в ЗВО, освоювати сучасні затребувані професії не виходячи з дому, знайти у майбутньому роботу і підвищити якість свого життя;

- безпека – відсутність прямого контакту, 100 % соціальна дистанція, ніяких інфекційних ризиків у період епідемії.

Мінуси дистанційного навчання:

- технічні обмеження – стабільний інтернет і технічне забезпечення – перші недоліки дистанційної форми навчання в ЗВО, особливо для здобувачів освіти, що мешкають у регіонах;

- практичне обмеження – для технічних спеціальностей неможливість навчання при виконанні технічним виробом технологічного процесу; утруднено навчання за спеціальностями з великою кількістю практичних занять;

- проблеми з комунікацією – майже втричі більше тих, що навчаються відчують складності у спілкуванні з викладачем у порівнянні із здобувачами освіти, які вважають, що взаємодія з викладачем стала комфортнішою після переходу до он-лайн-форм;

- відсутність "живого" контакту – люди потребують живого спілкування, а дистанційне навчання позбавляє можливості повноцінно комунікувати, обмінюватися емоціями, народжувати нові ідеї. Зникає студентське життя як явище;

- збільшення навантаження – з переходом в он-лайн викладачі задають більше матеріалу для самостійного вивчення і збільшують обсяги домашньої роботи. А значить, і час, що був заощаджений на шлях, витрачається на додаткове навантаження по навчанню;

- відсутність контролю – дефіцит уваги, який спостерігається у більшості сучасних молодих людей, заважає повністю зосередитися на процесі навчання, особливо при лекціях у запису;

- зниження кругозору – при академічній освіті здобувач освіти готується не тільки за обраною спеціальністю, але і за рахунок додаткових предметів розширюється його кругозір людини, вчиться логічно і образно мислити. Орієнтування тільки на потрібні для професійного розвитку предмети обмежує розвиток особистості людини;

- проблема ідентифікації – поки найбільш ефективним засобом перевірки особистого і незалежного здавання здобувачем освіти іспиту або заліку є відеонагляд, що не завжди можливо, цим пояснюється необхідність здобувачам освіти прийти на іспит особисто у ЗВО.

Мінусів дистанційного навчання позбавлена дуальна форма освіти, що інтенсивно впроваджується в останні роки у ЗВО України.

Дуальна форма здобуття освіти передбачає поєднання навчання осіб у закладах освіти з навчанням на робочих місцях на підприємствах, в установах та організаціях для набуття певної кваліфікації. Засновником дуальної сільськогосподарської професійної освіти є Німецьке

сільськогосподарське товариство (DLG), яке у 1885 році намагалося вперше ввести впорядковану сільськогосподарську освіту. Безперервно вдосконалюючись, дуальна форма навчання Німеччини у правовому плані була закріплена у федеральному законі про професійну освіту (BBiG) від 14 серпня 1969 року, в якому передбачена підготовка і підвищення кваліфікації сільськогосподарських майстрів. Лідером у Німеччині підвищення кваліфікації очної і дуальної форми навчання є школа DEULA-Niebu (Німецький інститут сільськогосподарського машинобудування), яка є сучасним освітнім центром з усіх сільськогосподарських та окремих ремісничо-технічних професій [5, 6, 7].

Дуальна форму здобуття освіти інтенсивно впроваджується в США, Канаді, більшості країн Євросоюзу і т.д. В Україні зараз реалізується проект Міністерства освіти і науки України з впровадження дуальної форми освіти у двадцяти семи закладах вищої освіти.

Проблеми, які потребують розв'язання при підготовки фахівців за дуальною формою здобуття освіти:

- неспрямованість формальної освіти на розвиток у здобувачів освіти затребуваних роботодавцями компетентностей;

- недостатній обсяг фінансування закладів освіти для створення сучасної матеріально-технічної бази та формування практичних навичок в учасників освітнього процесу;

- відсутність у значної частини науково-педагогічних і педагогічних працівників компетентностей, необхідних для формування актуальних практичних навичок у здобувачів освіти;

- недостатність або повна відсутність в закладах освіти сучасного обладнання, до використання яких необхідно підготувати фахівців, наприклад тракторів імпортного виробництва та їх елементів;

- складність залучення до викладання у закладах вищої освіти фахівців, які мають досвід практичної роботи, з оплатою праці, що відповідає їх кваліфікації, у зв'язку з тим, що кадрові вимоги у сфері вищої освіти передбачають переваги для викладачів з науковими ступенями.

Розв'язання проблеми передбачається шляхом здійснення комплексу заходів з напрацювання моделей взаємовигідних відносин закладів освіти та роботодавців, спрямованих на забезпечення практичної підготовки здобувачів освіти до самостійної професійної діяльності. Виконання дуальної форми підготовки фахівців передбачає реалізацію інтересів закладів освіти, роботодавців та здобувачів освіти.

У останні роки аграрний сектор України інтенсивно насичується новими моделями сільськогосподарської техніки, особливо закордонних виробників. На ринку тракторів зараз широким попитом користуються торгівельні марки JohnDeere, Case IH, New Holland. Для забезпечення ефективної роботи цих тракторів в аграрному секторі необхідне рішення *ряду проблем*:

- *впровадження елементів системи дуальної освіти* в навчальний процес підготовки фахівців;

- підвищення конкурентоспроможності фахівців на ринку праці та наближення змісту освіти до сучасних вимог аграрного сектору України;

- недостатня або повна відсутність в закладах освіти сучасного обладнання, наприклад, тракторів імпортного виробництва, до використання яких необхідно підготувати фахівців.

Впровадження у навчальний процес дуального навчання в агротехнічних ЗВО України покладено під час відкриття на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка ТОВ «Укрфармінг» і ТОВ «Агрістар», дилерами лідерів світового тракторобудування американських фірм Case IH, JohnDeere *навчальних центрів* з вивчення конструкції тракторів цих виробників і підготовки здобувачів освіти для роботи в агрофірмах у межах України, в яких застосовують трактори Case IH і JohnDeere, а також перепідготовки спеціалістів на право управління цими тракторами [6]. На другому курсі навчання формується на замовлення ТОВ «Агрістар» та ТОВ «Укрфармінг» група здобувачів освіти за дуальною формою здобуття освіти.

Ефективне залучення *фахівців-практиків* для проведення занять зі здобувачами освіти, семінарів з викладачами, на яких доводиться технічний рівень тракторів John Deere і Case IH, оцінювання їхньої якості функціонування в експлуатації, адаптації у систему точного землеробства і т.д. (рис. 3).



Рис. 3 – Семінар з викладачами кафедри «Трактори і автомобілі» по конструкції тракторів John Deere проводить фахівець компанії ТОВ «Агрістар», випускник ХНТУСГ ім. П. Василенка

Для забезпечення взаємного доповнення теоретичної та практичної підготовки в рамках моделі дуальної освіти з кожним здобувачем освіти чи мікрогрупою працює викладач. Позитивно зарекомендував себе графік занять здобувачів освіти на ТОВ «Агрістар», ТОВ «Укрфармінг» (два дні на тиждень), який коректується у залежності від матеріалу, який вивчається. Практична спрямованість дуальної підготовки відіграє особливу роль у формування *дослідницької компетентності*, яка забезпечується постійним контактом здобувачів освіти з Харківською філією УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, ТОВ «Агрістар» і ТОВ «Укрфармінг», у яких вони мають можливість ознайомитися з проблемами тракторної енергетики і брати участь у виконанні актуальних досліджень.

За останні п'ять років здобувачами освіти дуальної підготовки зроблено 28 доповідей на міжнародних науково-практичних конференціях за результатами досліджень з публікацією тезисів та статей, підготовлено і успішно захищено п'ятнадцять магістерських робіт.

Дуальна освіта в агротехнічних закладах передбачає підготовку *молодших спеціалістів* кваліфікації фахівець (робоча професія) по забезпеченню ефективності технічної експлуатації тракторів. З цією метою на кафедрі «Трактори і автомобілі» ХНТУСГ ім. П. Василенка відкрита лабораторія, матеріально технічне забезпечення якої дає змогу здобувачам робочої професії отримати практичні навички та знання з конструкції, принципів роботи та послідовності складання та розбирання вузлів і механізмів тракторів (рис. 4).

Приблизно одна третина навчального часу майбутні фахівці освоюють керування тракторами фірм John Deere і Case IH під час виконання різних технологічних процесів у агрофірмах з видачею посвідчення на право роботи їх на тракторах цих фірм. Це безперечно підвищує їх конкурентоздатність на ринку праці.

Випускники ХНТУСГ ім. П. Василенка за дуальною формою здобуття освіти успішно працюють науковими працівниками у Харківській філії УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, керівниками відділів і менеджерами ТОВ «Агрістар» і ТОВ «Укрфармінг».



Рис. 4 – Загальний вид лабораторії складання та розбирання основних елементів трактора, що допускає можливість для здобувачів працювати над одним завданням у групах 2 – 3 особи

Автор даної статті: заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук за двома спеціальностями, професор, відмінник освіти України, стипендіант Міносвіти та науки України в номінації «Видатні вчені України», переможець конкурсу «Кращій завідувач кафедрою» ЗВО, м. Харків, який підготував 8 докторів і 35 кандидатів технічних наук, закінчив з відзнакою Харківський політехнічний інститут за дуальною формою освіти для роботи на спеціалізованих машинобудівних заводах. Серед випускників даної групи здобувачів освіти у майбутньому директори підрозділів заводів, науково-дослідних інститутів, головні конструктори, три доктора і п'ять кандидатів технічних наук.

Висновки.

Заклад вищої освіти (ЗВО) є основною освітньою установою підготовки спеціалістів вищої кваліфікації. У наш час можливо виділити п'ять основних форм навчання: пасивна, активна і інтерактивна моделі, а також дистанційне он-лайн навчання, дуальна форма здобуття освіти. До теперішнього часу у методичному плані добре відпрацьовані пасивна, активна і інтерактивна моделі навчання. Дистанційне он-лайн навчання позитивно зарекомендувало себе по забезпеченню безпеки здобувачів освіти і викладачів при пандемії і військовому стані.

В Україні зараз реалізується проект Міністерства освіти і науки України із впровадження дуальної форми освіти у двадцяти семи закладах вищої освіти. Базовими принципами дуальної форми здобуття освіти є: збільшення обсягу навчання, яке здійснюється безпосередньо на робочому місці; участь співробітників роботодавців у розробленні та узгодженні освітньої програми ЗВО; навчання на основі відповідних договорів між ЗВО, роботодавцем та здобувачем освіти. Практична спрямованість дуальної підготовки відіграє особливу роль у формуванні дослідницької компетентності здобувача і підготовки молодших спеціалістів кваліфікації фахівець (робоча професія).

Список літератури:

1. Пометун О., Пироженко Л. Сучасний урок. Інтерактивні технології навчання: Наук.-метод. посібн. К.: А.С.К., 2004. 192 с.
2. Столбов В.Ф., Рубан І.В., Дуденко С.В., Третяк В.Ф. Підходи по автоматизації і впровадженню інтерактивних засобів навчання. *Системи обробки інформації*. 2008. № 1 (68). С. 156-161.
3. IWA 2:2007 Quality management systems — Guidelines for the application of ISO 9001:2000 in education (Системи управління якістю. Настанови щодо застосування ISO 9001:2000 у сфері освіти). Technical Committee: ISO/TMBG Technical Management Board – groups. Publication date : 2007-05. 25 p.

4. Дистанційне навчання у ЗВО: моделі, технології, перспективи: матеріали круглого столу за участю порадників академічних груп та викладачів факультету управління фінансами та бізнесу. 28 квітня 2021 р. Львів: ФУФБ, 2021. 111 с.
5. Хассенпфлог Г.Г. Система аграрної дуальної освіти в Німеччині – опції для України. Київ: Німецько-український агрополітичний діалог (APD), 2017. 118 с.
6. Лебедев А., Лебедев С. Базові принципи дуальної освіти та можливості їх реалізації а агротехнічних закладах України. *Техніка і технології АПК*. 2021. № 4 (121). С.26-30.
7. Концепції підготовки фахівців за дуальною формою здобуття освіти. URL: <https://www.kmu.gov.ua/npas/pro-zatverdzhennya-planu-zahodiv-z-realizaciyi-koncepciyi-pidgotovki-fahivciv-za-dualnoyu-formoyu-zdobuttya-osviti> (дата звернення 02.05.2023).

References (transliterated):

1. Pometun O., Pyrozhenko L. Suchasnyi urok. Interaktyvni tekhnologii navchannia: Nauk.-metod. posibn. K.: A.S.K., 2004. 192 s.
2. Stolbov V.F., Ruban I.V., Dudenko S.V., Tretiak V.F. Pidkhody po avtomatyzatsii i vprovadzhenniu interaktyvnykh zasobiv navchannia. *Systemy obrobky informatsii*. 2008. № 1 (68). S. 156-161.
3. IWA 2:2007 Quality management systems — Guidelines for the application of ISO 9001:2000 in education (Systemy upravlinnia yakistiu. Nastanovy shchodo zastosuvannia ISO 9001:2000 u sferi osvity). Technical Committee: ISO/TMBG Technical Management Board – groups. Publication date : 2007-05. 25 p.
4. Dystantsiine navchannia u ZVO: modeli, tekhnologii, perspektyvy: materialy kruhloho stolu za uchastiu poradnykiv akademichnykh hrup ta vykladachiv fakultetu upravlinnia finansamy ta biznesu. 28 kvitnia 2021 r. Lviv: FUFB, 2021. 111 s.
5. Khasenpfluh H.H. Systema ahrarnoi dualnoi osvity v Nimechchyni – optsii dlia Ukrainy. Kyiv: Nimetsko-ukrainskyi ahropolitychnyi dialoh (APD), 2017. 118 s.
6. Lebediev A., Lebediev S. Bazovi pryntsyipy dualnoi osvity ta mozhlyvosti yikh realizatsii a ahrotekhnichnykh zakladakh Ukrainy. *Tekhnika i tekhnologii APK*. 2021. № 4 (121). S.26-30.
7. Kontseptsii pidhotovky fakhivtsiv za dualnoiu formoiu zdobuttya osvity. URL: <https://www.kmu.gov.ua/npas/pro-zatverdzhennya-planu-zahodiv-z-realizaciyi-koncepciyi-pidgotovki-fahivciv-za-dualnoyu-formoyu-zdobuttya-osviti> (data zvernennia 02.05.2023).

Надійшла (received) 10.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

*В. О. КОВАЛЕНКО, О. О. КОВАЛЕНКО, В. В. СТРИЖАК, О. М. ВУДВУД,
А. Ю. ВАСИЛЬЄВ, М. Г. СТРИЖАК*

ЧИСЕЛЬНИЙ ЕКСПЕРИМЕНТ З ДИНАМІКИ РОБОТИ БАШТОВОГО КРАНУ

В статті розглянуті етапи проведення чисельного експерименту з визначення напружено-деформованого стану металокопструкції баштового крану. Приведено результат 3d моделювання металокопструкції баштового крану. При переході до моделювання методом кінцевих елементів запропоновано представляти дану модель у вигляді балкових елементів із зшиванням їх в більш великі елементи, що відповідають секціям металокопструкції реального крану. Описані прийняті припущення при закріпленні елементів балкової моделі між собою та моделюванні канатної системи. На прикладі розрахунку доведена прийнятність застосованого підходу до моделювання динаміки баштового крану методом кінцевих елементів.

Ключові слова: баштовий кран, механізм повороту, динаміка, FEM, FEA.

*V. KOVALENKO, O. KOVALENKO, V. STRYZHAK, O. VUDVUD, A. VASILIEV,
M. STRYZHAK*

NUMERICAL EXPERIMENT ON THE DYNAMICS OF THE TOWER CRANE

The article discusses the stages of conducting a numerical experiment to determine the stress-strain state of the metal structure of the tower crane. The result of 3d modeling of the metal structure of the tower crane is given. When moving to finite element modeling, it is proposed to represent this model in the form of beam elements with stitching them into larger elements that correspond to the sections of the metal structure of a real crane. The adopted assumptions are described when fixing the elements of the beam model to each other and modeling the rope system. Using the calculation example, the acceptability of the applied approach to modeling the dynamics of the tower crane by the finite element method is proven.

Keywords: tower crane, slewing mechanism, dynamics, FEM, FEA.

Вступ і обґрунтування актуальності. Основною метою виконання експериментальних досліджень є перевірка адекватності отриманих теоретичним шляхом наукових результатів. Однак, на сьогоднішній день проведення експериментальних досліджень на реальних кранах є досить суттєвою проблемою. Це пов'язано з вимогами дотримання техніки безпеки, складністю монтажу відповідного реєструючого обладнання тощо, економічними витратами. Тому для вирішення даної проблеми все частіше використовують чисельні експерименти. Зокрема для дослідження навантажень на металокопструкцію і її напружено-деформованого стану доцільно використовувати метод кінцевих елементів. Проте для моделювання кранів виявляється ряд специфічних складнощів моделювання, пов'язаних з їх розміром і складністю будови. Більш точне моделювання призводить до перевантаження розрахункових можливостей комп'ютерної техніки. Особливо це актуально для динамічного розрахунку. Тому моделі потребують суттєвого спрощення, але при цьому повинні відтворювати ті процеси, що відбуваються в реальності. Об'єктом дослідження в даній роботі є баштовий кран. Особливостями конструкції, які ускладнюють моделювання в цьому випадку є значні розміри несучих елементів (довжина налічує десятки метрів), а також велика кількість деталей через їх ґратчасту будову. Побудова спрощеної моделі баштового крану і проведення за допомогою неї динамічного розрахунку і є завданням даної роботи.

Огляд досліджень

З огляду досліджень можна зробити висновок, що підхід, пов'язаний з чисельними експериментами в галузі вантажопіддомних машин знаходить все ширше застосування. Однак, дослідженню динамічних процесів в елементах конструкції баштових кранів присвячена не значна кількість робіт. Велика частина з них стосується сейсмічного впливу.

Так автори в статті [1], створили моделі гібридних елементів баштового крану із використанням балки, оболонки тощо, які мають можливість відображати детальну поведінку

вузлів та стиків (болтових з'єднань) щогли крана під час землетрусів. Для цього авторами було використано метод кінцевих елементів. Проведений аналіз показав, що спільна поведінка початкової осьової сили попереднього натягу болта значно зменшується після того, як осьова сила болта перевищує межу текучості. У результаті, авторами вдалося забезпечити безпечні з'єднання кранової конструкції, (враховуючи контроль осьової сили під час натягу попереднього натягу болтів) та зменшення самої вартості конструкції. Застосування запропонованих конструкцій моделей та метод моделювання дає змогу ефективно проектувати болтові з'єднання для кранів. Крім того, запропонований метод можна застосувати для аналізу сейсмічних реакції загальних та тимчасових споруд на будівельних майданчиках.

В статті [2], авторами було представлено більш точний підхід до дослідження поведінки баштових кранів при синусоїдальних сейсмічних рухах. В даному підході авторами розроблена динамічна модель крана з трьома ступенями свободи та еквівалентна модель будівлі з одним ступенем свободи. Математичне моделювання сейсморозвідки допускає пряме інтегрування системи диференціальних рівнянь руху, що призводить до отримання аналітичних виразів закону руху. З досліджень випливає, що максимальні згинальні подовження крана відповідають першому режим коливань, в якому знаходяться протидія сейсмічному руху. Результати представлені для параметрів баштового крана МТО-180. Удосконалена модель крану отримана з урахуванням пружності деформації стріли, в горизонтальній площині. В цьому випадку динамічна система матиме додатковий ступінь свободи. Ще одна можливість доопрацювати динамічну модель полягає у врахуванні внутрішнього демпфірування крана. Після ослаблення сейсмічного впливу, кран виконує вимушені коливання, що передаються від будівлі.

В статті [3], дослідниками розглянуто динамічний аналіз для оптимального проектування конструкції баштового крана. Виконано статичний та модальний аналіз башти крану. Окрім того, виконано оптимальне проектування конструкції баштового крана за допомогою методу кінцевих елементів у програмному середовищі ANSYS. Результати показали, що запропонований метод динамічної оптимізації проектування не тільки зменшує загальну масу конструкції крана, а також, забезпечує повну статичну ємність матеріалу.

В статті [4], авторами досліджується поведінка баштових кранів під час сейсмічного впливу. Розглянуто два варіанти динамічних моделей: один ступінь вільності для кранів, що не виконують технологічний процес (без вантажу), два ступені вільності для кранів, що здійснюють технологічний процес (з вантажем). Однак у даному дослідженні, авторами не було зазначено для яких саме параметрів і моделей (марок) баштових кранів було виконано дослідження.

Як випливає з аналізу наукових праць, питанню моделювання динамічних процесів у кранах баштового типу приділена певна увага. Однак, динамічні навантаження у елементах конструкції баштового крана під час роботи механізму повороту вантажу не розглянуті на достатньому рівні.

Мета: створити спрощену модель баштового крану і провести за допомогою неї динамічний розрахунок.

Результати досліджень.

Для досягнення поставленої мети була розроблена твердотільна модель баштового крана, технічні характеристики якої відповідають основним параметрам досліджуваного крану КБ-403А. Загальний вигляд моделі представлено на рис. 1. Представлена твердотільна модель складається з таких частин: монтажна секція, секції башти, секція стрілової системи та оголовок. Конструкція монтажної секції баштового крана складається труб 140x10 та 102x6. Загальний вигляд монтажної секції представлено на рис. 2. До складу секції башти входять труби 57x4 та 140x10. Зовнішній вигляд секції башти крана представлено на рис. 3. Секція стрілової системи баштового крана складається з труб 102x9, 60x4, 76x6 та 38x3. А також кутників розміром 125x80x8 Вст3сп5 ТУ14-1-3023-80. Загальний вигляд секції стрілової системи представлено на рис. 4. Матеріал всіх трубчастих елементів Сталь 20 ГОСТ 8731-74.

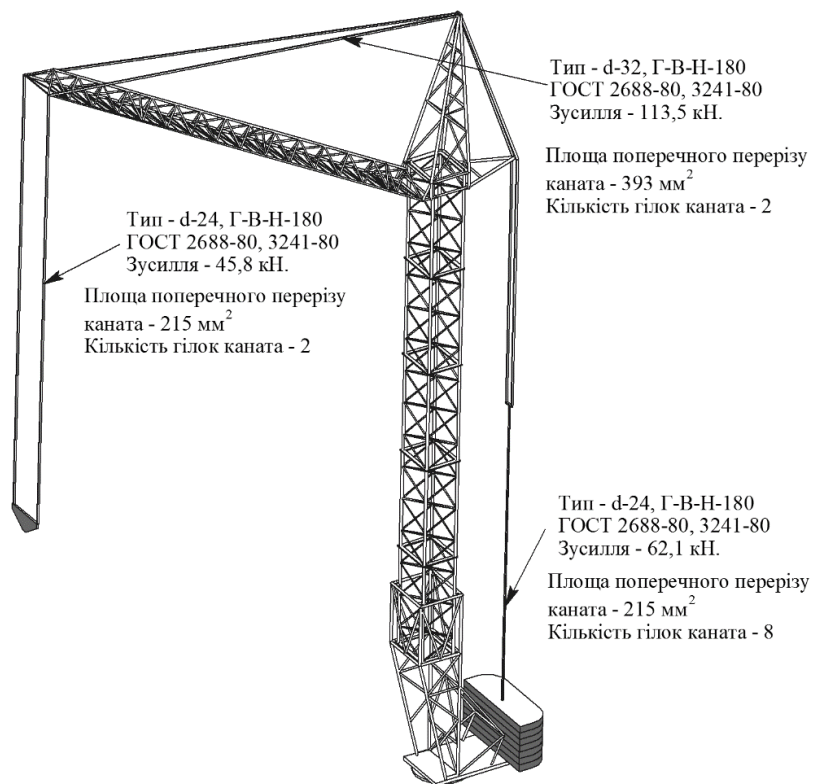


Рис. 1 – Загальний вигляд твердотільної моделі баштового крана КБ-403 А

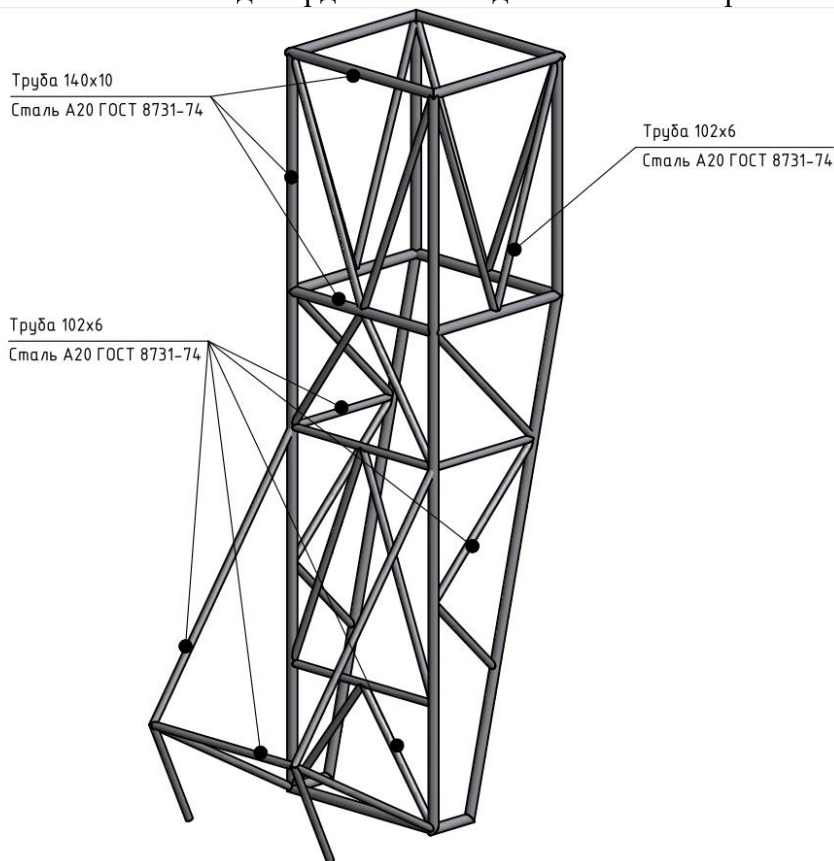


Рис. 2 – Загальний вигляд монтажної секції баштового крана

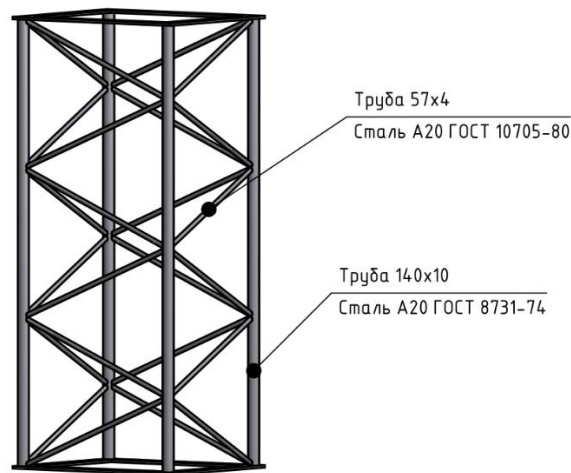


Рис. 3 – Зовнішній вигляд секції башти крана

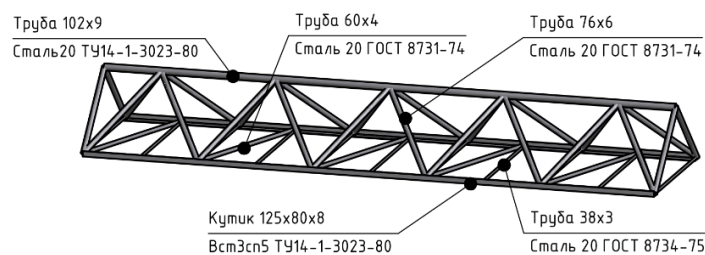


Рис. 4 – Загальний вигляд секції стрілової системи баштового крана

Для оголовка баштового крана використовуються труби, що виготовлені з матеріалу Сталь 20 ГОСТ 8731-74 із сортаментом 79x6, 102x6 та 140x10. Зовнішній вигляд конструкції оголовку баштового крана представлено на рис. 5. Важливою складовою частиною структури баштового крану є система тягових і розчалочних канатів. Схема запасовування канатів і будови канатно-блокової системи для досліджуваного баштового крана представлена на рис. 6.

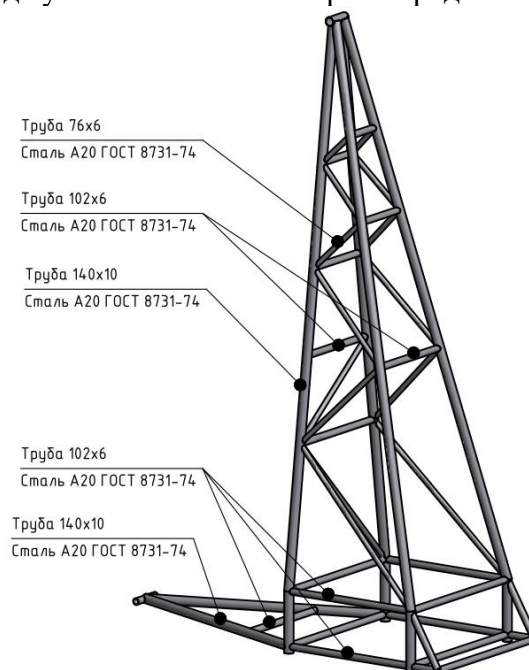


Рис. 5 – Зовнішній вигляд конструкції оголовка баштового крана

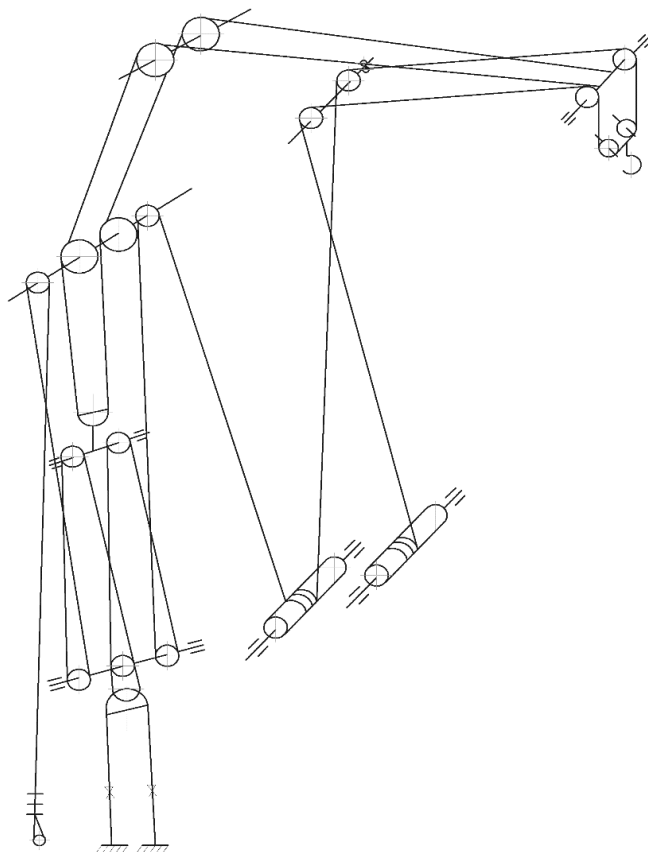


Рис. 6 – Схема запасування канатів баштового крана КБ-403 А

Дослідження динамічних навантажень у крановій металоконструкції здійснювалося за допомогою універсальної програми Ansys, яка працює із використанням методу скінченних елементів. Для проведення розрахунків динамічних навантажень у конструкції баштового крана, досліджувану твердотільну модель (рис. 1), було перероблено у відповідну до неї розрахункову модель, фрагмент, якої представлено на рис.7 (фрагмент епюри напружень після проведення розрахунків).

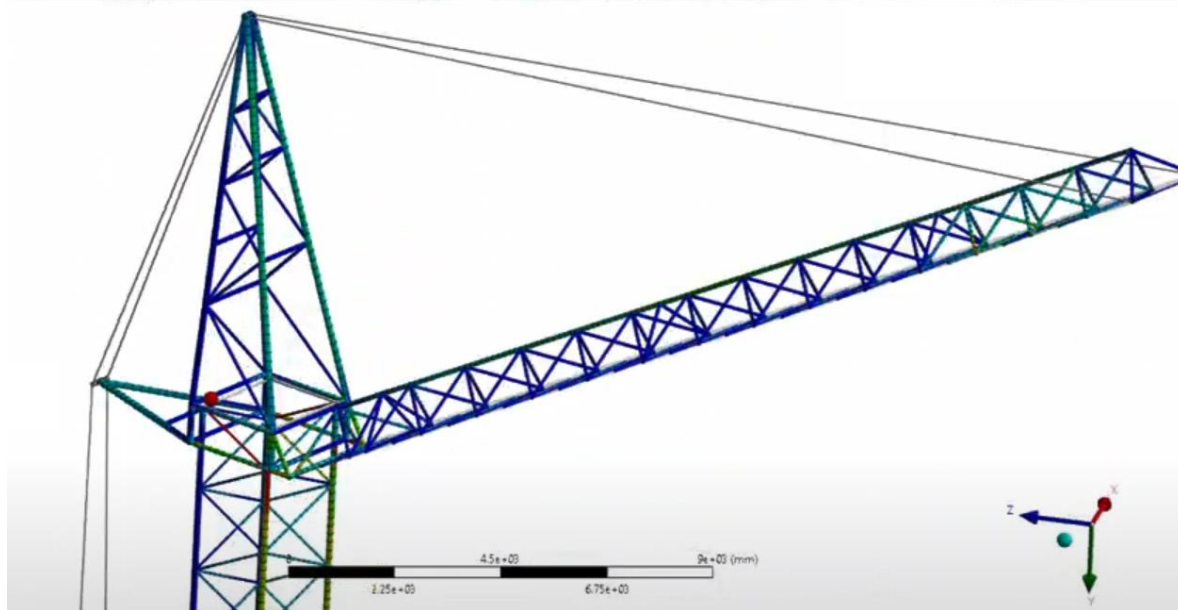


Рис. 7 – Фрагмент розрахункової моделі баштового крана КБ-403 А

Для спрощення розрахунку динамічних навантажень конструкцію системи баштового крана було поділено на відповідні сегменти (частини). Зображення конструкції у відповідному сегментному вигляді, представлено на рис. 8.

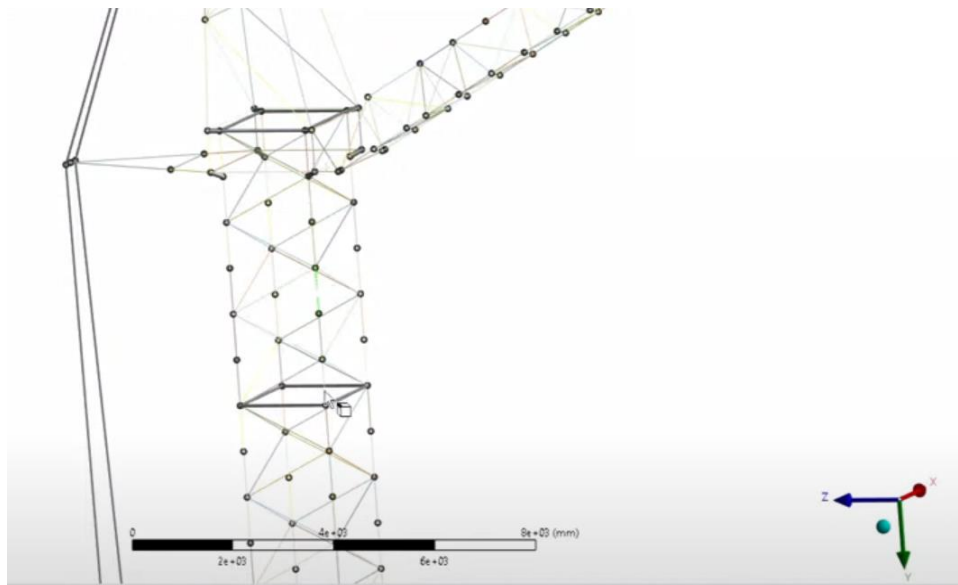


Рис. 8 – Зображення конструкції баштового крана у сегментному вигляді

3-D геометрія була перетворена на окремі балкові елементи, які в Ansys були зшиті у більш великі частини, відповідно до секцій металоконструкції реального крана, зображення яких наведено на рис. 2 – 5, тобто це стріла, башта, монтажні секції та оголовки.

Система канатів рис. 6, передавалася в Ansys як звичайна 3-D геометрія, яка потім не враховувалася. Це було зроблено для спрощення розрахунків.

Для кожного із наявних об'єктів, що представлені на рис. 2 – 5) значення точності розрахунку задавалося окремо. Для моделювання повороту конструкції баштового крана, було створено віртуальний обертовий шарнір рис. 9, який додано до наявної конструкції та позначено синім кольором.

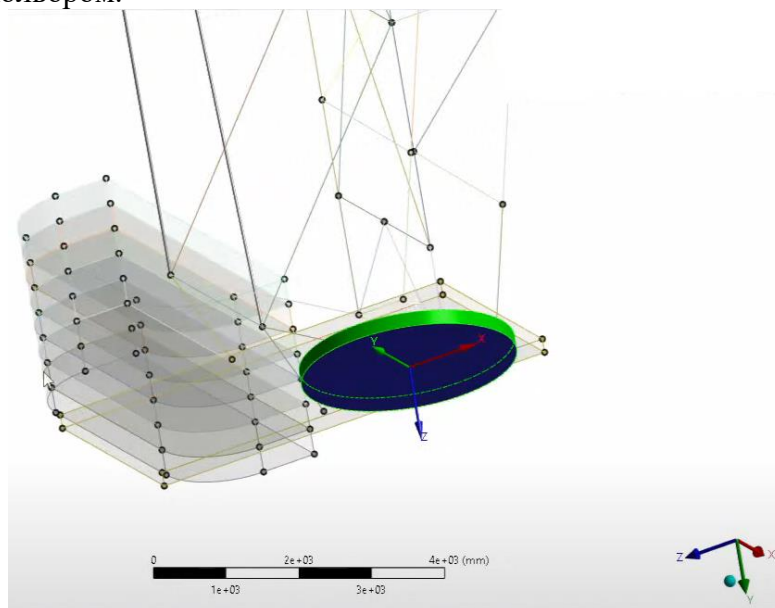


Рис. 9 – Загальний вигляд віртуального обертового шарніру

Щоб поєднати конструкції монтажної секції із конструкцією секції башти, а також конструкції секцій башт між собою та безпосередньо секцію башти із конструкцією оголовка, було спроектовано відповідні зв'язки (перемички), деякі з котрих зображено на рис. 10.

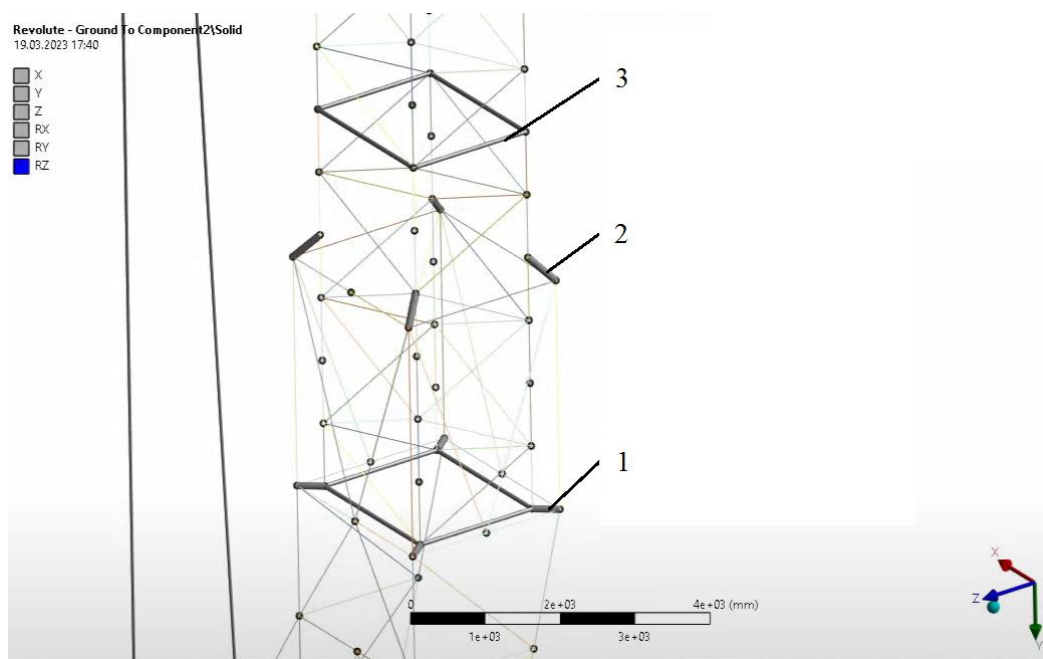


Рис. 10 – Зображення перемичок кріплення конструкції: монтажної секції та секції башти 1, 2; та секції башти між собою 3

Що стосується моделювання поведінки закріпленого на гнучкому підвісі вантажу, тут для спрощення розрахунків, вантаж розглядається як дистанційна точка із відповідними масою та довжиною гнучкого підвісу, що триточково закріплена на кінці стріли крана (рис. 11). При цьому для вантажу створена окрема локальна система координат.

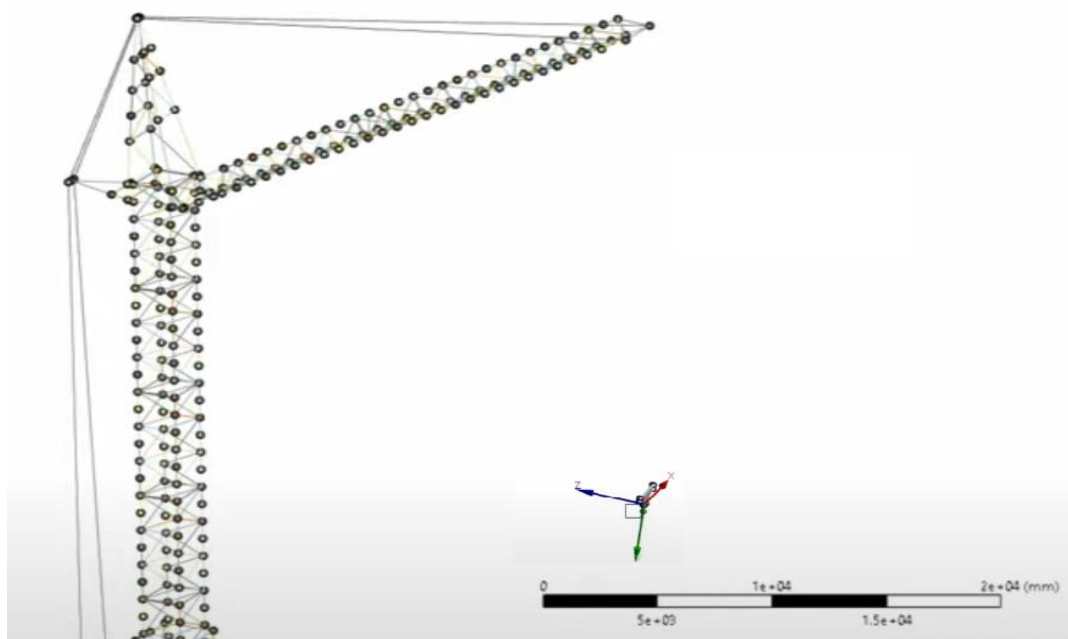


Рис. 11 – Точкове моделювання закріпленого вантажу

Оскільки задача є динамічною та не лінійною, у подальших розрахунках, запропоновано виконати припущення, що вантаж умовно розміщений на кінці стрілової системи баштового крана. Коливання вантажу відбувається за рахунок коливань стрілової системи. Такі припущення добре відображають фізичні процеси в роботі кранів при піднятті вантажу на висоту близьку до максимальної або навпаки при дуже великій довжині підвісу, коли вплив вантажу послаблюється.

Для того, щоб надати балковим елементам об'єму, була використана підпрограма пакету Ansys «Cross Sections». Функції даної підпрограми дозволяють моделювати ті чи інші варіанти перетинів конструкції досліджуваного баштового крана та за рахунок параметрів, що вказані у системі, розрахувати поведінку й властивості балок, які мають місце у конструкції. Конструкція досліджуваного баштового крана здебільшого складається із профілю з трубчастим перетином, а також є наявні декілька кутників із заокругленням, які розташовані в стрілі та які представлені на рис. 12 у віддаленому та в збільшеному б виглядах.

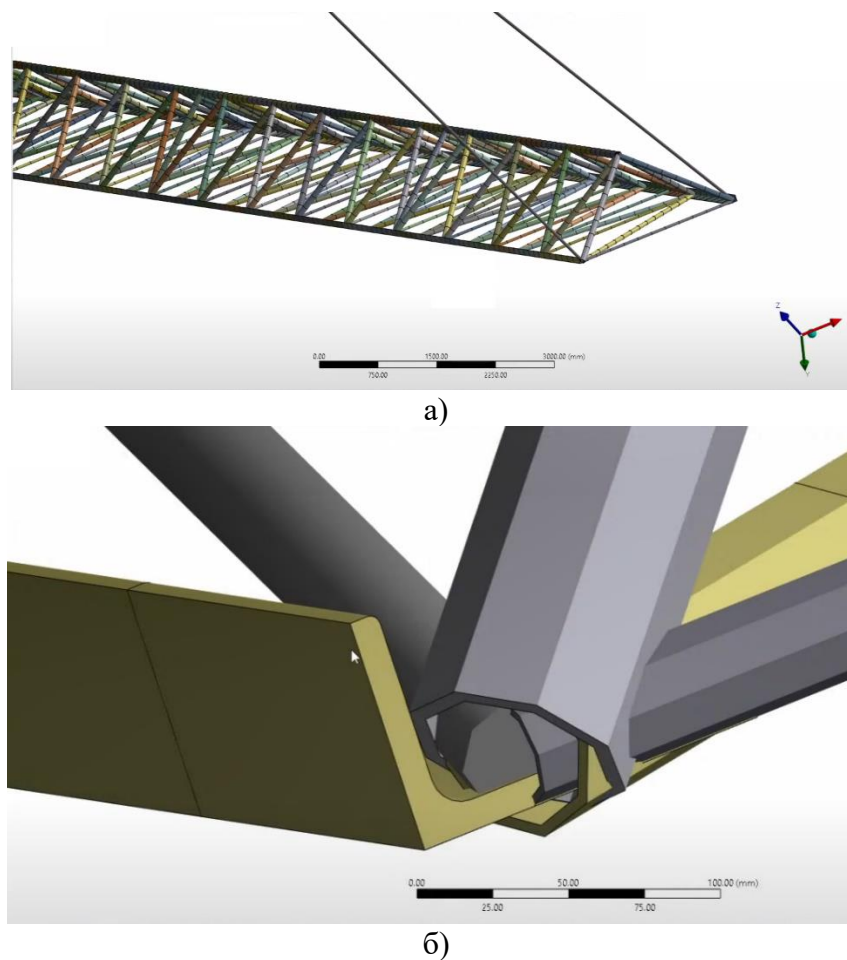


Рис. 12 – Балкові елементи металоконструкції із призначеними перерізами (стріла баштового крана):
а) в загальному вигляді; б) в збільшеному вигляді

Для кутникових профілів застосовано спрощення – усіма заокругленнями знехтувано. Оскільки стріла баштового крана з'єднана із баштою крана через обертальне шарнірне з'єднання, для моделювання повороту стрілової системи крана було створено два поворотні шарніри із відповідними системами координат для кожного з них. При цьому осі даних систем координат розміщено у відповідному положенні (рис. 13).

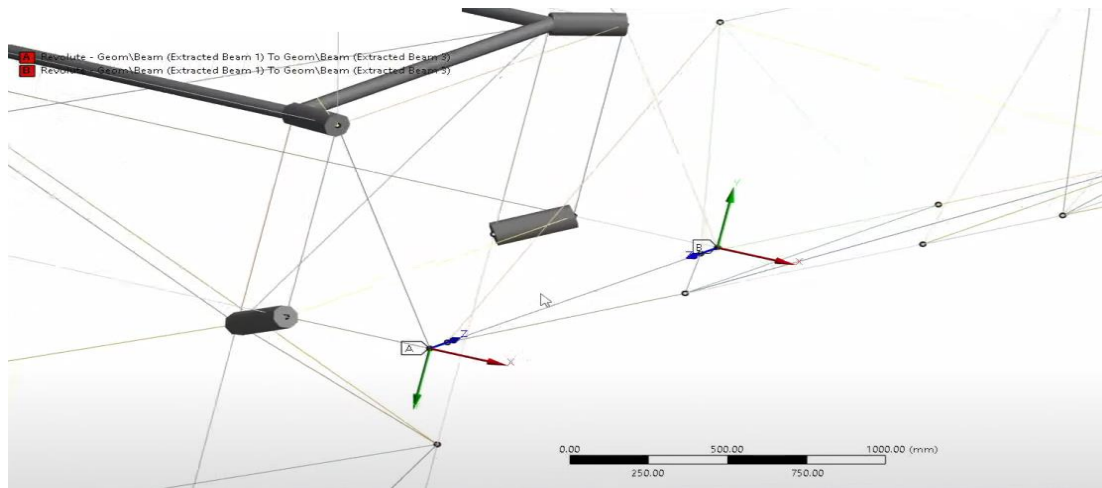


Рис. 13 – Вісі систем координат поворотних шарнірів стріли

Для досліджуваної конструкції баштового крана у програмі Ansys, за допомогою команди «Structural Steel» було введено декілька найменувань матеріалів. Це матеріали самої конструкції, матеріали протизваги (бетонних плит) та матеріал опорної-поворотної платформи (рис. 14), для якої була задана дещо інша густина. Пов'язано це із тим, щоб вага даного компоненту відповідним чином впливала на достовірність отриманих результатів.

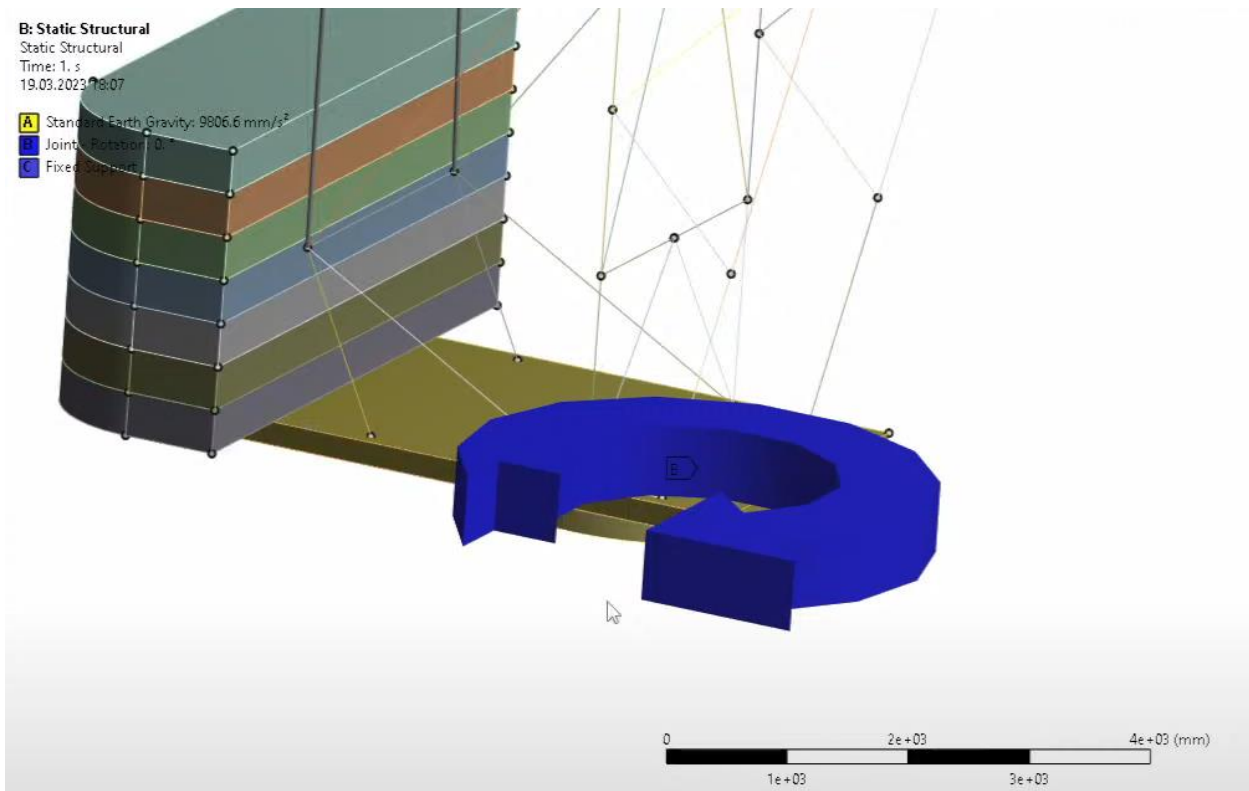


Рис. 14 – Модель опорно-поворотної платформи баштового крана

Застосувавши описані способи моделювання вдалось створити модель з 5000 елементів та близько 13000 вузлів, більшість з яких знаходяться у нижній частині крана (рис. 15). При цьому одна статична задача розраховується, близько 13 секунд. Через кількість об'єктів у конструкції (близько 800 балок), процес розбиття елементів на скінченну елементну сітку у Ansys Mechanical, відбувається дещо довше (приблизно 90 секунд).

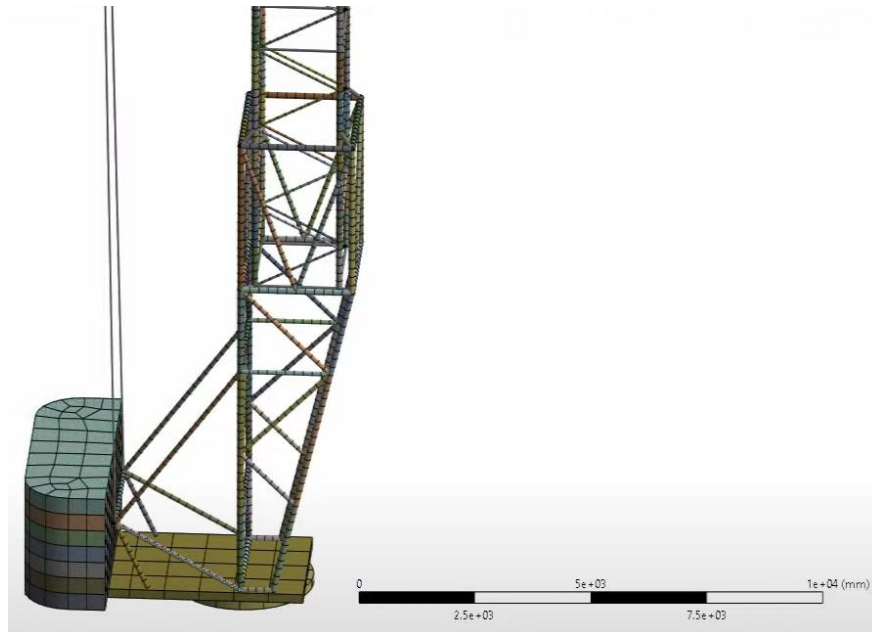


Рис. 15 – Елементи та вузлів конструкції нижньої частини баштового крана

Для розв'язку задачі у динамічній постановці, тривалість обчислення у порівнянні із статичним збільшується не суттєво. Тобто задача майже миттєва.

Для апробації створеної моделі і підготовки її для подальших досліджень, виконано динамічний розрахунок, що імітує роботу механізму повороту баштового крана. Швидкість руху (повороту) досліджуваної моделі (рис. 7) задано спрощеним лінійним законом, графік якого представлено на рис. 16.



Рис. 16 – Графічна залежність зміни швидкості баштового крана у програмному середовищі Ansys Mechanical

Із графіку (рис. 16) видно, що відбувається розгін крана за відповідний проміжок часу, потім відбувається рух на усталений швидкості і далі відбувається гальмування після чого швидкість дорівнює нулю. В реальному кранів поворот відбувається шляхом прикладання крутного моменту (зусилля) до вихідного валу його приводу. В нашій моделі прикладаємо зусилля одразу до опорної платформи, як це показано на рис. 17. Оскільки дана система не стабільна це на деяких етапах ускладнює розрахунок задачі, що призводить до можливих, помилкових кінцевих результатів та унеможливорює прикладання сили, тобто, щоб керування поворотом системи відбувалося за рахунок крутного моменту. Тому було вирішено моделювати поворот досліджуваної системи шляхом прикладання та контролю її швидкості.

Тобто дана система була дещо обмежена, що дозволило спростити розрахунки. Загалом для досліджуваної системи було виконано два пробних розрахунки роботи механізму повороту баштового крана, які є із однаковими даними на вході. Для розрахунку задачі №1 було витрачено 370 кроків. При цьому час, який був витрачений становить 369 с (рис. 18).

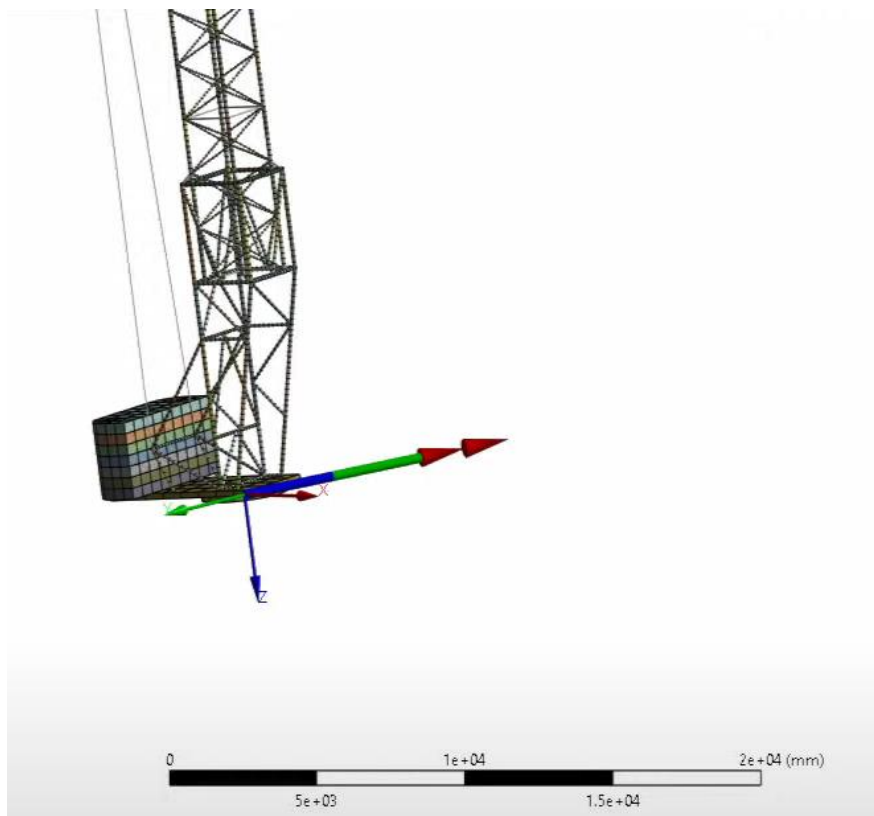


Рис. 17 – Зображення моменту прикладання зусилля повороту

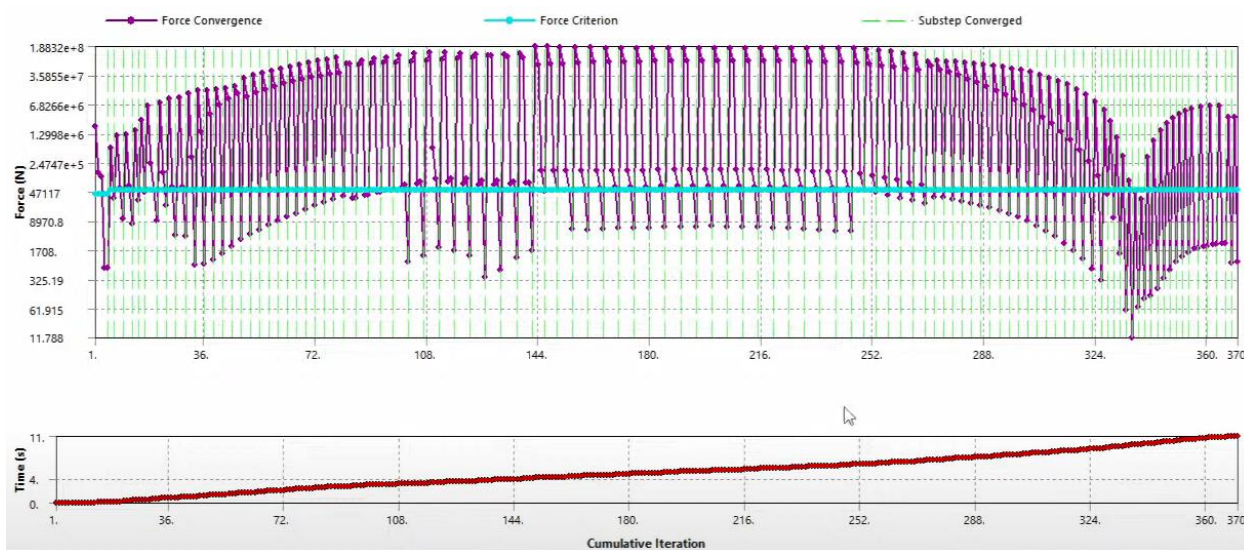


Рис. 18 – Графічні залежності основних результатів розрахунку задачі №1.

При розрахунку задачі №1, процес був розпаралелений на декілька процесів. Це дозволило прискорити розрахунок. Для розрахунку задачі №2, було витрачено 3400 кроків (рис. 20). Час, який був витрачений на розрахунок становить 4008 с (у 10,8 разів більше).

За результатами розв'язку задач №1 та №2, було побудовано відповідні графічні залежності крутного моменту рис. 20, (а і б), прискорення рис. 21, (а і б) та переміщення рис. 22, (а і б).

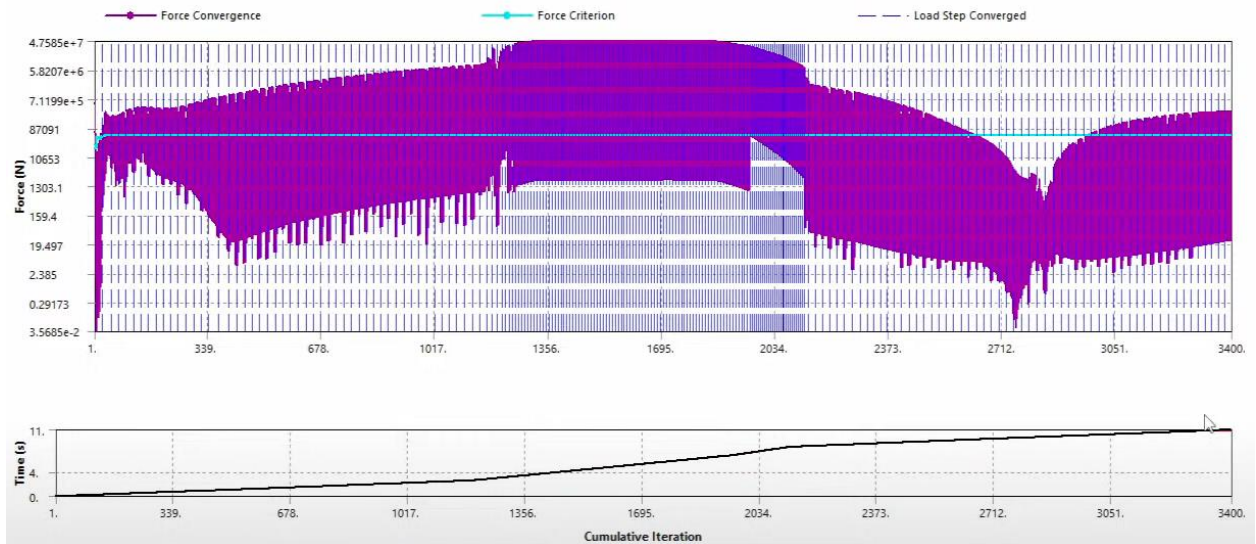
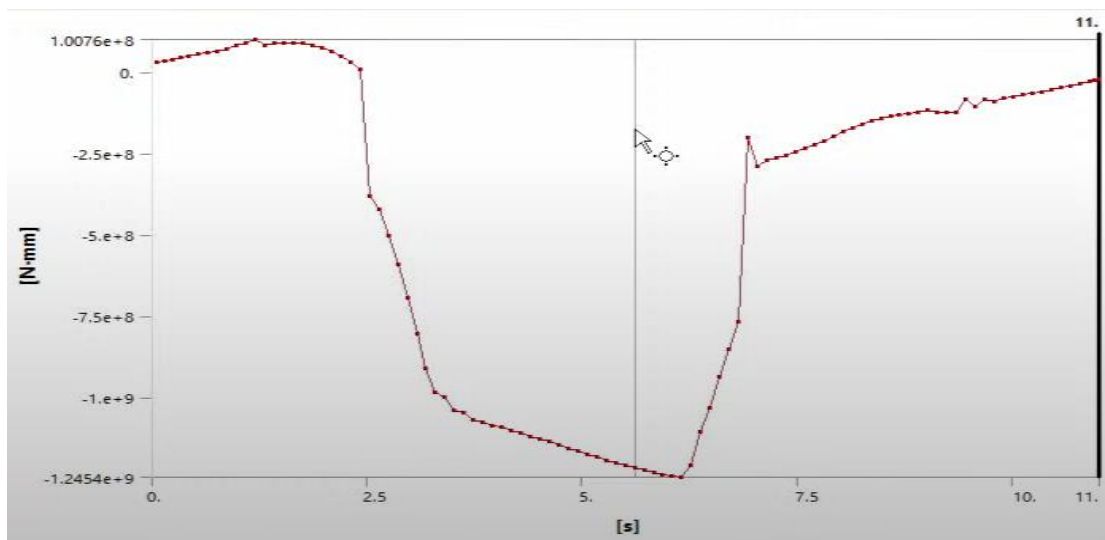
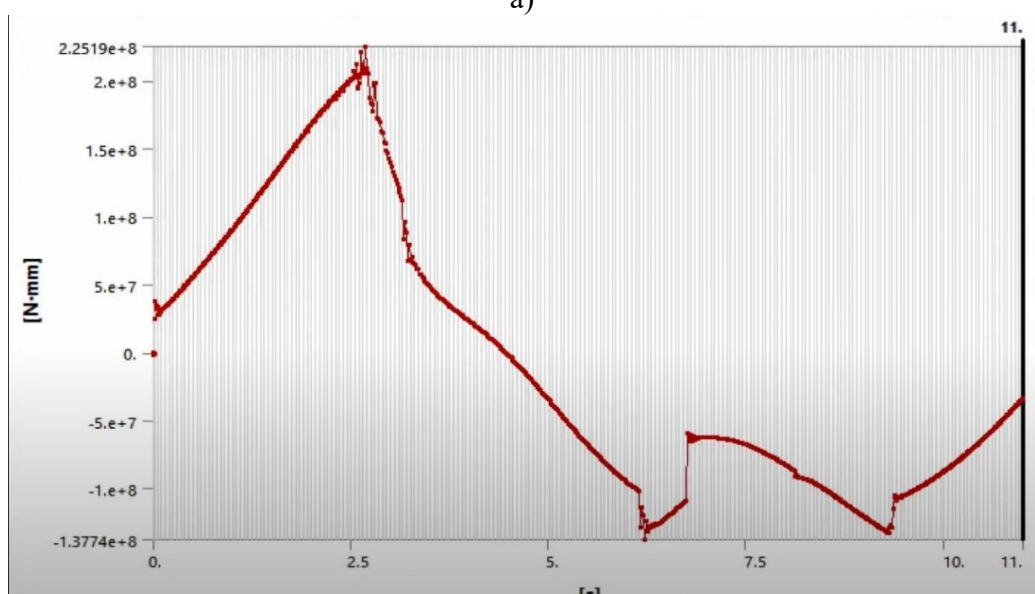


Рис. 19 – Графічні залежності основних результатів розрахунку задачі №2.



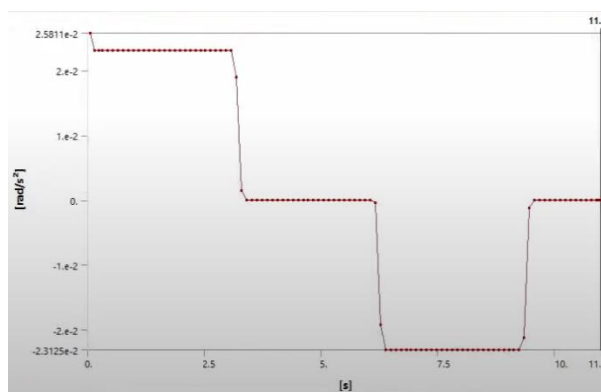
а)



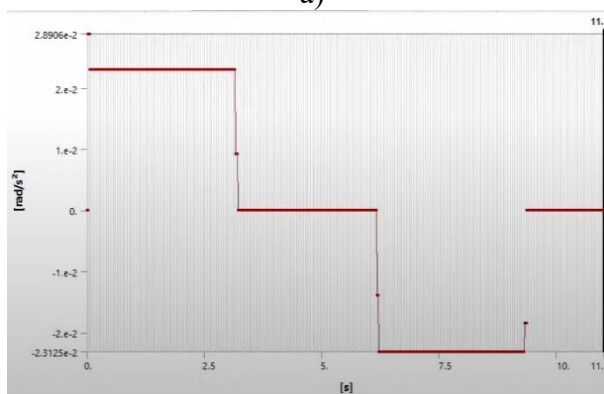
б)

Рис. 20 – Графічні залежності крутного моменту системи для досліджуваних задач:
а - №1; б - №2

Аналізуючи наведені вище графічні залежності (рис. 3.20, а та б), можливо зробити висновок, що суттєво кращими результатами будуть при розв'язку задачі №1.

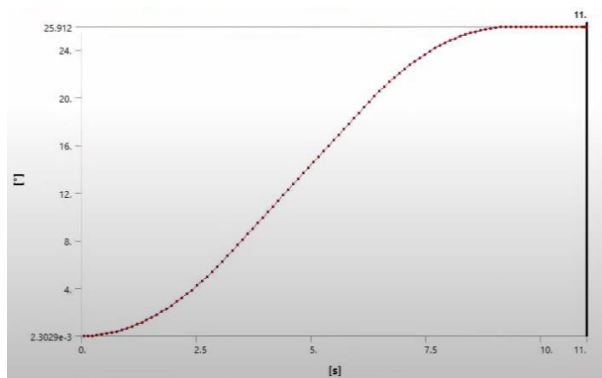


а)

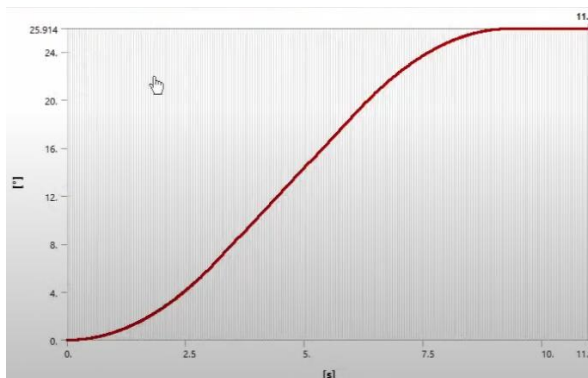


б)

Рис. 21 – Графічні залежності пришвидження системи для досліджуваних задач:
а - №1; б - №2



а)



б)

Рис. 22 – Графічні залежності переміщення системи для досліджуваних задач:
а - №1; б - №2 відповідно

Графічні залежності, що представлено на рис. 21 та рис. 22, для обох досліджуваних задач є однаковими, різниця полягає тільки в кутному моменті. Тобто коли у розрахунках задається момент, результат отримати значно складніше ніж коли значення моменту отримується із результатів розрахунку.

Окрім того, для задачі №1, було побудовано графічні залежності, що характеризують зміни та еволюції крутного моменту при повороті досліджуваної системи (рис. 23), енергетичної характеристики (рис. 24). При опрацюванні отриманих даних відбувалося їх збереження, для всіх об'єктів, що нас цікавлять. Окрім того отримані дані у подальшому конвертувалися для опрацювання в Excel.

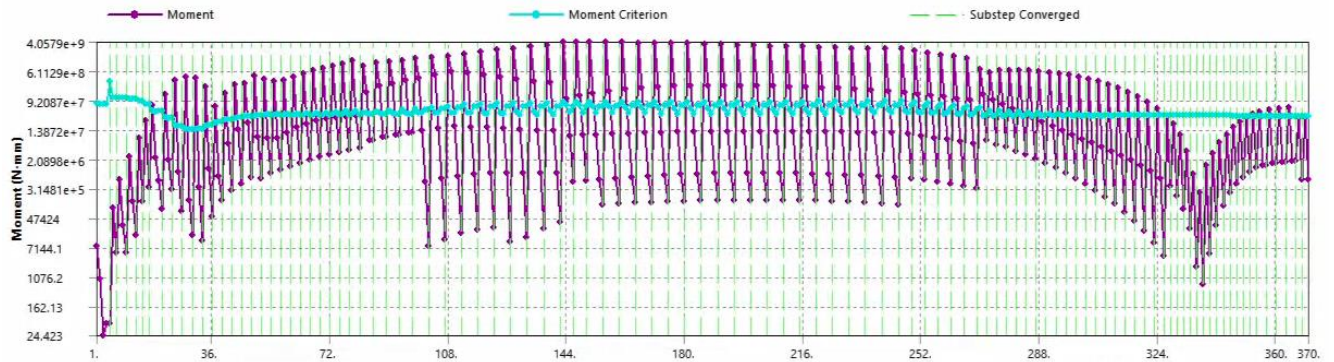


Рис. 23 – Графічна залежність зміни крутного моменту при повороті досліджуваної системи

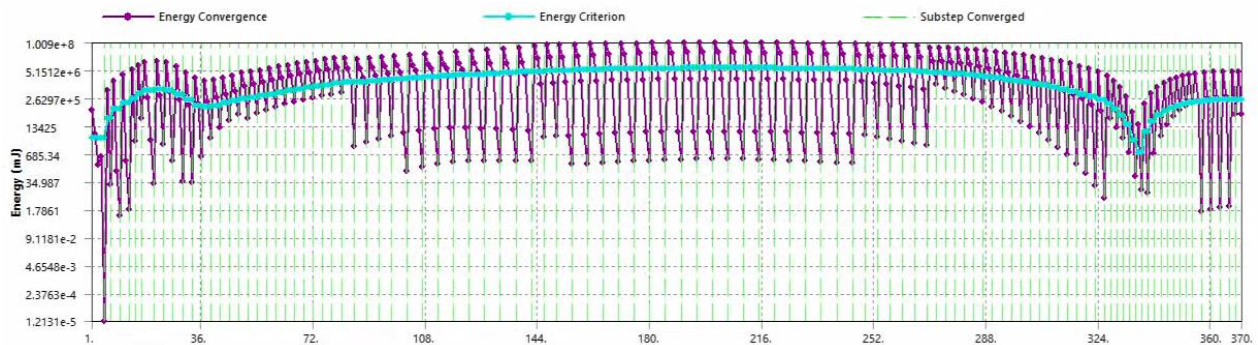


Рис. 24 – Графічна залежність зміни енергетичної характеристики при повороті досліджуваної системи

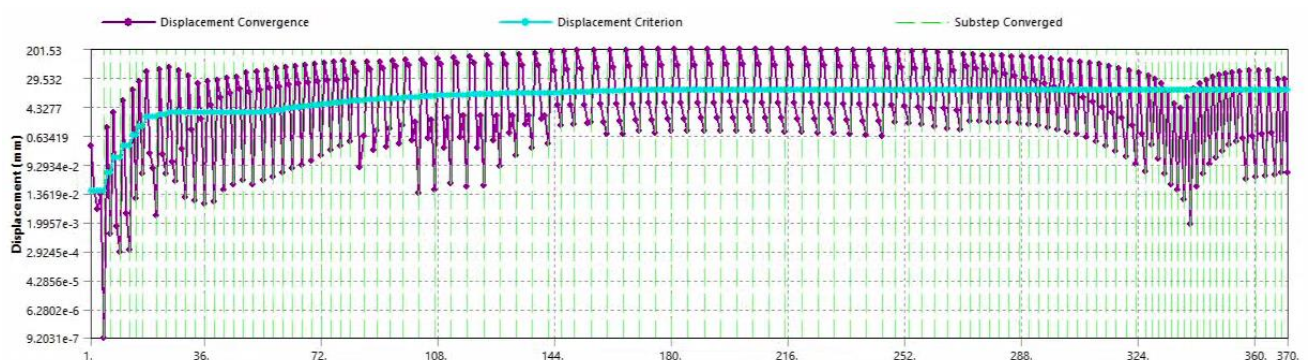


Рис. 25 – Графічна залежність зміни переміщення при повороті досліджуваної системи

Висновки. В статті розв'язана задача створення спрощеної моделі баштового крану для проведення за допомогою неї динамічних розрахунків. Представлений метод дозволяє моделювати металоконструкції кранів великих розмірів (10 м і більше) гратчастої конструкції. При цьому можна отримати розрахункову модель з відносно малою кількістю балкових елементів і вузлів, що забезпечує відносно швидкий розрахунок при достатньо точному відображенні фізичних процесів, що відбуваються в реальному крані. Проведено пробні

розрахунки із завданням в якості вихідних даних зусилля і швидкості. Показано, що завдання швидкості є кращим шляхом досягнення результату, що відповідає динамічним процесам в реальному крані.

Список літератури:

1. Yoshitaka Ushio, Tomoharu Saruwatar, Yasuyuki Nagano. 2019. Elastoplastic FEM Analysis of Earthquake Response for the Field-Bolt Joints of a Tower-Crane Mast. The 2019 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM19) Jeju Island, Korea, September 17 – 21.
2. Mircea ALĂMOREANU, Andrei VASILESCU. Dynamic Response of Anchored Tower Cranes under Sinusoidal Damped Seismic Action. Case Study 2014. RJAV. Vol. XI. Issue 1. Pp. 3-10.
3. Weihua Yang, Yourong Li, Zifan Fang, Kongde He. Study on Dynamic Optimum Design of Tower Crane Structure. 2011. Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. 15-17 July. Pp. 1660-1663.
4. Mircea ALĂMOREANU, Andrei VASILESCU. Behavior Of Tower Cranes Under Seismic Actions. 2010. U.P.B. Sci. Bull. Series D. Vol. 72. Iss. 2. Pp 55 – 64.

References (transliterated)

1. Yoshitaka Ushio, Tomoharu Saruwatar, Yasuyuki Nagano. 2019. Elastoplastic FEM Analysis of Earthquake Response for the Field-Bolt Joints of a Tower-Crane Mast. The 2019 World Congress on Advances in Structural Engineering and Mechanics (ASEM19) Jeju Island, Korea, September 17 – 21.
2. Mircea ALĂMOREANU, Andrei VASILESCU. Dynamic Response of Anchored Tower Cranes under Sinusoidal Damped Seismic Action. Case Study 2014. RJAV. Vol. XI. Issue 1. Pp. 3-10.
3. Weihua Yang, Yourong Li, Zifan Fang, Kongde He. Study on Dynamic Optimum Design of Tower Crane Structure. 2011. Second International Conference on Mechanic Automation and Control Engineering. 15-17 July. Pp. 1660-1663.
4. Mircea ALĂMOREANU, Andrei VASILESCU. Behavior Of Tower Cranes Under Seismic Actions. 2010. U.P.B. Sci. Bull. Series D. Vol. 72. Iss. 2. Pp 55 – 64.

Надійшла (received) 11.05.2023 р

Відомості про авторів / About the Authors

Коваленко Валентин Олександрович (Valentyn Kovalenko) – кандидат технічних наук, професор, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», завідувач кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-9161-198X>; e-mail: valentyn.kovalenko@khpi.edu.ua

Коваленко Олег Олександрович (Oleh Kovalenko) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; e-mail: oleh.kovalenko@mit.khpi.edu.ua.

Стрижак Всеволод Вікторович (Vsevolod Stryzhak) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Підйомно-транспортні машини і обладнання», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3032-6004>; e-mail: vsevolod.stryzhak@khpi.edu.ua

Вудвуд Олександр Миколайович (Oleksandr Vudvud) кандидат техн. наук., доцент, Національний університет "Одеська політехніка", завідувач кафедри підйомно-транспортного та робототехнічного обладнання. м. Одеса, Україна. ORCID: 0000-0002-4807-3634; e-mail: o.m.vudvud@op.edu.ua

Васильєв Антон Юрійович (Anton Vasiliev) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Теорії та системи автоматизованого проектування механізмів і машин», м. Харків, Україна; <https://orcid.org/0000-0001-8106-0950> e-mail: anton.vasiliev@khpi.edu.ua

Стрижак Мар'яна Георгіївна (Mariana Stryzhak) – кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин і гідропневмосистеми», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-3335-4086>; e-mail: mariana.stryzhak@khpi.edu.ua

Г.А. АВРУНІН, І.І. МОРОЗ

АНАЛІЗ ТЕХНІЧНОГО РІВНЯ ШЕСТЕРЕННИХ ГІДРОМАШИН ВАТ «ГІДРОСИЛА»

Ціль. Вивчення конструкції, гідравлічних схем агрегування, технічних характеристик та вимог щодо експлуатації шестеренних гідромашин виробництва вітчизняного підприємства «Гідросила» та їх порівняння з провідними виробниками. Сьогодні шестеренні насоси та гідромотори знаходять широке застосування у різних галузях промисловості, у тому числі в секторі машин для мобільного застосування: тракторах, будівельно-дорожніх та підйомно-транспортних машинах, машинах для аеродромного обслуговування та ін.

Метод. Аналіз типорозмірних рядів насосів і гідромоторів за основними технічними параметрами, у тому числі тиску, що розвивається, подачі робочої рідини, крутного моменту, частоти обертання і вихідної потужності і габаритно-масових показників, а також гідравлічних принципових схем агрегування пристроями захисту від перевантажень і енергозбереження.

Результати. Широка номенклатура шестеренних гідромашин «Гідросила» за робочими об'ємами, технічними характеристиками, конструктивними особливостями щодо захисту від перевантажень та енергозбереження, зокрема, застосування клапана пріоритету, дозволяє підвищити технічний рівень цілого класу сільськогосподарських, будівельно-дорожніх, комунальних та аеродромних машин. Наведені матеріали будуть також корисні у навчальному процесі для фахівців машинобудівного профілю, які вивчають об'ємний гідропривод як підвищення технічного рівня різних машин і механізмів.

Ключові слова: Насос, гідромотор, подача, потужність, частота обертання, ККД, конструкція, технічний рівень, вимоги до експлуатації.

G. AVRUNIN, I. MOROZ

ANALYSIS OF THE TECHNICAL LEVEL OF GEAR HYDRAULIC MACHINES OF HYDROSYLA JSC

Target. The study of the design, hydraulic circuits of aggregation, technical characteristics and requirements for the operation of gear hydraulic machines manufactured by the domestic enterprise "Hydrosila" and their comparison with leading manufacturers. Today, gear pumps and hydraulic motors are widely used in various industries, including in the sector of machines for mobile applications: tractors, road construction and lifting and transport machines, machines for airport maintenance, etc.

Method. Analysis of the standard size ranges of pumps and hydraulic motors according to the main technical parameters, including the pressure developed, the supply of the working fluid, torque, rotational speed and output power and overall weight indicators, as well as hydraulic circuit diagrams of aggregation by overload protection and energy saving devices.

Results. A wide range of gear hydraulic machines "Hydrosila" in terms of working volumes, technical characteristics, design features in terms of protection against overloads and energy saving, in particular, the use of a priority valve, allows you to increase the technical level of a whole class of agricultural, road construction, municipal and airfield machines. The given materials will also be useful in the educational process for specialists in mechanical engineering who study hydraulic fluid power drive as a means of raising the technical level of various machines and mechanisms.

Key words: Pump, hydraulic motor, feed, power, speed, efficiency, design, technical level, operating requirements.

Вступ. Шестеренні насоси є одним з основних джерел гідравлічної енергії для об'ємних гідроприводів (ОГП) цілого ряду машин. Шестеренними насосами комплектується переважна більшість гідростанцій, оснащених гідробаком, гідроапаратурою захисту від перевантажень, реверсування потоку робочої рідини (РР) і фільтрації.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Практично всі провідні світові виробники гідравлічних компонентів випускають шестеренні насоси: Parker Hydraulics (США), Rexroth Bosch Group і Sauer-Danfoss (ФРН, Данія), Bondioli і Pavesi (Італія). Широку номенклатуру шестеренних насосів в Україні пропонує компанія Моторімпекс (м. Харків), зокрема фірм Atos, Caproni, Diplomatic, Metaris, Settima, Warynski Hydraulika і ін. [1-7].

В Україні основним виробником шестеренних насосів із зовнішнім зачепленням є ВАТ Гідросила (м. Кропивницький), включаючи моделі від 1 см³ до 400 см³ і секційні двопотокові та трипотокові насоси [8-10]. Номінальний тиск насосів 16; 20; 25 МПа, а максимальний (піковий) до 32,5 МПа відповідає сьгоднішньому світовому рівню. Слід зазначити унікальність насосів з робочим об'ємом 250 см³ і 400 см³ навіть на світовому ринку. Значно спрощують ОГП моделі насосів з вбудованими клапанами обмеження витрати і тиску.

Одним з найстаріших підприємств в Україні з випуску гідрообладнання є Вінницький завод тракторних агрегатів (ВЗТА), який виробляє шестеренні насоси із зовнішнім зчепленням з робочим об'ємом від 6 до 100 см³. З метою підвищення споживчих властивостей насосів при застосуванні в ОГП мобільних машин завод засвоїв виробництво насосів НШ12К і НШ14(32)КД з вбудованими гідроапаратами, що забезпечують сталість вихідної подачі незалежно від частоти обертання валу насоса і захист від перевантажень. Для систем змащення виробляються насоси низького тиску (до 1,8 МПа) – однопотокові з робочим об'ємом 100 см³ (НШ100М і НС100А-Л) і двопотокові НШ100-100А-Л з робочим об'ємом кожної секції в 100 см³.

ВАТ «Каменський машинобудівний завод» (Черкаська обл.) виробляє шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням типу Г11 і насосних установок (насосів з приводними електродвигунами) типу БГ11 для стаціонарних і допоміжних ОГП. Робочий об'єм насосів від 5 до 100 см³ (10 моделей), подача від 5 до 133 л/хв, тиск нагнітання 2,5 МПа, потужність від 0,14 до 7,1 кВт. Передумовою для освоєння шестеренних насосів виявився високий технологічний рівень виробництва шестерень та інших прецизійних деталей на заводі, основною спеціалізацією якого, починаючи з 1967 р., було виготовлення за ліцензією фірми «BARMAG» (ФРН) шестеренних насосів для виробництв ниток і волокон з полімерів.

Сучасний технічний рівень шестеренних гідромашин провідних виробників характеризується мінімальними робочими об'ємами

0,2...1 см³, тиском до 30...40 МПа, застосуванням в якості РР негорючих водомістких і синтетичних, багатопотоковими комбінаціями насосів (до 6 секцій).

Насоси широко агрегуються гідроприроями, що підвищують функціональні можливості ОГП, які спрощують монтаж, знижують масу і вартість останнього: запобіжним клапаном і електромагнітним розвантаженням гідросистеми; клапаном пріоритету з розподілом витрат і функцією «чутливості до навантаження LS», гідророзподільником для зарядки гідропневмоакумулятора, комбінованим пріоритетним клапаном для гальмівної системи і рульового управління.

Шестеренні насоси з внутрішнім зачепленням фірми Eckerle відрізняються рекордними показниками за тиском (до 40 МПа) і мінімального рівня шуму (55 дБА). Робочий об'єм насосів від 5,4 до 50,3 см³, максимальна частота обертання 1800...4200 хв⁻¹, маса від 2,9 до 17,5 кг, ККД досягає 83...88%.

Мета та постановка задачі.

Розглянемо послідовно основні типи шестеренних гідромашини, їх технічні характеристики та конструктивні виконання в галузі вітчизняних та закордонних провідних виробників з метою оцінки їх технічного рівня і можливості застосування в мобільних машинах, зокрема тракторів та будівельно-дорожніх машин.

Технічні параметри шестеренних насосів та гідромоторів.

Розглянемо шестеренні насоси і гідромотори «Гідросила» серій Мастер, Антей, «К» та «Т». В табл. 1 приведені технічні характеристики шестеренних гідромашин з зовнішнім зачепленням «Гідросила» і для порівняння шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням «Eckerle» (ФРН). Шестеренні гідромашини «Гідросила» випускаються в 16 серіях і більше ніж в 150 типорозмірах за робочим об'ємом від 1 см³ до 250 см³. Насоси серій Antey НШ А3(4) і Master НШ М3(4) мають номінальний тиск 16 або 20 МПа і широко використовуються багато років в мобільних машинах різного призначення, а в останні 30 років знайшли застосування також в стаціонарних приводах замість пластинчастих насосів, які в Україні не випускаються.

Серії насосів GPK і GPT, і гідромоторів GMK є результатом конструкторських розробок останніх років і мають підвищений до 25...29 МПа номінальний тиск, виконання з вмонтованими агрегатами, корпуси з чавуну та виконання з фланцями та вихідними валами за міжнародними стандартами. За максимальним і піковим тиском насоси наближаються до найкращих по цьому показнику зразків шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням, зокрема фірми «Eckerle» (ФРН).

Таблиця 1 – Номенклатура і технічні характеристики шестеренних насосів і гідромоторів «Гідросила» та насосів із внутрішнім зачепленням фірми «Eckerle» (ФРН)

Серія гідромашин	V_p , см ³ / кількість значень V_p	Тиск p , МПа			$n_{\text{макс}}$, хв ⁻¹	Маса, кг
		$p_{1\text{ном}}$	$p_{2\text{макс}}$	$p_{3\text{пік}}$		
НШ...А3	32-100/4	16	21	25	2400-3000	6,4-16,5
НШ250-А3	250	20	25	28	1920	–
ГМШ...3	32; 50	16	21	–	5000	–
НШ...М3	6-100/8	16	21	25	2400-4200	–
НШ...М4	20-50/5	20	25	28	3000-3600	4-4,5
НШ...М-3 plus	6-14/4	16	21	25	3600-4200	1,4-1,7
GP1K	1-10/13	14-25	16-27	18-30	3200-3400	0,8-1,3
GP2K	4,5-28/16	15-25	17-28	19-30	2500-4000	2,1-3,4
GP2,5K	16-45/13	17-25	19-28	21-30	2500-3000	4,8=6,2
GP3K	20-90/14	15-25	17-27	18-30	2200-3000	7-10
GP4K	63-200/14	14-22	16-24	18-26	2400-3000	10-28
GM2K	6,3-24,8/13	17-25	19-28	–	2900-3400	2,4-3,6
GM3K	20-71/12	17-25	19-27	–	2500-3000	6,9...8,8
GP2,5T	16-45/14	17-25	19-28	21-30	2500-3000	10-11
GP3T	34-100/6	18-28	20-30	22-31	1800-2800	12,9-16,3
GP4T	63-150/7	18-29	21-32	22-33	2500-2700	23,5-27,3
EIPN2	5,4...25/9	33	35	40	3600-4200	4,9...6,5
EIPN3	20...50/5	33	35	–	1800-3000	13,4...18
EIPS2	5,4...25/9	32	35	–	1800-3000	4,9...6,5

Примітки: НШ...А – насоси серії Antey; НШ...М – насоси серії Master; ГМШ і GM...К – гідромотори; EIPN – насоси фірми «Eckerle» (ФРН); V_p – робочий об'єм (діапазон значень в серії); кільк. V_p – кількість типорозмірів; $p_{1\text{ном}}$, $p_{2\text{макс}}$ і $p_{3\text{пік}}$ – тиск (номінальний, максимальний і піковий); $n_{\text{макс}}$ – максимальна частота обертання.

В табл. 2 приведена номенклатура та технічні характеристики шестеренних насосів «Гідросила» як результат систематизації каталогів ранніх випусків [1].

Насоси шестеренні серії «Master» (в кодї замовлення позначається буквою «М») виробляються для ОГП на номінальний тиск 16 МПа (група 3) і 20 МПа (група 4). Конструкція розроблена з урахуванням багаторічного досвіду фахівців заводу і світових компаній. Корпусні деталі насоса виконані зі спеціального алюмінієвого сплаву. Насоси виконання «МЧ» виробляються для важко навантажених ОГП з номінальним тиском до 20 МПа. Корпус насоса виконаний з високоміцного чавуну, що забезпечує високу надійність і довговічність насоса. Типорозмірний ряд насосів складається з робочих об'ємів від 6 см³ до 100 см³. На базі шестеренного насоса «Master» з робочим об'ємом 32 см³ випускається насос НШ32МП-0 з вмонтованими регулятором витрати і запобіжним клапаном для використання в ОГП рульових

систем автомобілів, тракторів, будівельно-дорожніх та сільгоспмашин. При номінальній частоті обертання 1500 хв^{-1} витрата (подача) насоса підтримується в діапазоні 13,5...33 л/хв при тиску 8 МПа. Запобіжний клапан настраюється на тиск 9...11 МПа. Максимальна частота обертання насоса в 2500 хв^{-1} дає можливість його застосовувати в ОГП мобільних машин.

Таблиця 2 – Номенклатура і технічні характеристики шестеренних насосів ВАТ «Гідросила» за каталогами ранніх випусків [1]

Група / виконання	$V_p, \text{ см}^3/$ кільк. V_p	Варіант конструкції	Тиск, МПа	$n_{\text{макс}}, \text{ хв}^{-1}$	Маса, кг
2 / 3	(4...16) /8	НШ...Г - 3	16/21/25	4200...3000	2,5...3,2
2 / 4	(6...16) /8	НШ...Д - 4	20/25/28	4000...3000	2,5...3,2
2 / 4	20 /1	НШ20Д - 4	16/20/25	3000	3,45
2,5 / 4	(16...40) /8	НШ...Д - 4	20/25/28	3600...3000	-
3 / 4	(20...50) /5	НШ...М - 4	20/25/28	3600...3000	4...4,5
3 / 4	63 /1	НШ63М - 3	16/21/25	3000	4,5
3 / 3	(32; 50) /2	НШ...А - 3	16/21/25	3000	6,4; 7,1
3 / 2	32 /1	НШ32У - 2	14/17,5	3000	5,1
3 / 3	32 /1	НШ32У - 3	16/21	3000	5,1
3 / 3	50 /1	НШ50УФ - 3	16/21	3000	5,5
4 / 3	(71; 100) /2	НШ...А - 3	16/21/25	2400	16,5; 16,5
/ 4	(63...125) /7	НШ...Г - 3	20/25/28	2400	-
4 / 3	(140...180) /3	НШ...Г - 3	16/21/23	1920	-
/ 4	(250) /1	НШ160А - 4	20/20/28	1920	-
/ 3	(250; 400) /2	НШ...А - 3	16/16/25	1920	43,6
6 / 4	(6...16) /8	НШ...D - 4	20/25	1920	2,5...3,2
6 / 3	19 /1	НШ19D6-3	16/21	1920	3,45

Примітки: 1. Значення тиску номінальне, максимальне короточасне і максимальне пікове, відповідно; 2. $n_{\text{макс}}$ – частота обертання максимальна; 3. Насоси з індексом «D» мають установлювальні розміри за стандартом DIN

Секційне виконання насосів Master проводиться в номенклатурі двопотокових і трипотокових виконань. Двопотокові насоси мають два види комбінацій з базовими передніми типорозмірами НШ32М-3 і НШ50М-3, а в якості другого насоса можлива установка насоса з робочим об'ємом 6 см^3 , 10 см^3 , 14 см^3 або 16 см^3 . Передні базові насоси можуть поєднуватися з вибірково з задніми насосами в цьому ж діапазоні робочих об'ємів. Трисекційне виконання насосів має два типи комбінацій по робочому об'єму: $63 \text{ см}^3 \times 63 \text{ см}^3 \times 32 \text{ см}^3$ і $71 \text{ см}^3 \times 71 \text{ см}^3 \times 50 \text{ см}^3$.

Насоси шестеренні серії «Арте» (модернізована версія насосів НШ конструктивного виконання «А») добре зарекомендували себе в роботі в ОГП машин, експлуатованих на будівництві, землерийних роботах, в тому числі у важких кліматичних умовах і в умовах великої запиленості. Зведення до мінімуму гідравлічних навантажень на корпусні деталі, забезпечення комфортних умов роботи підшипників ковзання, а також розміщення їх у монолітному блоці, дає можливість насосам витримувати великі гідравлічні навантаження і мати високі експлуатаційні показники. Типорозмірний ряд насосів складається з робочих об'ємів від 32 см^3 до 250 см^3 (у каталогах ранніх випусків був насос з робочим об'ємом 400 см^3). Двосекційне виконання насосів Арте має два типи комбінацій по робочому об'єму: $71 \text{ см}^3 \times 50 \text{ см}^3$ і $100 \text{ см}^3 \times 50 \text{ см}^3$.

Насоси шестеренні серії «К» широко застосовуються в ОГП мобільних машин і відповідають світовим стандартам. На всіх етапах проектування і виробництва продукції «Гідросила» використовує передові світові тенденції постійного підвищення технічних характеристик, застосування тільки якісних матеріалів і комплектуючих виробів світових виробників. Система управління якістю на підприємстві сертифікована на відповідність міжнародному стандарту ISO 9001:2008. Насоси мають високі значення коефіцієнта подачі (не менше 0,94) і гідромеханічного ККД (не менше 0,88), низький рівень шуму і надійно працюють в ОГП мобільних машин. Габаритно-приєднувальні розміри насосів серії «К» відповідають міжнародним стандартам SAE, DIN і EUROPEAN. Насоси виробляються в типорозмірних групах GP1K, GP2K, GP2,5K, GP3K і GP4K з робочими об'ємами від 1 см³ до 200 см³. Максимальний тривалий (номінальний) тиск до 25 МПа. Монтажні фланці і задні кришки виготовлені з алюмінієвого сплаву або чавуну. Їх виконання насосів з регуляторами витрати, запобіжними і пріоритетним клапанами в задній кришці. Їх виконання насосів з підшипниковим вузлом для компенсації радіальних і осьових навантажень. Насоси виготовляються з наскрізним корпусом з високоміцного алюмінієвого прокату. Завдяки використанню суцільнолитих втулок з високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву і металофторопластових підшипників насоси серії «К» мають високі експлуатаційні характеристики та характеристики міцності. Ущільнення втулок манжетами зі спеціальним зносостійким захисним елементом дозволяє знизити внутрішні витрати РР і домогтися високого коефіцієнта подачі. На рис. 1 наведені окремі деталі насоса серії GPK.

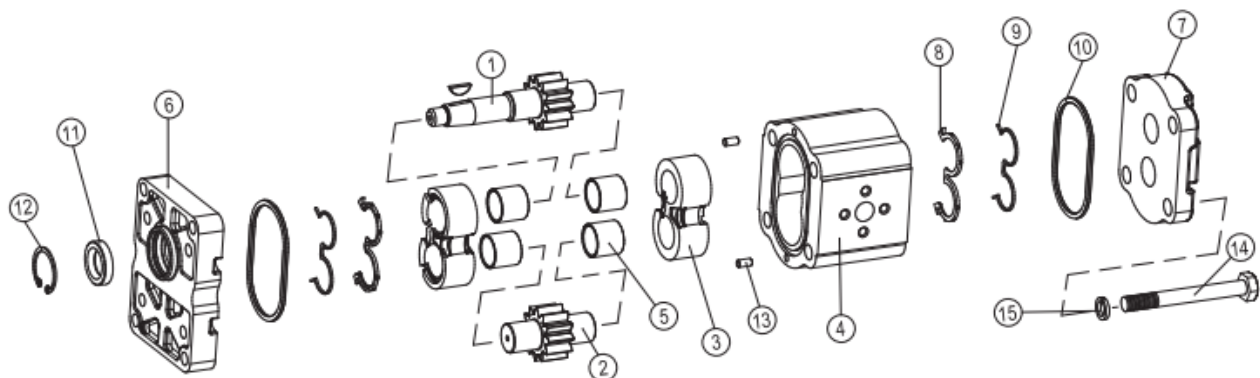


Рис. 1 – Деталі шестеренного насоса серії GPK:

1 – шестерня ведуча; 2 – шестерня ведена; 3 – корпус підшипника; 4 – корпус; 5 – металофторопластовий підшипник; 6 – монтажний фланець; 7 – кришка задня; 8 – манжета торцевого ущільнення; 9 – пластина захисна; 10 – кільце ущільнювача; 11 – манжета ущільнення валу; 12 – кільце стопорне; 13 – штифт; 14 – болт; 15 – шайба

Тиск на вході насоса максимальний 0,05...0,25 МПа. Екстремальні значення коефіцієнта кінематичної в'язкості РР в діапазоні 15...1000 мм²/с (сСт), рекомендований діапазон 17...65 мм²/с (сСт). Температура РР при експлуатації: «мінус» 20 °С...170 °С при ущільненнях з матеріалу NBR, «мінус» 20 °С...170 °С при ущільненнях з матеріалу FPM (VITON). Як РР рекомендуються гідравлічні оливи. При експлуатації на тисках до 20 МПа клас чистоти РР повинен бути не грубіше 19/16 згідно ISO 4406 або 9 згідно NAS 1638, при тиску понад 20 МПа – 18/15, що відповідно ISO 4406 або 10 згідно NAS 1638, що вимагає установки фільтроелементів 25 мкм і 15 мкм, відповідно.

Насоси серії К (рис. 2) виробляються у наступних основних виконаннях: а – базове правого або лівого обертання; б – із запобіжним клапаном КП, лінія зливу з якого спрямована на всмоктування насоса Н (модель VR); в – із запобіжним клапаном КП, лінія зливу з якого

спрямована в бак Б (модель VR1); г – з регулятором витрати РВ і запобіжним клапаном КП (модель VQR).

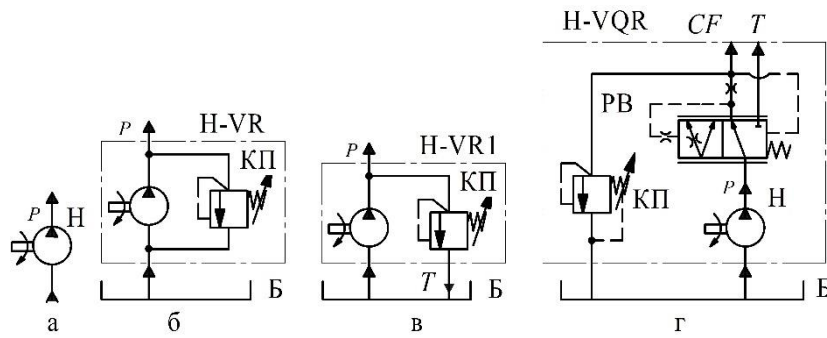


Рис. 2 – Шестеренні насоси серії К (основні виконання)

Гідравлічні схеми насосів серії К в комбінації з пріоритетним клапаном і запобіжним клапаном для забезпечення функціонування декількох гідродвигунів і енергозбереження представлені на рис. 3, причому лінія *CF* є пріоритетною (наприклад, для ОГП рульового управління колісного трактора), а лінія *EF* служить для забезпечення гідравлічною потужністю інших споживачів (наприклад, технологічного обладнання трактора).

Таким чином, є виконання:

а – базове виконання з пріоритетним клапаном ПК (модель VP);

б – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з лінією всмоктування насоса Н (модель VPR);

в – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з баком Б (модель VPRT);

г – з пріоритетним клапаном ПК і запобіжним клапаном КП на лінії непріоритетного потоку *EF*, а лінія зливу *T* з клапана повідомлена з баком Б (модель VPRET);

д – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії LS, розміщеної за дроселем ДР регулювання витрати в ОГП (модель VPLS, динамічне LS управління);

є – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії LS через окремий дросель ДР (модель VPLD, статичне LS управління);

ж – з пріоритетним клапаном ПК, управління якого здійснюється від лінії LS через окремий дросель ДР і запобіжним клапаном КП на пріоритетному потоці (модель VPLRS);

з – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «д» і запобіжним клапаном ПК в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана КП повідомлена з всмоктуванням насоса Н (модель VPLRD);

і – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «є» і запобіжним клапаном КП в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана КП повідомлена з баком Б (модель VPLRST);

к – з пріоритетним клапаном згідно зі схемою «з» і запобіжним клапаном КП в лінії пріоритетного потоку *CF*, а лінія зливу *T* з клапана КП повідомлена з баком Б (модель VPLRDT).

На рис. 4 представлені гідравлічні принципіві схеми шестеренних тандем-насосів (секційних або двопотокових) Н1 і Н2, які розрізняються загальною лінією всмоктування (а), двома окремими лініями всмоктування при роботі від загального гідробака (б) і окремими лініями всмоктування для індивідуальних баків (в).

Секційні насоси (комбінації або тандеми) серії «К» ви-пускаються в різних поєднаннях груп насосів: 1+1; 2+2; 2,5+1; 2,5+2; 2,5+2,5; 3+2; 3+3 і 4+2,5.

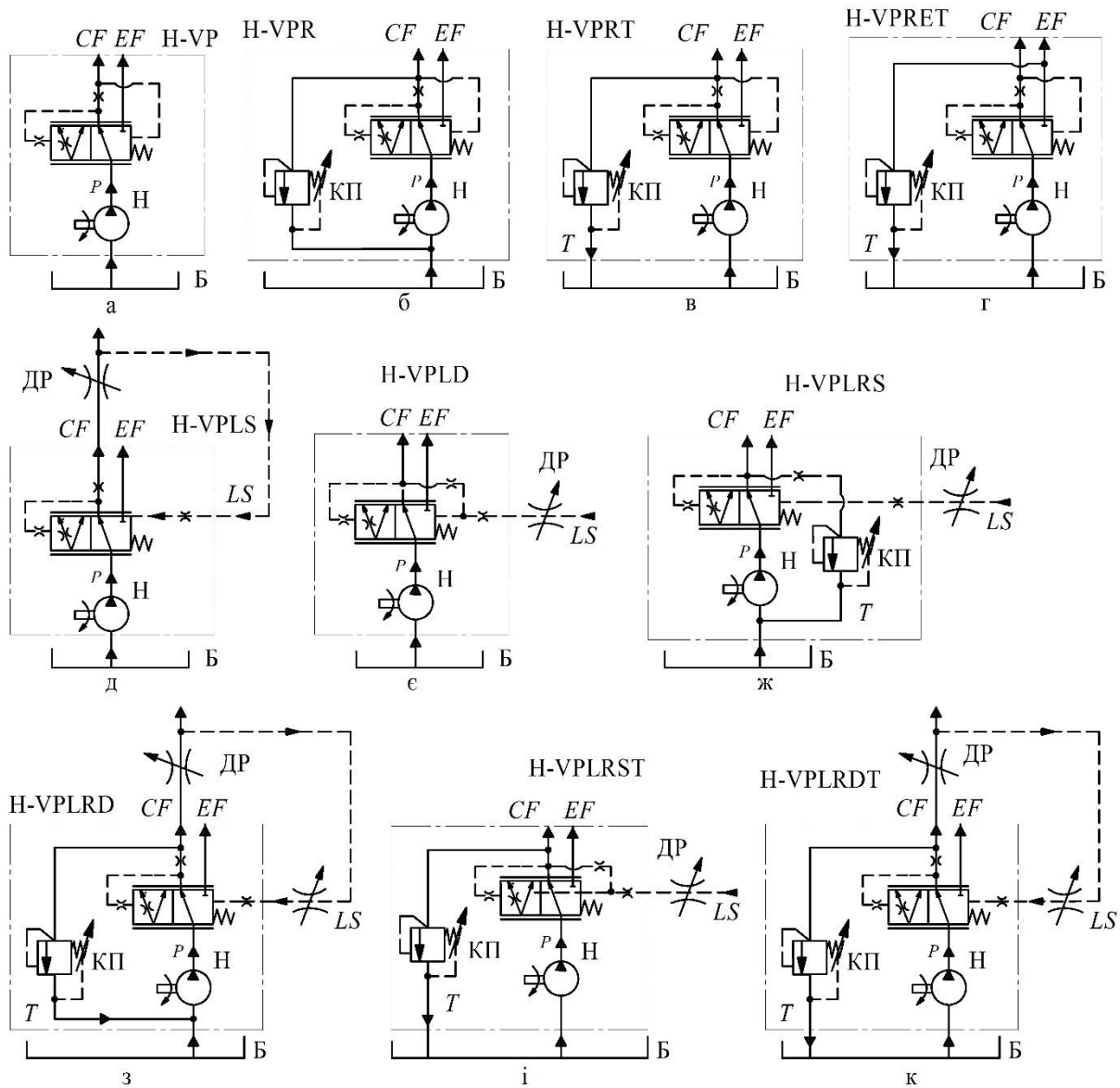


Рис. 3 – Гідравлічні принципові схеми насосів серії К з пріоритетним та запобіжним клапанами

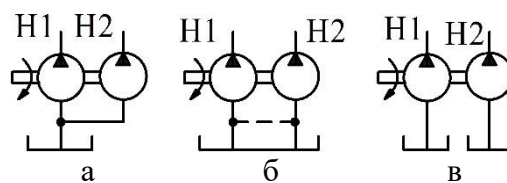


Рис. 4 – Шестеренні тандем-насоси «Гідросила»

Гідромотори серії «К» мають робочі об’єми від 6,3 до 71 см³ (типорозмірні групи 2 і 3) з реверсивним та нереверсивним обертанням вихідного валу. Номінальний тиск досягає 17...25 МПа, максимальний тиск 19...28 МПа, максимальна частота обертання до 2400..3400 хв⁻¹. Гідромеханічний ККД гідромоторів складає 0,85, а об’ємний 0,94. Гідромотори широко застосовуються в ОГП обертання вентиляторів, косарок, пневматичних сіялок та ін.

Шестеренні гідромотори серії К (рис. 5) мають наступні гідравлічні схеми застосування: а – нереверсивне виконання у напрямку обертання вихідного валу; б – реверсивне виконання; гідромотори з вбудованими запобіжним КП клапаном і зливом РР в лінію Т всмоктування насоса (в – модель VR) і безпосередньо в гидробак по лінії Т1 (г – модель VR1); із запобіжним

клапаном КП з пропорційним електричним управлінням і зворотним клапаном КО (д – модель VE). Застосування зворотного клапана КО дозволяє в ряді випадків уникнути кавітації, коли гідромотор обертається по інерції при відключеному підводі РР. При цьому РР всмоктується через зворотний клапан КО з лінії зливу T в лінію нагнітання p .

Шестеренні насоси та гідромотори серії «К» мають конструктивне виконання з посиленням підшипником вихідного валу, що дозволяє навантажувати останній радіальним навантаженням при передачі крутного моменту. Залежно від значень радіального навантаження, точки його застосування і частоти обертання валу гідромашини, довговічність підшипникового вузла може варіюватися від 300 годин до 10000 годин.

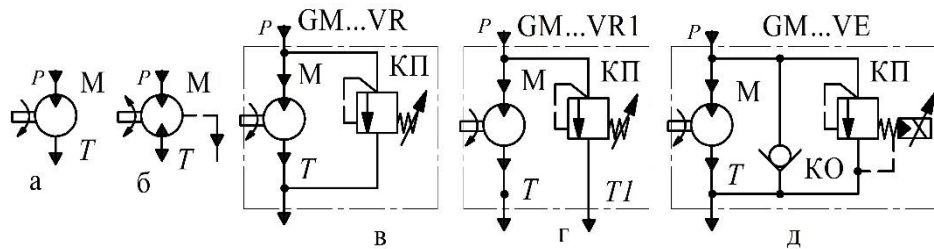


Рис. 5 – Шестеренні гідромотори серії К «Гідросила»

Насоси шестеренні типорозмірної групи 2,5 виготовляються з наскрізним корпусом з високоміцного алюмінієвого прокату (рис. 6). Монтажний фланець і кришка задня виконані з сірого чавуну. Суцільнолиті втулки виготовляються методом лиття під тиском з високоміцного алюмінієвого антифрикційного сплаву. Втулки ущільнюються манжетами з захисним елементом, що забезпечують надійний підтиск до торців шестерень і знижує внутрішні витоки РР і дозволяє домогтися високих робочих характеристик насоса. Відмінною особливістю цих насосів є наявність в монтажному фланці роликів радіально-наполегливих підшипників, які сприймають осьові і радіальні навантаження і допускають установку на провідний вал шківів або приводних шестерень, в т.ч. косозубих.

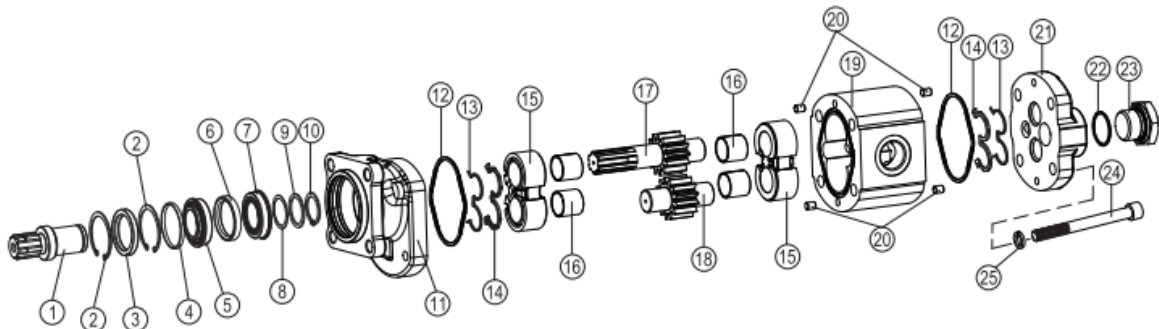


Рис. 6 – Шестеренний насос групи 2,5 «Гідросила»:

1 – вал; 2 і 10 кільця стопорні; 3 – манжета ущільнення валу; 4 – кільце; 5 і 7 – підшипники кочення; 6, 8 і 25 – шайби; 9 – шайба наполеглива; 11 – монтажний фланець; 12 і 22 – кільця ущільнювальні; 13 – пластина захисна; 14 – манжета торцевого ущільнення; 15 – корпус підшипника; 16 – підшипник ковзання; 17 – шестерня ведуча; 18 – шестерня ведена; 19 – корпус; 20 – штифт; 21 – кришка задня; 23 – заглушка; 24 – болт

Корпусні деталі шестеренних насосів типорозмірних груп 3 і 4 (рис. 7) виконані з високоміцного чавуну ВЧ450, до торців провідної і відомої шестерень примикають латунні компенсатори, на тильній торцевій поверхні яких виконані компенсаційні камери, ущільнені манжетами з захисними пластинами, цапфи шестерень спираються на металофторопластові підшипники ковзання, встановлені в розточеннях корпусних деталей. Відмінною особливістю цих насосів є наявність в монтажному фланці роликів радіально-наполегливих підшипників,

які сприймають осьові і радіальні навантаження і допускають установку на провідний вал шківів або приводних шестерень, в т.ч. косозубих.

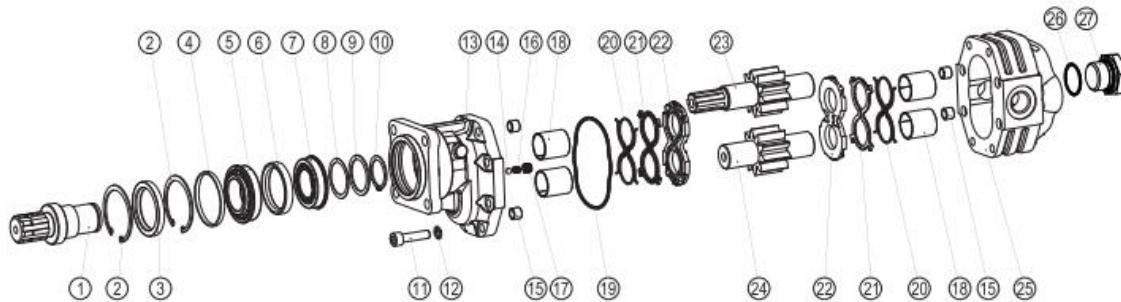


Рис. 7 – Шестеренний насос груп 3 і 4 «Гідросила»:

1 – вал; 2 і 10 – кільця стопорні; 3 – манжета ущільнювальна валу; 4 – кільце; 5 і 7 – підшипники кочення; 8 і 12 – шайби; 9 – шайба напологлива; 11 і 17 – гвинти; 13 – монтажний фланець; 14 – шарик; 15 – штифт; 16 – пружина; 18 – підшипник ковзання; 19 і 26 – кільця ущільнювальні; 20 – пластина захисна; 21 – манжета торцевого ущільнення; 22 – компенсатор; 23 – шестерня ведуча; 24 – шестерня ведена; 25 – корпус; 27 – заглушка

Секційні виконання насосів передбачають поєднання переднього і заднього насосів груп 3 (3 + 3) і переднього групи 4 з заднім групи 3 (4 + 3).

Рекомендовані умови експлуатації шестеренних гідромашин «Гідросила». Тиск на вході насоса максимальний 0,05 ... 0,25 МПа.

Екстремальні значення коефіцієнта кінематичної в'язкості $\rho\rho$ 15... 1000 мм²/с (сСт), рекомендований діапазон 17...65 мм²/с (сСт).

Температура $\rho\rho$ при експлуатації: «мінус» 40 °С...+100 °С при ущільненнях з матеріалу NBR, «мінус» 20 °С...+170 °С при ущільненнях з матеріалу FPM (VITON). Як $\rho\rho$ рекомендуються гідравлічні оливи за стандартом DIN51525;

При експлуатації на тисках до 20 МПа клас чистоти $\rho\rho$ повинен бути не грубіше 19/16 згідно ISO 4406 або 9 згідно NAS 1638, при тиску понад 20 МПа – 18/15 відповідно до ISO 4406 або 10 згідно NAS 1638, що вимагає установки фільтроелементів 25 мкм і 15 мкм, відповідно.

На рис. 8 наведені характеристики зміни тиску від часу для шестеренних гідромашин «Гідросила»: $p_{1ном}$ – номінальний тиск, що не має обмеження по продовжності функціонування в ОГП об'єкта (номінальний тиск обмежений тільки за загальним часом напруцювання і може застосовуватися до ресурсу насоса згідно його технічними умовам);

$p_{2макс}$ – максимальний тиск, тривалість дії якого обмежена для насосів 30 с і для гідромоторів 100 мс; $p_{3пік}$ – піковий тиск, тривалість якого для насосів обмежена 120 мс (для гідромоторів «Гідросила» такий параметр не вказаний).

Таким чином, значення тиску, що перевищує номінальний, істотно обмежено за часом (тривалості дії), що вимагає від розробника ОГП ретельного контролю за його функціонуванням на етапі експериментального відпрацювання і внесення коректив в конструкцію. Зниження підвищених тисків реалізують шляхом збільшення часу перемикання гідророзподільника, установки «вторинних» запобіжних клапанів між гідророзподільником і гідроциліндром (гідромотором), збільшенням діаметра поршня гідроциліндра або робочого об'єму гідромотора.

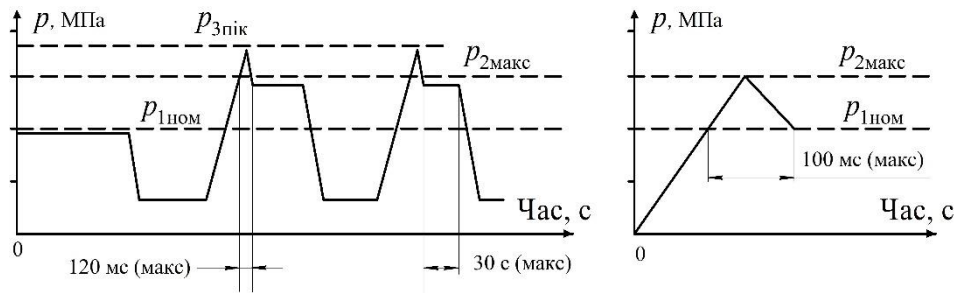


Рис. 8 – Діаграма тисків для насосів (а) і гідромоторів (б), яка використовується підприємством «Гідросила»

Аналіз результатів дослідження.

Розглянемо для порівняння шестеренні насоси закордонного виробництва [1-7; 13].

Шестеренні насоси фірми CASAPPA (Італія) серії PL в алюмінієвому корпусі призначені для роботи на максимальному тиску до 26 МПа, піковому до 30 МПа і частоті до 4000 хв⁻¹. У складі серії 36 моделей з робочим об'ємом від 1 до 91 см³ насоси можуть комплектуватися антикавітаційними, запобіжними і пріоритетними клапанами, у тому числі з системою енергозбереження LS, електрогідравлічними гідророзподільниками для розвантаження від тиску при пуску, клапанами запобіжними і реверсивними гідророзподільниками з пропорційним електромагнітним управлінням.

Шестеренні насоси в алюмінієвому корпусі серії Wishper (WSP...) відрізняються зниженим рівнем пульсацій і шуму – до 75 дБа. Робочий об'єм насосів – від 1,1 до 97 см³ (36 моделей), максимальний тиск 26 МПа, піковий 30 МПа, максимальна частота обертання до 4000 хв⁻¹. Насоси можуть комплектуватися додатковими гідроприроями за аналогією з серією LP. Серія насосів PolarisPH з чавунним корпусом відрізняється підвищеною міцністю і зниженим рівнем шуму. У серію входять 7 моделей насосів з робочим об'ємом від 19 до 33 см³ на максимальний тиск до 25 МПа і піковий до 30 МПа. Максимальна частота обертання до 3500 хв⁻¹. Насоси мають високий рівень агрегування додатковими гідроприроями за аналогією з серіями PL і WSP.

Шестеренні насоси із зовнішнім зачепленням серії KAPA мають чавунний корпус, робочий об'єм 17 моделей – від 5 до 74 см³, номінальний тиск 29 МПа (без обмеження за часом), максимальний 30 МПа тривалістю до 20 с і піковий 33 МПа тривалістю до 8 с. Максимальна частота обертання досягає 4000 хв⁻¹, мінімальна 300...350 хв⁻¹. Насоси можуть комплектуватися пріоритетними клапанами, у тому числі для системи енергозбереження LS. Чавунний корпус насоса забезпечує жорсткість конструкції і більш високу надійність в порівнянні з алюмінієвим. ККД насосів KAPPA CASAPPA досягає 0,88 при коефіцієнті витрати 0,98 і гідромеханічному ККД, що дорівнює 0,9, причому за коефіцієнтом витрати насоси знаходяться на рівні аксіальнопоршневих, істотно поступаючись гідромеханічному (0,95...0,97).

Фірмою CASAPPA випускаються також дві серії насосів: KP20 з робочим об'ємом 5,33 см³ і KP30 з робочим об'ємом 26,74 см³ у кількості типорозмірів 9 і 8, відповідно. На базі цих серій випускаються двопотокові (double) і трипотокові (triple) насоси з різними поєднаннями робочих об'ємів.

Монтажні приєднання насосів виконані за стандартами SAEISO, приєднувальні отвори нагнітання і всмоктування PP можуть мати різьби або фланці; абсолютний тиск на всмоктуванні 0,07...0,3 МПа, рекомендована в'язкість PP 12...100 сСт, температура PP при експлуатації від «мінус» 25 °С до +80 °С і до 110 °С і 125 °С при використанні ущільнень з матеріалу Viton фторированого каучуку. Тонкість фільтрації PP має бути не більше 25 мкм при тиску до 14 МПа і 10 мкм при тиску більше 14 МПа. Основною PP для насосів є мінеральні олії, допускається експлуатація на негорючих PP у тому числі, водовмісних, проте з

обмеженнями за тиском 5...15 МПа і частотою обертання в 1500 хв⁻¹. На рис. 9 наведено залежності зміни максимального тиску, частоти обертання і температури РР від вживаного в експлуатації сорту: мінеральні оливи (на нафтовій основі) за стандартами ISO/DIN; безводні синтетичні РР – HFD; емульсії води (до 40 %) в мінеральній оливі – HFB; водні розчини полімерів (звичайно менше 80 % води) – HFC; емульсії оливи (5...15%) у воді – HFA. Для кожного сорту РР вказані відповідні матеріали ущільнень або їх комбінації з металевими деталями насосів: N або Buna N (Nitrile Butadiene Rubber) – каучук бутадієн-нітрилу, який є стандартним матеріалом для гумових кілець ущільнювачів круглого перерізу і який за своїми характеристиками відповідає групам гуми 1; 2; 3 за ГОСТ 18829; V або Viton – фторований каучук; N і Bz – з гуми нітрилу і дисків ущільнювачів з бронзи; V і Bz (з Viton і дисків ущільнювачів з бронзи).

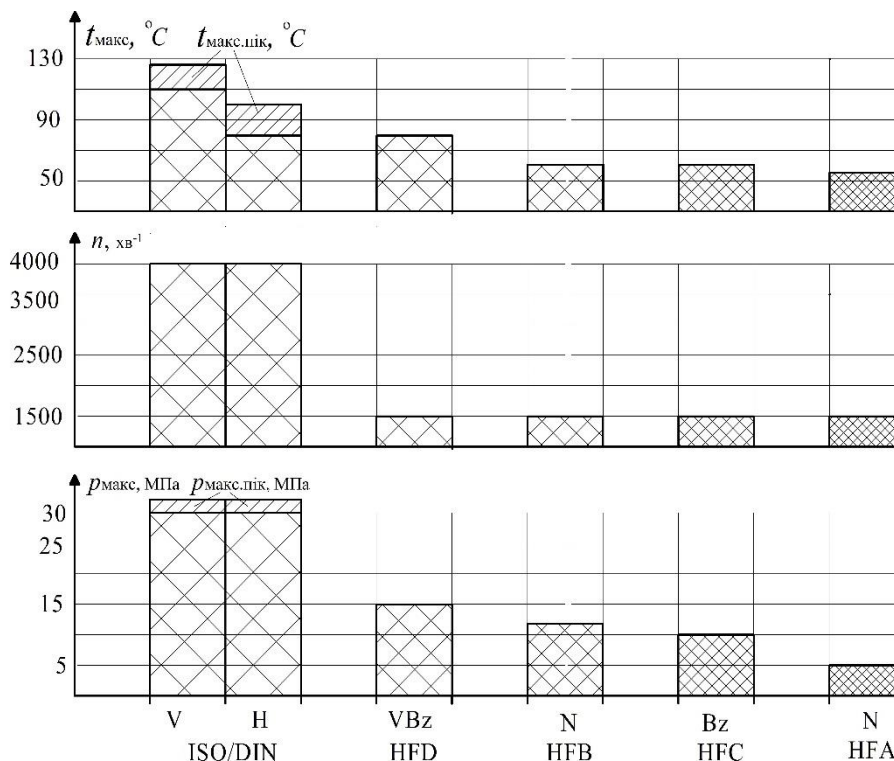


Рис. 9 – Обмеження за тиском, частотою обертання і температурою при експлуатації шестеренних насосів CASAPPA на різних сортах РР

Серія насосів з чавунним корпусом KAPPA COMPACT включає 33 моделі з робочим об'ємом від 19 до 151 см³ на максимальний тиск до 28 МПа і піковий до 33 МПа. Максимальна частота обертання до 3500 хв⁻¹. Насоси можуть агрегатуватися антикавітаційними та запобіжними (протиударними) клапанами, клапанами пріоритету, у тому числі з системою енергозбереження LS, гідророзподільником для розвантаження насоса від тиску при пуску.

Загальний вигляд шестеренного насоса з внутрішнім зчепленням серії IGP Diplomatic Hydraulics (Італія) наведено на рис. 10 [3;14]. До складу серії входять п'ять груп насосів з робочим об'ємом від 3,6 до 252 см³ (22 моделі) на номінальний тиск до 33 МПа і масимальний до 35 МПа. Максимальна частота обертання – від 1800 до 3600 хв⁻¹ залежно від значення робочого об'єму. Маса насосів – від 4 до 59 кг. Витрата насосів при частоті обертання в 1500 хв⁻¹ становить від 5,4 до 378 л/хв. Мінімальна частота обертання насосів 400 хв⁻¹.

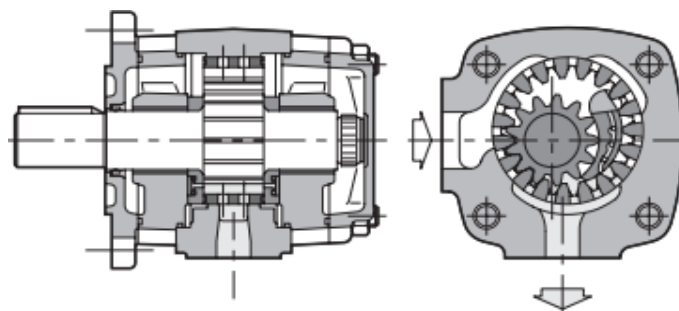


Рис. 10 – Шестеренний насос з внутрішнім зачепленням моделі IGP фірми Duplomatic Hydraulics

Насоси рекомендуються експлуатувати на оптимальній в'язкості РР в діапазоні 25...100 сСт і при екстремальних значеннях 10 і 2000 сСт. Температура РР – від «минус» 10 °С до +80 °С. Міра очищення РР, що допускається в експлуатації, 25 мкм, для підвищення довговічності насосів рекомендується установа фільтроелементів, що затримують частки розміром більше 10 мкм. Залежності зміни коефіцієнта витрати і ККД насосів з робочим об'ємом 13 (013) і 32 (032) см³ від тиску нагнітання наведено на рис. 11. Коефіцієнт витрати насосів при частоті обертання 1500 хв⁻¹, в'язкістю РР в 46 сСт і тиску 25 МПа складає 0,93...0,98, а повний ККД – 0,87...0,93. Насоси відрізняються виключно низьким рівнем шуму – при частоті обертання 1500 хв⁻¹ і тиску 25 МПа рівень шуму складає 57...78 дБа, підвищуючись зі збільшенням робочого об'єму.

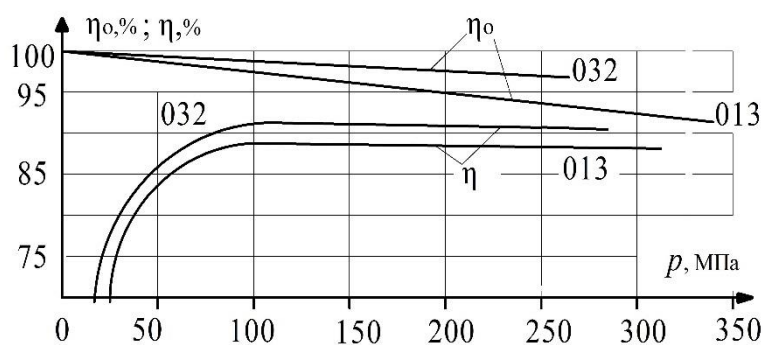


Рис. 11 – Зміна коефіцієнта витрати η_0 і загального ККД η від тиску шестеренних насосів з внутрішнім зачепленням серії IGP Duplomatic

Висновки.

Технічний рівень з точки зору досягнутого тиску та конструктивних агрегованих виконань шестеренних гідромашин «Гідросила» відповідає сучасному світовому рівню, а типорозмір з робочим об'ємом 250 см³ є унікальним зразком.

Поява в номенклатурі насосів в чавунному корпусі сприяє підвищенню надійності їх роботи. К недолікам виробництва шестеренних гідромашин «Гідросила» є відсутність виконань з внутрішнім зчепленням.

Список літератури

1. Аврунін Г.А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов. – Підручник, ХНАДУ, 2016. – 438 с.
2. <https://motorimpex.ua/catalog/gidravlicheskie-nasosy>
3. Об'ємні гідроприводи для машин технічного обслуговування аеродромів та літаків: монографія / Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, І. Г. Пімонов, О. О. Резніков, В. О. Шевченко, О. В. Щербак. – Харків: ХНАДУ, 2022. – 305 с.
4. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com.
5. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006. – 108 p.

6. CONTINUUM Series Helical rotor pumps for high pressure and no noise application. The new generation of gear pums for NO PULSATION & NO NOISE. SETTIMA MECCANICA SRL www.settima.it. – 60 p.
7. Hydraulic pumps, motors & Filters. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com. DOC 05 RR. – 05/02/2014. – 36 p.
8. Hydrosila. Gear Pumps series T. – HS-GPT-03/ 112019. – 43 с.
9. Hydrosila. Gear pumps and motors series K. – HS-GPK-06/112019. – 135 с.
10. Hydrosila. Gear pumps series Master, Antey. – HS-GPMA-05/112019/ – 39 с.
11. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Duplomatic Hydraulics. – Duplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. – 20 p.
12. KAPPA. Hydraulic gear pumps and motors two piece cast iron housing. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006, 108 p.
13. Гідро-та пневмосистеми в автотракторобудуванні: навчальний посібник / В. Б. Самородов, Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, А. І. Бондаренко, Є. С. Пелипенко: за ред. В. Б. Самородова.; НТУ «ХПІ», Харків : ФОП Панов А. М., 2020, 524 с.

References (transliterated)

1. Avrunin H.A. Hidravlichne obladnannia budivelnnykh ta dorozhnykh mashyn / H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, V. B. Samorodov. – Pidruchnyk, KhNADU, 2016. – 438 s.
2. <https://motorimpex.ua/catalog/gidravlicheskie-nasosy>
3. Obiemni hidropyvody dlia mashyn tekhnichnoho obsluhovuvannia aerodromiv ta litakiv: monohrafiia / H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, I. H. Pimonov, O. O. Reznikov, V. O. Shevchenko, O. V. Shcherbak. – Kharkiv: KhNADU, 2022. – 305 s.
4. CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com.
5. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006. – 108 p.
6. CONTINUUM Series Helical rotor pumps for high pressure and no noise application. The new generation of gear pums for NO PULSATION & NO NOISE. SETTIMA MECCANICA SRL www.settima.it. – 60 p.
7. Hydraulic rumps, motors & Filters CASAPPA S.p.A. Fluid Power Design www.casappa.com. DOC 05 RR. – 05/02/2014. – 36 s.
8. Hydrosila. Gear Pumps series T. – HS-GPT-03/ 112019. – 43 с.
9. Hydrosila. Gear pumps and motors series K. – HS-GPK-06/112019. – 135 с.
10. Hydrosila. Gear pumps series Master, Antey. – HS-GPMA-05/112019/ – 39 s.
11. IGP INTERNAL GEAR PUMPS Series 10. Duplomatic Hydraulics. – Duplomatic Oleodinamica SpA – 12 100/298 ED. – 20 p.
12. KAPPA. Hydraulic gear pumps and motors two piece cast iron housing. CASAPPA Fluid Power Desine K 03 T A, Replaces: K 02 T A, Edition: 03/03.2006, 108 p.
13. Hidro-ta pnevosystemy v avtotraktorobuduvanni: navchalnyi posibnyk / V. B. Samorodov, H. A. Avrunin, H. Kyrychenko, A. I. Bondarenko, Ye. S. Pelypenko: za red. V. B. Samorodova.; NTU «KhPI», Kharkiv : FOP Panov A. M., 2020, 524 s.

Надійшла (received) 15.05.2023 р

Відомості про авторів / About the Authors

Аврунін Григорій Аврамович (Avrunin Grygoriy) – кандидат технічних наук, Харківський національний автомобільно-дорожній університет, доцент кафедри «Будівельних і дорожніх машин», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0191-3149>; e-mail: griavrunin@ukr.net.

Мороз Ірина Іванівна (Moroz Irina), Харківський національний автомобільно-дорожній університет, старший викладач кафедри вищої математики, м. Харків, Україна; ORCID 0000-0001-5950-2089; e-mail: irinamoroz1@ukr.net.

М.А. ПОДРИГАЛО, Р.О. КАЙДАЛОВ, М.М. АЛЬОКСА, В.І. ОМЕЛЬЧЕНКО

АНАЛІЗ ПОКАЗНИКІВ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ БАГАТОВІСНИХ АВТОМОБІЛІВ ТА БАГАТОЛАНКОВИХ АВТОПОЇЗДІВ

В статті показана необхідність підвищення енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та автопоїздів шляхом вдосконалення методів проектування за рахунок застосування нових показників та критеріїв. Визначено взаємозв'язок між показником енергетичної ефективності та параметрами аеродинамічного опору автомобіля; проведення оцінки впливу причіпних ланок на енергетичну ефективність автопоїзда. Доведено вплив аеродинамічних параметрів на показник енергетичної ефективності автомобіля. Доведено, що зі зростанням максимальної швидкості автомобіля показник енергетичної ефективності росте при $n > 1$ та падає при $n < 1$. При $n = 1$ максимальна швидкість автомобіля не впливає на показник енергетичної ефективності. Також визначено вплив причіпних ланок на енергетичну ефективність автомобільного поїзда. Зі збільшенням числа причіпних ланок відбувається збільшення маси вантажа, що перевозиться та зменшення ККД колісного рушія автопоїзда.

Ключові слова: енергетична ефективність, багатовісний автомобіль, багатоланковий автопоїзд, аеродинамічність, колісний рушій, коефіцієнт корисної дії.

M. PODRYHALO, R. KAIDALOV, M. ALOKSA, V. OMELCHENKO

ANALYSIS OF ENERGY EFFICIENCY INDICATORS OF MULTY-AXLE AUTOMOBILES AND MULTY-LINK ROAD TRAINS

The article shows the need to increase the energy efficiency of multi-axle automobiles and road trains by improving design methods through the use of new indicators and criteria. The relationship between the energy efficiency indicator and the aerodynamic resistance parameters of the automobile was determined; carrying out an assessment of the impact of towing links on the energy efficiency of the road train. The influence of aerodynamic parameters on the automobile's energy efficiency indicator has been proven. It is proven that with the increase in the maximum speed of the car, the energy efficiency index increases when $n > 1$ and decreases when $n < 1$. When $n = 1$, the maximum speed of the automobile does not affect the energy efficiency indicator. The influence of towing links on the energy efficiency of the automobile train is also determined. With an increase in the number of towing links, there is an increase in the weight of the transported cargo and a decrease in the efficiency of the wheel drive of the road train.

Key words: energy efficiency, multi-axle automobile, multi-link road train, aerodynamics, wheel drive, efficiency.

Вступ. Ефективність будь-якого автомобіля визначається його тягово-швидкісними якостями та паливною економічністю. Енергетична ефективність автомобіля визначається ступенем його аеродинамічності, який є предметом основної уваги при проектуванні форми його кузова.

Сила аеродинамічного опору та частина потужності двигуна, що витрачається на її подолання, залежить від коефіцієнта лобового опору та площі лобового перерізу (міделя) автомобіля. Довжина кузова автомобіля в цьому випадку в розрахунок не враховується, це дозволяє підвищити продуктивність та знизити собівартість перевезень за рахунок застосування довгобазних та багатовісних автомобілів, а також автомобільних поїздів.

В цій статті проведений аналіз різноманіття критеріїв енергетичної ефективності автомобілів та показана перевага багатовісних автомобілів та автопоїздів.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. В якості показника тягових якостей автомобіля використовується [1] питома потужність автомобіля, яка представляє собою співвідношення максимальної ефективності потужності двигуна $N_{e\max}$ до маси автомобіля m_a :

$$N_{\text{пит}} = \frac{N_{e\max}}{m_a} \quad (1)$$

Вказаний показник залежить від виду та класа транспортних засобів, а також від умов експлуатації. Знаходиться в межах $N_{\text{пит}} = 15 - 50$ кВт (за даними М.О.Бухаріна, В.С. Прозорова, М.М. Щукіна).

В роботі [1] запропонований показник – співвідношення спорядженої маси транспортного засобу до потужності двигуна. Чим менше відношення маси до потужності, тим більше величина прискорення (при розгоні автомобіля).

Важливим показником, що визначають тягові властивості автомобіля, є питома сила тяги (динамічний фактор) ДІ питома потужність $N_{\text{пит}}$. Як вважає професор, Бухарін М.О., автомобіль з високою питомою тягою при достатньому зчепленні коліс з дорогою буде успішно долати складні ділянки шляху. Однак, якщо питома потужність мала, не може бути досягнута необхідна швидкість руху. Висока питома швидкість автомобіля забезпечує значні прискорення при розгоні та високу швидкість руху як одиничного автомобіля, так і автопоїзда на дорогах з високим коефіцієнтом сумарного дорожнього опору.

Менше значення питомої потужності відповідає мікролітражним автомобілям з помірними максимальними швидкостями. У легкових автомобілів високих класів виробництва США та гоночних автомобілів питома потужність $N_{\text{пит}}$ досягає величин 150–200 кВт/т та більше.

Як видно з наведених даних, величина $N_{\text{пит}}$ залежить від виду, класу транспортного засобу, а також від умов експлуатації та тому не дає конкретної інформації про тягово-швидкісні якостях автомобіля.

В роботі [2] введено поняття коефіцієнта використання граничної потужності двигуна, встановленого на автомобілі, до граничної потужності, яку можна реалізувати на автомобілі, що розглядається:

$$H = N_{e_{\text{max}}} / N_{\text{гран}} \quad (2)$$

Гранична потужність, яку можна реалізувати на автомобілі, що розглядається може бути визначена як [2]:

$$N_{\text{гран}} = \frac{x \cdot (1 - S_x + K_{\text{зч1}} \varphi)}{\eta_{\text{тр}} (1 - S_x)^2} \sqrt{\frac{K_{\text{зч1}} \cdot \varphi \cdot m_a^3 \cdot g^3}{k_v \cdot F}} \quad (3)$$

де S_x – повздовжнє відносне буксування ведучих коліс; $K_{\text{зч1}}$ – коефіцієнт використання зчпної ваги автомобіля обумовлений наявністю неведучих коліс; для повнопривідного автомобіля $K_{\text{зч1}}=1,0$; $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії; F – площа лобового перерізу (міделя) автомобіля; k_v – коефіцієнт аеродинамічного опору; φ – коефіцієнт зчеплення коліс з дорогою.

Коефіцієнт використання граничної потужності [2]:

$$H = \frac{N_{e_{\text{max}}} \cdot \eta_{\text{тр}} (1 - S_x)^2}{x(1 - S_x) + \varphi} \sqrt{\frac{k_v \cdot F}{\varphi \cdot m_a^3 \cdot g^3}} \quad (4)$$

В таблиці 1 представлені результати розрахунку параметра H , виконаного в роботі [2] для ряду моделей легкових автомобілів. Аналіз значень H , наведений в таблиці, показав, що вони змінюються у відносно широких межах.

Таблиця 1 – Визначення параметра H для ряду моделей легкових автомобілів [2]

Модель автомобіля	Повна маса, кг	Максимальна потужність двигуна, кВт	Параметр $k_v \cdot F$, $H \cdot c^2 / m^2$	$\eta_{\text{тр}}$	$N_{\text{гран}}$, кВт	H
ЗА3-968	1080	32	0,491	0,88	827,5	0,039
ВА3-2101	1345	44	0,443	0,90	1185	0,037
М-408	1330	36,75	0,436	0,90	1173,7	0,031
М-412	1340	55	0,436	0,90	1187,5	0,046
ГАЗ-21	1875	55	0,409	0,92	1985	0,028
ГАЗ-24	1825	72	0,445	0,92	1828,7	0,039
ГАЗ-13	2625	143	0,581	0,92	2760	0,052
ЗІЛ-111Г	3130	147	0,604	0,92	3525	0,042
ЗІЛ-114	3610	220	1,047	0,92	3315	0,066
ВА3-2112	1050	66,7	0,419	0,90	1133,7	0,059
HondaS200	1535	177	0,519	0,90	1686	0,105
VolvoV70Г	2100	132	0,504	0,90	2352,5	0,056

В роботах [3,4] запропонований показник енергетичної ефективності автомобіля:

$$E_w = \frac{m_{\text{повн}} \cdot V_{\text{max}}^2}{2N_{\text{emax}}} \quad (5)$$

де $m_{\text{повн}}$ – повна маса автомобіля; V_{max} – максимальна швидкість автомобіля;

Показник E_w дозволяє в комплексі оцінювати вплив параметрів $m_{\text{повн}}$, V_{max} та N_{emax} на енергетичну ефективність автомобіля. Він показує яка частина кінетичної енергії поступального руху автомобіля при повній масі та максимальній швидкості випадає на одиницю ефективної потужності двигуна. В таблиці 2 наведені отримані в роботі [2] значення E_w для легкових автомобілів різноманітних класів, випущених в різні роки. Аналогічні результати, отримані в роботі [4] представлені в таблиці 3. Аналіз вказаних результатів розрахунків показує, що показники енергетичної ефективності 9-ти розглянутих моделей знаходиться в межах від $16,287 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}}$ до $29,383 \frac{\text{кДж}}{\text{кВт}}$.

Слід відмітити, що сучасні автомобілі провідних зарубіжних фірм мають найбільш високі показники енергетичної ефективності ($E_w=22\text{--}29 \text{ кДж/кВт}$). Наведені для порівняння в таблиці 2 показники питомої потужності $N_{\text{пит}}$ для розглянутих моделей автомобілів змінюються в більш широких межах ($N_{\text{пит}} = 27,63\text{--}115,37 \frac{\text{кВт}}{\text{т}}$). Таким чином запропонований в роботах [3,4] показник енергетичної ефективності більш точно зв'язує між собою повну масу m , максимальну швидкість руху V_{max} та максимальну енергетичну потужність двигуна N_{emax} .

Однак у відомих дослідженнях при оцінці енергетичної ефективності не враховано вплив аеродинамічних показників автомобілів, що особливо важливо знати при проектуванні та експлуатації багатовісних автомобілів та автопоїздів.

Таблиця 2 – Вплив рівня енергетичної навантаженості 6-ти моделей легкових автомобілів [3]

№ п.п	Модель автомобіля	Рік випуску	Максимальна швидкість, м/с	Максимальна потужність двигуна, кВт	Повна маса, кг	Максимальна кінетична енергія автомобіля ($(W_{\text{кін}})_{\text{max}}$, кДж)	$\eta_{\text{тр}}$	E_w , кДж/кВт	$N_{\text{пит}}$, кВт/т
1	М-408	1964	33,33	36,75	1330	738,89	0,90	20,00	27,63
2	ВАЗ-2112	2004	47,22	66,7	1500	1672,30	0,92	25,00	44,77
3	ГАЗ-24	1968	40,28	72	1825	1480,51	0,92	20,41	39,45
4	ЗІЛ-114	1967	52,77	220	3610	5026,33	0,90	22,73	60,94
5	Honda S2000	1999	66,67	177	1535	3411,45	0,90	19,23	115,37
6	Volvo VT0T5	2004	58,33	132	2100	3572,51	0,90	27,03	62,86

Таблиця 3 – Показники енергетичної ефективності E_w 9-ти випробуваних моделей легкових автомобілів [4]

№ з/п	Модель автомобіля	$N'_{e\max}$, кВт	$V'_{a\max}$, км/год	m_n , кг	$W_{\text{кін}}$, кДж	E'_w , кДж/кВт
1	Daewoo Lanos	63,000	172	1595	1814,864	28,807
2	Toyota Corolla E 110	80,882	195	1625	2376,562	29,383
3	BA3-2110	69,118	185	1525	2007,4279	29,043
4	BA3-2115	58,823	165	1450	1518,3173	25,812
5	BA3-2121	53,700	132	1550	1038,738	19,343
6	ZA3-1103	43,000	147	1190	989,027	23,000
7	BA3-2111	66,176	175	1530	1802,163	27,233
8	BA3-2170	72,059	183	1578	2032,525	28,206
9	BA3-2107	71,000	145	1430	1156,375	16,287

Мета та постановка задачі дослідження.

Метою цієї роботи є підвищення енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та автопоїздів шляхом вдосконалення методів проектування за рахунок застосування нових показників та критеріїв.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання визначення взаємозв'язку між показником енергетичної ефективності та параметрами аеродинамічного опору автомобіля; проведення оцінки впливу причіпних ланок на енергетичну ефективність автопоїзда

Основний матеріал та результати дослідження.

Максимальна швидкість руху автомобіля V_{\max} залежить від максимальної ефективної потужності двигуна $N_{e\max}$ та сили аеродинамічного опору. Якщо прийняти, що втрати на опір коченню ведучих коліс є внутрішніми втратами потужності в механізмі ходової частини [5], а ККД колісного рушія є компонентом миттєвого ККД трансмісії, то з рівності:

$$N_{e\max} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{мит}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мит}} = P_w \cdot V_{\max} \quad (6)$$

де $\eta_{\text{тр}}^{\text{мит}}$ – миттєвий ККД трансмісії автомобіля; $\eta_{\text{руш}}^{\text{мит}}$ – миттєвий ККД колісного рушія; V_{\max} – сила аеродинамічного опору.

В роботі [6] запропонована нова формула для розрахунку сили аеродинамічного опору руху автомобіля:

$$P_w = \frac{A_w}{2} S \cdot F \cdot V_a^{2-n} \quad (7)$$

де A_w – коефіцієнт, чисельно рівний коефіцієнту аеродинамічного опору C_x при швидкості автомобіля $V_a = 1$ м/с; n – показник ступеня в залежності $C_x(V_a)$ [4, 6],

$$C_x = \frac{A_w}{V_a^n}; \quad (8)$$

S – щільність повітря.

В роботі [4] визначено, що величина A_w може знаходитися в межах від $1,8 \left(\frac{M}{c}\right)^n$ до $11,41 \left(\frac{M}{c}\right)^n$ в залежності від виду, класу та форми кузова автомобіля. Показник ступеня n може змінюватися від величини 0,8 до величини 1,3 також в залежності від виду, класу та форми кузова автомобіля.

Максимальна сила аеродинамічного опору виникає при максимальній швидкості. У цьому випадку:

$$P_{w\max} = \frac{A_w}{2} S \cdot F \cdot V_{\max}^{2-n}; \quad (9)$$

Після підстановки (9) в (6) знаходимо максимальну швидкість автомобіля:

$$V_{\max} = \sqrt[3-n]{\frac{2 \cdot N_{e\max} \cdot \eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}}}{A_w \cdot S \cdot F}} \quad (10)$$

Формула (10) справедлива при відсутності обмеження частоти обертання колінчастого валу і відповідних значеннях передатного числа трансмісії.

Коефіцієнт корисної дії колісного рушія [7] визначається наступної залежністю:

$$\eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}} = \left[1 - \frac{M_{\kappa 2}}{C_{\text{круг}}} \left(1 - \frac{R_{z2} \cdot f \cdot R_d}{M_{\kappa 2}} \right) \right] \times \left[n_2 \left(1 - \frac{R_{z2} \cdot f \cdot R_d}{M_{\kappa 2}} \right) \right] - \quad (11)$$

$$- n_1 \frac{R_{z1} \cdot f \cdot R_d \cdot \omega_{\kappa 2}}{\eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}} N_e} \left(1 + \frac{1}{1 + \frac{C_{\text{круг}}}{f \cdot R_{z1} \cdot R_d}} \right)$$

де $M_{\kappa 2}$; $\omega_{\kappa 2}$ – сумарний крутний момент та кутова швидкість автомобіля; R_{z2} – сумарна нормальна реакція дороги на ведучі колеса однієї осі; R_{z1} – сумарна нормальна реакція дороги на ведені колеса однієї осі; f – коефіцієнт опору коченню; R_d – динамічний радіус коліс; $C_{\text{круг}}$ – сумарна кругова жорсткість однієї пари коліс;

n_1 ; n_2 – сумарна кількість осей з веденими та ведучими колесами, відповідно.

Рівняння (5) з урахуванням співвідношень (6) та (9) прийме вигляд:

$$E_w = \frac{m_{\text{п}}}{A_w \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}} \cdot V_{\max}^{n-1} \quad (12)$$

Аналіз отриманого рівняння (12) показує, що збільшення параметрів A_w та F призводить до зменшення показника енергетичної ефективності автомобіля. Збільшення повної маси $m_{\text{п}}$, ККД трансмісії $\eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}}$ та колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}}$ веде до підвищення енергетичної ефективності автомобіля. Цікавий вплив швидкості автомобіля. При аеродинамічному параметрі $n > 1$ зі зростанням максимальної швидкості автомобіля V_{\max} відбувається підвищення показника E_w , а при $n < 1$, навпаки – зниження. При $n = 1$ максимальна швидкість автомобіля V_{\max} не впливає на t .

Потрібно відмітити, що габаритна довжина автомобіля не враховується у виразах (9), (12). Це означає, що збільшуючи довжину автомобіля, можна збільшити кількість вантажу, що перевозиться (його масу $m_{\text{ван}}$). Станеться тільки зниження ККД колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}}$ за рахунок збільшення сили опору коченню коліс. В роботі [8] показано, що на аеродинамічний опір руху автомобіля може впливати не тільки маса вантажу, що перевозиться, але і його розташування. Таким чином, вираз (12) дозволяє отримати однакові значення E_w , для автомобілів з однаковими параметрами A_w , n , F , $\eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}}$, V_{\max} , $N_{e\max}$, але маючи різну повздовжню базу L . Однак слід не забувати, що збільшуючи базу L автомобіля та підвищуючи показник E_w , ми знижуємо показники маневреності, що залежать від L .

Якщо використовувати багатовісний автомобіль, то при тих же параметрах $N_{e\max}$, A_w , n , F , $\eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}}$ ККД колісного рушія $\eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}}$ буде менше та показник E_w , буде нижче, чим у двовісного автомобіля.

Для автомобільного поїзда вираз (12) прийме вигляд:

$$E_{\text{вп}} = \frac{m_{\text{п}} + \sum_{i=1}^{\kappa} m_{\text{прі}}}{Q \cdot A_w \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{MIT}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{MIT}} \cdot V_{\max}^{n-1} \quad (13)$$

де κ – число причіпних ланок; $m_{\text{прі}}$ – маса i -ої причіпної ланки; Q – коефіцієнт збільшення лобового аеродинамічного опору автомобіля по відношенню до одиночного автомобіля.

В роботі Закіна Я. Х. показано, що приріст коефіцієнта лобового аеродинамічного опору C_x від кожного причепа складає від 31,5 до 23%. Для практичних розрахунків зазначений автор рекомендує використовувати значення 25-26% тобто $Q=1,25-1,26$.

Робота Фаробіна Я.Є., Овчарова В.О. Кравцовой В.О. [12] відрізняється тим, що наявність причепа, незалежно бортового чи фургона, коефіцієнт опору повітря k_v збільшується приблизно на 30%. У сідельного автопоїзда коефіцієнт опору повітря k_v приблизно на 10% вище, чим в одиничного автомобіля. Таким чином, коефіцієнт Q можна представити у вигляді:

$$Q = 1,25k, \quad (14)$$

та вираз (13) прийме вигляд:

$$E_{\text{вп}} = \frac{m_{\text{п}} + \sum_{i=1} m_{\text{при}}}{1,25k \cdot A_w \cdot S \cdot F} \eta_{\text{тр}}^{\text{мнт}} \cdot \eta_{\text{руш}}^{\text{мнт}} \cdot V_{\text{max}}^{n-1} \quad (15)$$

Отриманий вираз (15) дозволяє провести оцінку енергетичної ефективності автомобільного поїзда.

Висновки.

В результаті проведеного дослідження визначено вплив аеродинамічних параметрів на показник енергетичної ефективності автомобіля. Визначено, що зі зростанням максимальної швидкості автомобіля показник енергетичної ефективності росте при $n > 1$ та падає при $n < 1$. При $n = 1$ максимальна швидкість автомобіля не впливає на показник енергетичної ефективності.

Визначено вплив причіпних ланок на енергетичну ефективність автомобільного поїзда. Зі збільшенням числа причіпних ланок відбувається збільшення маси вантажа, що перевозиться та зменшення ККД колісного рушія автопоїзда.

Список літератури:

1. BOSCH.4th Edition. Automotive Handbook. Germany,1996. 8p.
2. Динамика автомобиля / М. А. Подригало, В. П. Волков, А. А. Бобошко и др. – Харьков: Из- во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
3. Підвищення енергоефективності автомобілів при маневруванні зниженням непродуктивних витрат енергії: автореф. дис.на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец: 05.22.20 / Мазін О. С. – Харків, 2020. – 20 с.
4. Тарасов Ю.В. Наукові основи забезпечення технічного рівня автотранспортних засобів при проектуванні та модернізації : автореф. дис. на здобуття наук. ступення докт. техн. наук: спец. 05.22.02 – автомобілі та трактори / Ю.В. Тарасов. – Харків, 2021. – 40 с.
5. Aziz Abdulgaziz and Mikhail Podrigalo. A new approach to assessment of vehicle traction dynamics / A. Abdulgaziz, M. Podrigalo // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering.– 2020. 7 pp.DOI:101088/1757 – 899x/971/5/052100.
6. Метод рациональных ускорений и его приложения в динамике мобильных машин / Н.П. Артемов, А.Т. Лебедев, М. А. Подригало и др. – Харьков: Изд-во «Міськдрук», 2012. – 220 с.
7. Подригало М. А., Кайдалов Р.О, Омельченко В.І. Оцінка коефіцієнта корисної дії колісного рушія автомобіля // Автомобіль і електроніка. Сучасні технології. Електронне наукове спеціалізоване видання. – Вип. 21: Харків, 2022. – с.31-39. DOI:10.30977/АТ/2019 – 8342.2022.21.08.
8. Гашук П. Н. Энергетическая эффективность автомобиля / П. Н. Гашук. – Львов: СВІТ, 1992. – 208 с.
9. Закиян Я. Х. Прикладная теория движения автопоезда / Я. Х. Закиян. – М. : Транспорт, 1967. – 255 с.
10. Фаробин Я. Е. Теория движения специализированного подвижного состава. Учебное пособие / Я. Е. Фаробин, В. А. Овчаров, В. А. Кравцова. – Воронеж: Изд-во Воронежского университета, 1981. – 160 с.

References (transliterated):

1. BOSCH.4th Edition. Automotive Handbook. Germany,1996. 891p.
2. Dynamika avtomobilia / M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, A.A. Boboshko i dr. – Kharkov: Iz-vo KHNADU, 2008. – 424 s.
3. Pidvyshchennia energoefektyvnosti avtomobiliv pry manevruvanni znyzhenniam neproduktyvnyh vytrat energii: avrotef.dys.na zdobuttia nauk. Stupennia kand.tech. nauk: spets: 05.22.20 / Mazin O.S. – Kharkiv, 2020. 20 s.
4. Tarasov Yu.V. Naukovi osnovy zabespechennia tehnicnogoho rivni avtotransportnyh zasobiv pry proektuvanni ta modernizatsii: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. Stupennia dokt. tehn. nauk: spets. 05.22.02 – avtomobili ta traktory/ YU. V. Tarasov. – Kharkiv, 2021. – 40c.

5. Aziz Abdulgaziz and Mikhail Podrigalo. A new approach to assessment of vehicle traction dynamics / A. Abdulgaziz, M. Podrigalo // IOP Conference Series : Materials Science and Engineering.– 2020. 7 pp.DOI:101088/1757 – 899x/971/5/052100.
6. Metod ratsyonalnyh uskorenii i ego prilozheniya v dinamike mobilnyh mashyn / N.P. Artemov, A.T. Lebedev, M. A Podrigalo i dr. – Kharkov: Iz-vo «Miskdruk», 2012. – 220 s.
7. Podrygalo M.A., Kaidalov R.O., Omelchenko V.I. Otsinka koefitsienta korysnoi dii kolisnogo rushiya avtomobilia // Avtomobil i elektronika. Suchasni tehnologii. Elektronne naukovе spetsializovane vydannia. – Vyp.21: Kharkiv, 2022. – s.31-39. . DOI:10.30977/AT/2019 – 8342.2022.21.08.
8. Hashchuk P. N. Energeticheskaia effektivnost avtomobilya / P. N. Hashchuk. – Lvov: SVIT, 1992. – 208 s.
9. Zakiyan Ya. Kh. Prikladnaia teoriya dvizheniya avtopoezda / Ya. Kh. Zakyian. – M. : Transport, 1967. – 255 s
10. Farobin Ya. E. Teoriya dvizheniya spetsyalizirovannogo podvyzhnogo sostava. Uchednoe posobie / Ya. E. Farobin, V. A. Ovcharov, V. A. Kravtsova. – Voronezh: Izd-vo Voronezhskogo universiteta, 1981. – 160 s.

Надійшла (received) 24.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Подригало Михайло Абович (Podryhalo Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технології машинобудування та ремонту машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1624-5219>; e-mail: pmikhab@gmail.com

Кайдалов Руслан Олегович (Kaidalov Ruslan) – доктор технічних наук, професор, заступник начальника Національної академії Національної гвардії з наукової роботи, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-5131-6246>; e-mail: kaidalov.76@ukr.net

Альокса Микола Миколайович (Aloksa Mykola) – кандидат технічних наук, доцент, професор кафедри автомобілів Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0568-4419>; e-mail: avtomob@khadi.kharkov.ua

Омельченко Василь Іванович (Omelchenko Vasyf) – начальник відділу міжнародних зв'язків, інформації та комунікації Національної академії Національної гвардії України, аспірант Харківського національного автомобільно-дорожнього університету, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6713-7026>; e-mail: omel85@ukr.net

С.О. ЛУЗАН, В.А. БАНТКОВСЬКИЙ

ПІДВИЩЕННЯ АНТИФРИКЦІЙНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ ПОВЕРХОНЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ШЛЯХОМ ПЛАЗМОВОГО НАПИЛЕННЯ ПОКРИТТЯ ПОРОШКОМ ПГ-19М-01 ЗАМІСТЬ ЛИТОЇ БРОНЗОВОЇ ВТУЛКИ

В роботі запропоновано та досліджено антифрикційні властивості плазмонапиленого покриття порошком на основі міді ПГ-19М-01, пропонуваного замість литої бронзової втулки, виготовленої з бронзи 05Ц5С5, що застосовується в сполученні вал-шестерня приводу насосів роздавальної коробки тягача Т-155. Рентгенофазовий аналіз плазмових покриттів з порошку ПГ-19М-01 показав, що основною фазою в покриттях є твердий розчин алюмінію в міді. Мікрорентгеноспектральним аналізом встановлено, що склад покриття неоднорідний за товщиною. Результати проведеного дослідження та натурних випробувань показали, що плазмове покриття порошком на основі міді марки ПГ-19М-01 має більш високі триботехнічні характеристики порівняно з литою бронзою 05Ц5С5.

Ключові слова: плазмове покриття, бронза, трибологічні властивості, зносостійкість, мікроструктура

S. LUZAN, V. BANTKOVSKIY

INCREASING THE ANTI-FRICTION PROPERTIES OF THE SURFACES OF MACHINE PARTS THROUGH PLASMA SPRAYING OF POWDER COATING PG-19M-01 INSTEAD OF CAST BRONZE BUSHING

The anti-friction properties of the plasma-sprayed powder coating based on copper PG-19M-01, proposed instead of the cast bronze sleeve made of 05Ts5S5 bronze, used in the coupling of the drive shaft and gear of the T-155 transfer case pumps, were proposed and investigated in the paper. X-ray phase analysis of plasma coatings from PG-19M-01 powder showed that the main phase in the coatings is a solid solution of aluminum in copper. X-ray microspectral analysis established that the composition of the coating is heterogeneous in thickness. The results of the conducted research and field tests showed that plasma coating with copper-based powder PG-19M-01 has higher tribotechnical characteristics compared to cast bronze 05Ts5S5.

Key words: plasma coating, bronze, tribological properties, wear resistance, microstructure

Вступ.

Для виготовлення підшипників ковзання (втулок), що працюють у парі зі сталевими валами, у різних галузях промисловості застосовується бронза 05Ц5С5. Однак процес виготовлення та встановлення втулок досить трудомісткий і потребує значної витрати бронзи, оскільки товщина втулок зазвичай становить 4-6 мм. У цій статті запропоновано та досліджено можливість застосування замість бронзових втулок, запресованих у шестірню та працюючих у парі зі сталевими валами, плазмового покриття порошком на основі міді ПГ-19М-01 ТУ У 322-19-004-96, нанесеного на вал.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Відомо, що підшипники ковзання були першими антифрикційними вузлами, що використовувалися з давніх часів і відрізнялися простотою конструкції та надійністю в експлуатації. Еволюція підшипників визначалася вдосконаленням їх матеріалів та мастил, що використовуються в підшипниках для зниження тертя.

У сучасній техніці підшипники ковзання використовуються у парових турбінах, відцентрових компресорах, ДВЗ, потужних електродвигунах. Так, підшипник ковзання ДВС є однією з найважливіших деталей двигуна, що забезпечує надійну роботу. Властивості матеріалу підшипника ковзання безпосередньо впливають на продуктивність двигуна. Підшипник ковзання ДВЗ є однією з найважливіших деталей, вимоги до функціональних властивостей яких продовжують підвищуватися, так само як і до самого матеріалу [1, 2]. Перші підшипники ковзання для ДВЗ виготовляли з бабіту – сплаву олова зі свинцем. Як антифрикційні матеріали використовують сплави на мідній основі (бронзи, латуні). Зросло використання алюмінієвих сплавів. Для підвищення стійкості до задирання алюмінієвих

сплавів до їх складу вводять до 30-40% (за масою) олова (алюмінієво-олов'яні сплави) [3, 4].

Потім замість монолітних бабітових вкладок втулок або підшипників стали використовувати багатошарові вкладиші, які являють собою міцну зігнуту сталеву стрічку як тверду підкладку з нанесеної на неї м'якого антифрикційного шару (сплав алюмінію, бронзи та олова або сплав олова та свинцю).

Матеріал підшипника ковзання повинен мати високу несучу здатність та опір втоми. Крім того, сучасні традиційні матеріали на основі міді являють собою смугу зі сплаву міді (Cu) та свинцю (Pb) – наприклад, $\text{CuPb}_{20}\text{Sn}_4$, $\text{CuPb}_{24}\text{Sn}$ і т. д., що широко використовуються при підвищеному навантаженні двигуна. Основну проблему є зміст свинцю в матеріалі. Сучасні тенденції застосування матеріалів для ДВЗ зводяться до посилення екологічних норм та переходу до «зелених» технологій у виробництві, оскільки використання свинцю в двигунах автомобілів, що виробляються серійно, заборонено з 2011 року [5].

Набули застосування спечені антифрикційні матеріали, що дозволили вирішити проблему поліпшення експлуатаційних параметрів машин та механізмів, збільшення швидкостей ковзання та навантажень, розширення терміну служби вузлів тертя, а також скорочення витрат та періодів простою для заміни зношених пар тертя.

Металокерамічні підшипники ковзання застосовують у триботехнічних вузлах, де необхідні низький коефіцієнт тертя (0,005-0,02) та висока зносостійкість [6].

Нині найперспективнішими у сфері виробництва підшипників вважаються керамічні підшипники [7]. Керамічні матеріали в результаті їх строго орієнтованих ковалентних зв'язків і щодо низької концентрації та рухливості дефектів кристалічних ґрат не схильні до схоплювання в процесі притирання. Це вигідно відрізняє їхню відмінність від антифрикційних матеріалів на металевій основі. Термостійкість, жароміцність, корозійна стійкість та низька щільність роблять використання таких матеріалів дуже перспективним у високошвидкісних парах тертя, особливо при підвищених температурах [8-11].

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є дослідження антифрикційних властивостей покриття, напиленого плазмовим способом порошком на основі міді ПГ-19М-01, у порівнянні з литою бронзою 05Ц5С5. Елементом дослідження обрано сполучення вал-шестерня приводу насосів роздавальної коробки тягача Т-155.

Результати досліджень і їх обговорення.

Покриття наносили методом плазмового напилення на установці УПУ-3Д на основу зі сталі 25ХГТ, що пройшла хіміко-термічну обробку (нітроцементацию), що забезпечує твердість 57-65 HRC у поверхневому шарі глибиною 0,8-1,3 мм. Як вихідний матеріал для напилення був використаний порошок марки ПГ-19М-01 ТУ У 322-19-004-96, що виготовляється ВАТ "Торезтвердосплав". Його хімічний склад: Cu – (85,5-87,5) %, Al – (8,5-10,5) %, Fe – до 4%. Як плазмоутворюючий газ застосовувалася суміш аргону (85%) і азоту (15%). Режими нанесення покриття: сила струму – А 400 А, напруга – 45 В, витрата плазмоутворюючого газу – 4 м³/год, витрата порошку – 3 кг/год, дистанція напилення – 120 мм, кут напилення – 90±10 град.

Триботехнічні властивості плазмових покриттів ПГ-19М-01 та бронзи 05Ц5С5 вивчали на машині тертя МІ за схемою диск-колодка в середовищі індустриальної олії марки І-20 при наступних режимах: середня окружна швидкість ковзання $V=0,42$ м/с, питомий тиск на колодку при нормальному У процесі становило $q=8,0$ МПа, площа поверхні тертя $1,81 \cdot 10^{-4}$ м². Диск виготовлявся із сталі 45 HRC52, колодки із бронзи 05Ц5С5 та сталі 45 з плазмовим покриттям порошком ПГ-19М-01.

Зносостійкість оцінювалася втратою ваги зразка в процесі тертя, яка визначалася на лабораторних вагах моделі ВЛР-200 г з точністю до 10^{-4} . Тривалість випробувань вибиралася з таким розрахунком, щоб можна було отримати достовірні та добре відтворювані результати (10^5 циклів або 8,3 години).

Інтенсивність зношування визначалася за виразом:

$$U = \frac{G_1 - G_2}{\gamma \cdot F \cdot t} \quad (1)$$

де G_1 – вага зразка до випробування; G_2 – вага зразка після випробування; γ – щільність; F – площа поверхні тертя зразка; t – час випробування.

Щільність бронзового покриття порошком марки ПГ-19М-01 та бронзи 05Ц5С5 визначалися за ДСТ 25281 методом гідростатичного зважування.

Момент тертя вимірювався на машині тертя типу МІ при середній швидкості ковзання $V = 0,42$ м/с і різних питомих навантажень на колодку ($q_1 = 4,0$ МПа, $q_2 = 6,0$ МПа, $q_3 = 8,0$ МПа, $q_4 = 10,0$ МПа), а коефіцієнт тертя обчислювався за виразом [12]:

$$K_{mp} = \frac{M_{mp}}{q \cdot F \cdot R} \quad (2)$$

де M_{mp} – момент тертя; R – радіус диска; q – питомий тиск на колодку; F – площа поверхні тертя зразка.

Твердість плазмового покриття та литої бронзи визначалися по Брінеллю ДСТ 9012 на приладі для визначення твердості ХП-250 (Німеччина) вдавленням сталеві кульки $\varnothing 5$ мм при навантаженні 250 кгс.

Результати досліджень триботехнічних характеристик показали, що коефіцієнт тертя напиленого плазмовим методом покриття порошком ПГ-19М-01 по загартованій сталі 45 у дослідженому діапазоні слабо залежить від питомого навантаження і дещо збільшується від 0,11 до 0,13. Аналогічно поводить ся коефіцієнт тертя у парі бронза 05Ц5С5 – сталь 45, проте його величина в 1,25-1,3 рази більша (рис. 1).

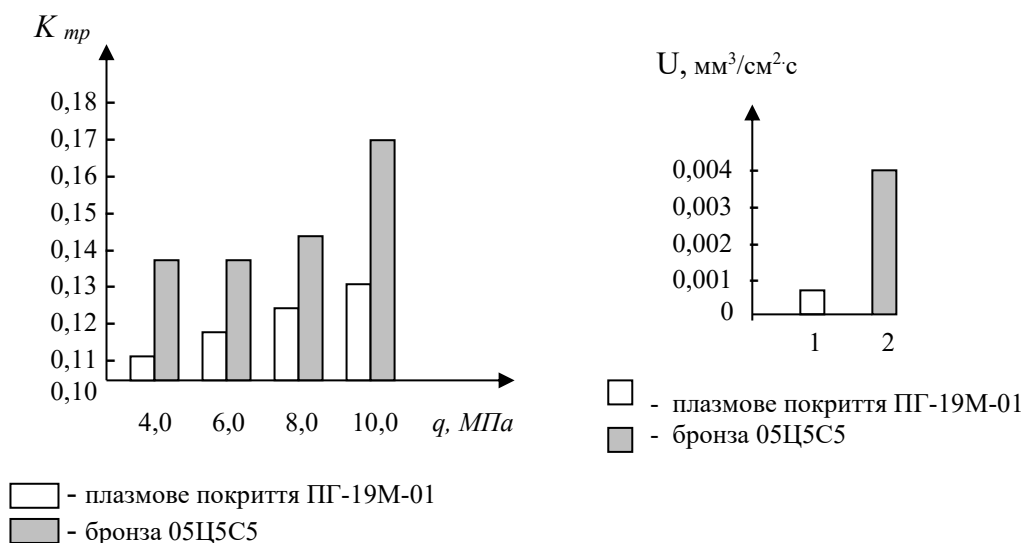


Рис. 1 – Коефіцієнти тертя при нормальному процесі зношування плазмового покриття ПГ-19М-01 та бронзи 05Ц5С5 по сталі 45 HRC52

Рис. 2 – Інтенсивність зношування в процесі нормального тертя в середовищі індустриальної олії марки І-20 пар диск, сталь 45 HRC52: 1 – колодка з покриттям ПГ-19М-01; 2 – колодка із бронзи 05Ц5С5.

Результати порівняльних випробувань зносостійкості бронзи 05Ц5С5 та плазмового покриття порошком на основі міді марки ПГ-19М-01 наведено на рис. 2.

Дослідження твердості показали, що твердість напиленого покриття (НВ 107-110) дещо нижча, ніж у бронзи (НВ 110-114).

З метою визначення працездатності та надійності плазмонапиленого покриття було проведено натурні випробування. Для випробувань напиленого покриття вибрали пару вал-шестерня приводу насосів роздавальної коробки тягоча Т-155. У серійному виконанні в

шестірню запресовується втулка, виготовлена з бронзи 05Ц5С5 товщиною 5 мм, за допомогою якої шестерня сполучається з валом (рис. 3).



Рис. 3 – Серійне виконання сполучення вал-шестерня:
а – втулка; б – втулка, запресована у шестірню; в – вал

У дослідному виконанні замість втулки було виготовлено плазмове напилення зовнішньої поверхні валу завтовшки до 2 мм порошком марки ПГ-19М-01 (рис. 4).

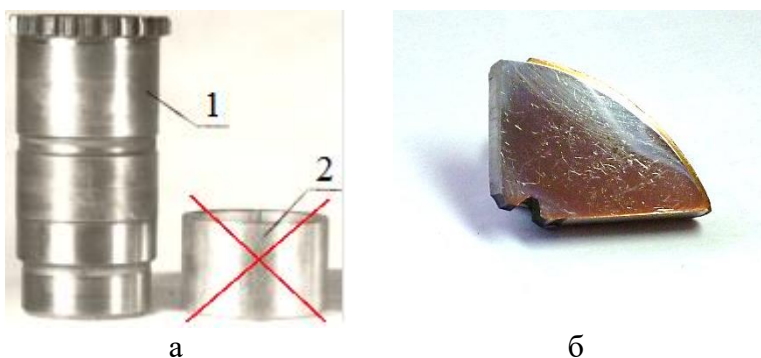


Рис. 4 – Дослідний вал:
а) 1 – плазмове покриття порошком ПГ-19М-01; 2 – серійна втулка;
б) фрагмент валу з плазмовим покриттям порошком ПГ-19М-01

Об'єм випробувань становив 105 км руху в режимі буксирування та 60 запусків двигуна з буксира. Швидкість руху становила 13-15 км/год.

Результати огляду та мікрометражу після випробувань показали, що задирів, піттингів на поверхні шестерні та валу немає. Зношування внутрішньої поверхні шестерні практично відсутнє, напиленої поверхні валу становить 0,02-0,29 мм і вони придатні до подальшої експлуатації.

Для дослідження покриттів застосовували оптичну (мікроскоп МІМ-8), електронну растрову мікроскопію (мікроскоп JSM-840 з системою мікроаналізаторів LINK 860/500), а також рентгенівський мікроаналізатор MAP-3, спосіб рентгеноструктурного фазового аналізу на дифрактометрі ДРОН-2.

Аналіз мікроструктури поверхні покриття показав, що вона вкрай неоднорідна: гладкі безструктурні ділянки чергуються з частинками різної морфології (рис. 5 та 6). Були виявлені численні порожнини та пори на ділянках взаємодії покриття з основою (рис. 6).

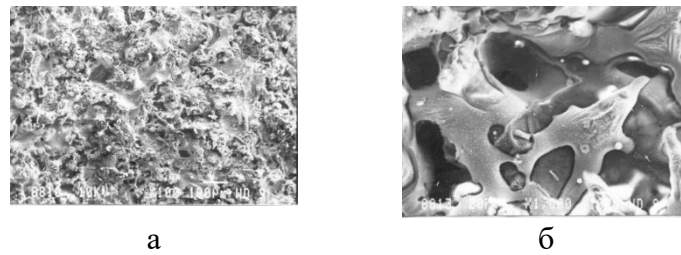


Рис. 5 – Мікроструктура зовнішньої поверхні відокремленого від підкладки покриття:
а – x100; б – x1000

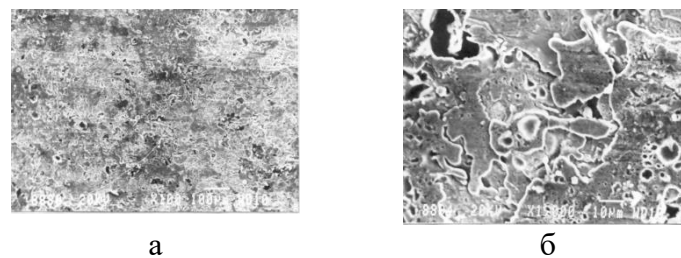


Рис. 6 – Мікроструктура покриття з боку підкладки:
а – x100; б - x1000

Досліджувалися зразки косих шліфів із нітроцементованої сталі 25ХГТ з нанесеним на поверхню покриттям різної товщини із сплаву Cu-Al. Зіставлення мікроструктури досліджених ділянок покриттів товщиною 20 та 30 мкм показало, що вони дещо відрізняються один від одного (рис.7 та 8). Рельєф покриття товщиною 30 мкм грубіший зі слідами оплавлення зерен, що є наслідком більш тривалої дії плазмового струменя.

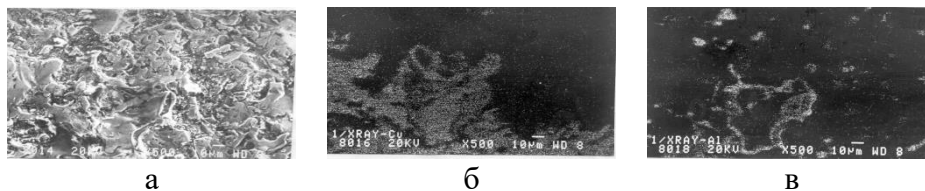


Рис. 7 – Характер розподілу елементів на зовнішній поверхні покриття завтовшки 20 мкм:
а – мікроструктура; б – розподіл Cu; в – розподіл Al

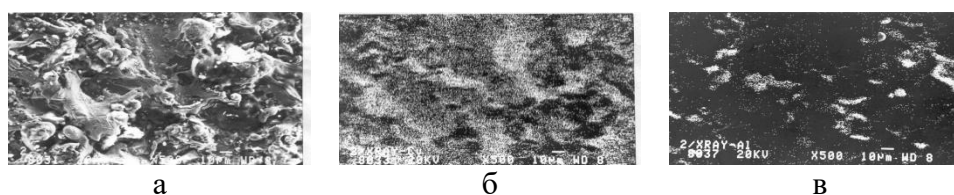


Рис. 8 – Характер розподілу елементів на зовнішній поверхні покриття товщиною 30 мкм:
а – мікроструктура; б – розподіл Cu; в – розподіл Al

Встановлено, що Cu і Al розподілені в обох покриттях нерівномірно (рис. 7 б, рис. 8 б, в). При дослідженні покриттів у характеристичному випромінюванні вищезгаданих елементів виявлено ділянки локально збагачені Cu та Fe.

Триботехнічні властивості плазмових покриттів також вивчали на машині тертя, що дозволяє здійснювати зворотно-поступальний рух напівсферичного індентора плоскою поверхнею зразків. Напівсферичний індентор радіусом 4 мм зі сплаву ВК-8 дозволяв отримати

в зоні тертя контактну напругу 1000 МПа при нормальному навантаженні 9,8 Н сталі 25ХГТ товщиною 20 та 30 мкм. Швидкість ковзання становила 0,018 м/с, шлях тертя – 100 м (5000 циклів) за нормальної температури 20⁰С. Випробування проводили серед мінерального масла МС-20. Ступінь зношування зразків визначали за втратою ваги.

Зношування покриттів на шляху тертя 100 м не перевищувало 0,1 мг, а лінійне зношування (глибина доріжок тертя) склало близько 10 мкм. Коефіцієнт тертя у процесі випробувань дорівнював $k=0,1$ і залежав від товщини покриття. В умовах сухого тертя спостерігалось практично монотонне зростання коефіцієнта тертя від початкового значення $k=0,15$ до максимального $k=0,3$ наприкінці періоду випробувань.

Дослідження зносостійкості сталі 25ХГТ без покриття показали, що в результаті сухого тертя на шляху тертя 100 м відбувається збільшення коефіцієнта тертя від початкового значення $k=0,15$ до $k=0,8$. При терті у середовищі олії МС-20 коефіцієнт тертя протягом усього часу випробувань мав постійну величину $k=0,15$.

Дослідження доріжок тертя показали суттєву відмінність характеру зношування плазмових покриттів для випадків сухого та граничного тертя. При сухому терті, крім пластичної деформації частинок покриття, спостерігався процес мікрорізання, що призводив до утворення подряпин на дні доріжки тертя. Останнє зумовлено схоплюванням частинок зносу з матеріалом індентора та пошкодженням поверхні покриття. Наявність мастила в зоні тертя перешкоджає протіканню процесу схоплювання і практично виключає мікрорізання. Втомне руйнування зерен покриття призводить до утворення дрібнодисперсних частинок зносу розміром близько 1 мкм. Поверхня частинок, що утворилися, інактивується мастилом, що запобігає подальшому схоплюванню як з покриттям, так і з індентором.

Загальну пористість визначали на відокремлених від підкладки покриттях відповідно до ДСТ 18898. Загальна пористість покриттів досягає 46-48%. Це переважно відкрита пористість. Для тонких покриттів 20-30 мкм вона становить 30-35%. Пори у досліджених покриттях характеризуються вираженою полідисперсністю. Основний об'ємний внесок вносять макро-і мікропори розміром від кількох до сотень мікронів. Об'ємна частка субмікропор розміром 1-300 нм не перевищує 10%, їх розмір становить 72-98 нм. Пористість неоднорідна за товщиною покриттів. Загальний обсяг і середній розмір пір знижується в глиб від приповерхневої зони покриття до його основи. Відкрита пористість переважає у поверхневій з боку напилення зоні глибиною 25-30 мкм при товщині покриття 125 мкм. У тонших покриттях формується пориста структура, що має лабіринтний характер, і переважають пори, що мають відкритий вихід назовні.

Рентгенівськими та рентгеноструктурними дослідженнями було встановлено, що нітороцементовані поверхні зразків складаються в основному з γ -Fe, але є також лінії мартенситу та ряд слабких рефлексів, положення яких досить близьке до ліній оксидів заліза та хрому. За зміною положення лінії (222) α - Fe при різних кутах нахилу площин, що відбивають, до площини поверхні були оцінені напруги в поверхневому шарі товщиною 2-3 мкм, що склали величину – 300 МПа [13].

Рентгенофазовий аналіз плазмових покриттів з порошку ПГ-19М-01 показав, що основною фазою в покриттях є твердий розчин алюмінію в міді з періодом решітки $a=3,6479 \text{ \AA}$ значно перевищує період решітки чистої міді $a=3,61479 \text{ \AA}$. Згідно з літературними даними виміряна величина періоду ГЦК решітки α -твердого розчину Cu_3Al відпо-відає концентрації алюмінію $C=17 \text{ ат.}\%$. Крім того, виявлено дуже слабкі лінії фази CuAl .

Методами рентгенівської тензометрії за положенням лінії (420) α -твердого розчину Cu_3Al встановлено, що покриття товщиною 20 мкм відповідають розтягуючі напруги величиною 235 МПа, що діють у відбитому шарі (шарі, що формує картину дифракції) товщиною до 5 мкм. Для розрахунку напруг за вимірюваною деформації решітки використовувалося значення модуля пружності $11,8 \cdot 10^4 \text{ МПа}$.

У покритті товщиною 30 мкм величина напруг, що розтягують, в 2,5 рази менше і становить 93 МПа, а в покритті товщиною 0,5 мм, відокремленому від основи, залишкові

напруги відповідають 103 МПа на товщині дифракційного шару.

Мікрорентгеноспектральним аналізом встановлено, що склад покриття неоднорідний за товщиною. Зовнішня частина покриття містить міді 60 ат.%, алюмінію 37 ат.%, з боку підкладки вміст міді становить 80,6 ат.%, а алюмінію – 15,6 ат.%. Вміст заліза як зовнішньої поверхні покриття, так і з боку основи було приблизно однаковим і становило близько 3 ат.%.
 Таким чином, проведені дослідження свідчать, що застосування методу плазмового напилення порошком на основі міді марки ПГ-19М-01 дозволяє отримувати антифрикційні покриття з більш високими триботехнічними характеристиками порівняно з литою бронзою 05Ц5С5, забезпечуючи при цьому значну економію металу.

Висновки.

1. Результати проведеного дослідження показали, що плазмове покриття порошком на основі міді марки ПГ-19М-01 має більш високі триботехнічні характеристики порівняно з литою бронзою 05Ц5С5.

2. На основі отриманих результатів можна рекомендувати застосування у конструкціях транспортних засобів замість бронзових втулок, що працюють у парі зі сталевими валами, плазмове покриття порошком ПГ-19М-01 ТУ У 322-19-004-96, нанесене на вал.

Список літератури

1. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах. Київ : Техника, 1970. 396 с.
2. Лузан С.О. Комплексна оцінка номенклатури деталей, які визначають ресурс мобільної техніки та її безпеку // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. Харків: 2014. Вип. 148. С. 478-485.
3. Yves Pauleau B.C. Materials surface processing by directed energy techniques // *Europea materials research society series*. 2006. 722 p.
4. Недайборщ С.Д., Щепетов В.В. Повышение эксплуатационных характеристик при восстановлении деталей авиационной техники // Проблемы техники. 2011. №1. С.145-148.
5. Бондаренко В.П. Триботехнические композиты. Київ.: Наукова думка. 1987. 232 с.
6. Трефилов В.И., Моисеев В.Ф. Дисперсные частицы в тугоплавких металлах. Київ : Наукова думка. 1978. 240 с.
7. Tyagi A., Banerijee S. Materials under extreme conditions recent trends and future prospects edited. BARC.: Mumbai, India. 2017. 841 p.
8. Mellor B.G. Surface coating for protection against wear. CRC Press: Boca Raton Boston New York Washington, DC. 2006. 430 p.
9. Pashechko M., Kindrachuk M., Humeniuk I. Gradient composite coating for working surfaces of braking devices // *Science and Technology Journal*. 2018. № 1. pp. 1-8.
10. Технологія ремонту машин та обладнання : курс лекцій / О.І. Сідашенко та ін. Харків : ХНТУСГ, 2017. 361 с.
11. Sidashenko O. Repair Technology of Machinery and Equipment. Lecture course. / O. Sidashenko and others. Kharkiv: KhNTUA, 2017. 340 p.
12. Лузан С.А., Ефименко Н.Г. Исследование структуры и свойств плазменного покрытия из сплава на основе меди // Високі технології в машинобудуванні: Збірник наукових праць НТУ «ХП». 2003. Вип.2 (7). С. 57-62.
13. Лузан С.А. Исследования триботехнических характеристик плазменного бронзового покрытия и литой бронзы // Труды 4-ой Международной конференции ОТТОМ-4. Оборудование и технологии термической обработки металлов и сплавов. Часть 2. Харьков : ННЦ ХФТИ, ИПЦ «Контраст», 2003. С. 140-141.

References (transliterated)

1. Kostetskyi B.Y. Trenye, smazka y yznos v mashynakh. Kyiv : Tekhnyka, 1970. 396 s.
2. Luzan S.O. Kompleksna otsinka nomenklatury detalei, yaki vyznachaiut resurs mobilnoi tekhniki ta ii bezpeku // Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka. Kharkiv: 2014. Vyp. 148. S. 478-485.
3. Yves Pauleau B.C. Materials surface processing by directed energy techniques // *Europea materials research society series*. 2006. 722 p.
4. Nedaiborshch S.D., Shchepetov V.V. Povyshenye ekspluatatsyonnykh kharakterystyk pry vosstanovlenyy detalei avyatsyonnoi tekhniky // Problemy tekhniki. 2011. №1. S.145-148.
5. Bondarenko V.P. Trybotekhnicheskye kompozyty. Kyiv.: Naukova dumka. 1987. 232 s.
6. Trefylov V.Y., Moyshev V.F. Dyspersnye chastytsy v tuhoplavkykh metallakh. Kyiv : Naukova dumka. 1978. 240 s.
7. Tyagi A., Banerijee S. Materials under extreme conditions recent trends and future prospects edited. BARC.: Mumbai, India. 2017. 841 p.

8. Mellor B.G. Surface coating for protection against wear. CRC Press: Boca Raton Boston New York Washington, DC. 2006. 430 p.
9. Pashechko M., Kindrachuk M., Humeniuk I. Gradient composite coating for working surfaces of braking devices // Science and Technology Journal. 2018. № 1. rr. 1-8.
10. Tekhnolohiia remontu mashyn ta obladnannia : kurs lektsii / O.I. Sidashenko ta in. Kharkiv : KhNTUSH, 2017. 361 s.
11. Sidashenko O. Repair Technology of Machinery and Equipment. Lecture course. / O. Sidashenko and others. Kharkiv: KhNTUA, 2017. 340 p.
12. Luzan S.A., Efyomenko N.H. Yssledovanye struktury y svoystv plazmennoho pokrytyia yz splava na osnove medy // Vysoki tekhnolohii v mashynobuduvanni: Zbirnyk naukovykh prats NTU "KhPI". 2003. Vyp.2 (7). S. 57-62.
13. Luzan S.A. Yssledovanyia trybotekhnicheskyykh kharakterystyk plazmennoho bronzovoho pokrytyia y lytoi bronzы // Trudy 4-oi Mezhdunarodnoi konferentsyy OTTOM-4. Oborudovanye y tekhnolohyy termicheskoi obrabotky metallov y splavov. Chast 2. Kharkov : NNTs KhFTY, YPTs "Kontrast", 2003. S. 140-141.

Надійшла (received) 19.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

А.П. КОЖУШКО, О.С. ТРЕМБАЧ

ВПЛИВ ТРАНСПОРТУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКОЇ ЦИСТЕРНИ НА ЕЛЕМЕНТИ ТРАНСМІСІЇ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА В ПРОЦЕСІ РОЗГОНУ

Побудовано загальну математичну модель колісного трактора та напівпричіпної цистерни в вертикальній і горизонтальній площинах руху. Окреслена модель враховує рух підресорених та невідресорених мас транспортного засобу, а також хлюпання рідини в цистерні. Виконано аналіз зміни показника динамічної навантаженості елементів трансмісії трактора при транспортуванні сільськогосподарської напівпричіпної цистерни в процесі розгону. Як результат, отримано можливість оцінювати динамічні показники елементів трансмісії колісного трактора при виконанні транспортної роботи з перевезення рідкого вантажу.

Ключові слова: колісний трактор, трансмісія, цистерна, розгін, коливання, хлюпання рідини, динамічна навантаженість.

A. KOZHUSHKO, O. TREMBACH

INFLUENCE OF AGRICULTURAL TANK TRANSPORTATION ON TRANSMISSION ELEMENTS WHEELED TRACTOR DURING ACCELERATION

Today's technical level of agricultural wheeled tractors has the ability to be aggregated with various agricultural means for efficient performance of traction (plowing, sowing, harrowing, harvesting, etc.) and transport (transportation of solid and liquid loads) works. Among the variety of agricultural works, the greatest test of the tractor's reliability is the performance of field work on plowing the soil. But also one of the priority studies, which affects the reliability of the power plant of a wheeled tractor, is the work on the transportation of partially filled agricultural tanks. Therefore, the material of this article aims to analyze the change in the indicator of the dynamic load of the tractor transmission elements during the transportation of an agricultural semi-trailer tank during acceleration. When solving the set goal, a technique was used, which involved the formation of a general mathematical model of a wheeled tractor and a semi-trailer tank in the vertical and horizontal planes of movement. The outlined model takes into account the movement of sprung and unsprung masses of the vehicle, as well as the sloshing of liquid in the tank. As a result, it was possible to evaluate the dynamic parameters of the transmission elements of a wheeled tractor when performing transport work for the transportation of liquid cargo. The practical significance of the work lies in the possibility of its use in evaluating the dynamic performance of a wheeled tractor, which is equipped with various types of transmissions when transporting agricultural tanks.

Key words: wheeled tractor, transmission, tank, acceleration, oscillations, liquid splash, dynamic load.

Вступ. Сучасний технічний рівень сільськогосподарських колісних тракторів має можливість агрегатуватись з різноманітними аграрними засобами для ефективного виконання тягових (оранка, посів, боронування, збирання врожаю, тощо) та транспортних (перевезення твердих та рідких вантажів) робіт. Серед різноманіття сільськогосподарських робіт найбільшим випробуванням на надійність трактора є виконання польової роботи з оранки ґрунту. Але також одним з пріоритетним досліджень, який впливає на надійність силової установки колісного трактора, є робота з транспортування частково заповнених сільськогосподарських цистерн. Це пов'язано з впливом вільної поверхні рідини в цистерні на вертикальну та горизонтальну складову руху, внаслідок чого збільшується енергія коливань рідкого вантажу, що впливає на динамічні показники руху транспортного засобу.

Зважаючи на це, актуальним є формування комплексної математичної моделі руху трактора при транспортуванні цистерни, що дає змогу оцінити динамічну навантаженість елементів трансмісії в процесі розгону.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Компіляція динамічних навантажень є важливою частиною аналізу втомного режиму та параметрів надійності [1, 2]. Динамічна навантаженість характеризує енергетичну складову всієї машини або елемента за фактичних робочих умов. Зазвичай вона описується у формі функції навантаження від часу, інформації про середню частоту або амплітуду-частоту, одновимірного або двовимірного програмного спектру [3].

Концепція визначення динамічної навантаженості була вперше запропонована в 1930-х роках. Спектр навантажень було швидко розроблений в аерокосмічній галузі, транспортних засобах і будівельних машинах завдяки своїй здатності відображати зміни навантаження. В даний час він широко використовується в проектуванні технічного продукту, аналізі втоми, тощо [4 – 6]. Трансмсія є основною частиною трактора для передачі потужності та забезпечує ефективне водіння та тягу. Натомість трансмісія схильна до втомої поломки [7]. Тому дуже важливо вивчити та проаналізувати динамічні навантажувальні характеристики трансмісії трактора в умовах оранки з великим навантаженням для оптимізації конструкції, перевірки надійності навантаження та аналізу довговічності на втому.

Існує низька публікацій, в яких дослідники досліджують процеси моделювання та аналізують навантажувальні характеристики елементів трансмісії сільськогосподарських тракторів. В роботі [8] виконано аналіз впливу вибору передачі на показник динамічної навантаженості, що діє на елементи трансмісії під час ротаційного обробки ґрунту. Загальна навантаженість розраховувалась за допомогою модифікованого правила Майнера для кожного вибору передач. Автори роботи [9] продемонстрували вплив встановлення довжини верхньої тяги триточкової навіски на зміну навантаження ведучих коліс під час оранки. Результати роботи для навісного плугового комплексу показали можливості балансування навантаження на задні колеса трактора при зміні довжини верхньої тяги триточкової навіски. В роботі [10] показано зміна динамічної поведінки шліцьових з'єднань викликаних явищем биття, що виникає при збільшенні/зменшенні коливальних швидкості обертання. Експериментально досліджено вплив допуску на шліцюванні на динамічну навантаженість та шум від биття шестерні валу відбору потужності для чотирьох різних рівнів допуску на шліцювання. В роботі [11] запропонована математична модель, яка характеризує передачу динамічних навантажень під час оранки трактора. Ця модель складається з моделі трансмісії, моделі взаємодії шини з ґрунтом і моделі динаміки трактора, щоб проаналізувати характеристики навантаження на трансмісійний вал. Представлена теоретична модель і результати, на думку авторів [11], забезпечують практичне керівництво для структурної оптимізації конструкції, аналізу довговічності, втоми та перевірки на надійність навантаження трансмісії трактора. Вищенаведені дослідження наведені з динамічного моделювання та аналізу динамічних навантажень механічного приводу трансмісії колісного трактора при виконанні тягових робіт з обробки ґрунту. Однак дослідження у рамках виконання транспортних робіт виконано не в повній мірі. Також відомі наукові роботи [12 – 13], які присвячено розкриттю питань, пов'язаних з дослідженням зміни динамічної навантаженості елементів трансмісії колісних тракторів в процесі розгону. В цих роботах перш за все досліджується робота муфти зчеплення на перехідному режимі русі. Однак динаміка зміни навантажень у трансмісії колісного трактора з урахуванням впливу навантажень при транспортуванні частково заповнених цистерн не розглянута.

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є аналіз динамічної навантаженості елементів трансмісії трактора при транспортуванні сільськогосподарської напівпричіпної цистерни в процесі розгону.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

- формування загальної математичної моделі руху трактора з цистерною;
- аналіз результатів моделювання руху колісного трактора ХТЗ-240К з напівпричіпної цистерною МЖТ-10 в процесі розгону.

Загальна математична модель колісного трактора з цистерною. Дослідження динамічних навантажень в трансмісії трактора базується на представленні її у вигляді крутильної системи з зосередженими параметрами. Комплексна дія зовнішніх та внутрішніх сил на силову установку трактора вимагає врахувати, як вертикальну, так і горизонтальну складову руху (рис. 1). Адже змінний зовнішній вплив, який діє на крутильну систему трансмісії впливає на баланс енергії в ній та викликає складний рух інерційних мас. Саме тому динамічну навантаженість трансмісії трактора при транспортуванні частково заповнених

цистерн досліджувати без врахування коливальної системи не можливо.

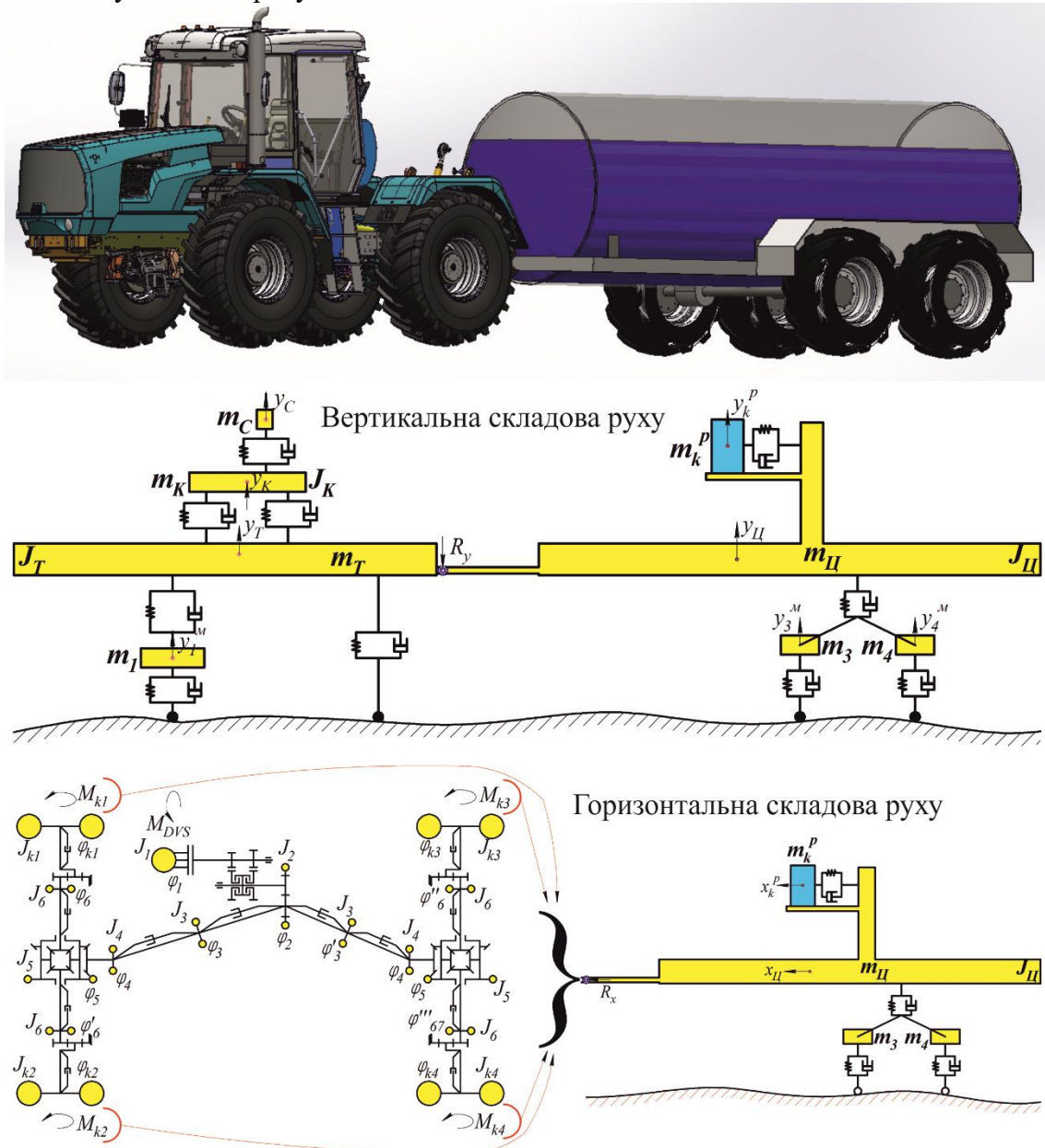


Рис. 1 – Схеми сил, що діють на колісний трактор при транспортуванні сільськогосподарських цистерн

Математичний опис руху колінчастого валу двигуна ґрунтується на врахуванні завантаження по крутному моменту і по частоті його обертання [12]. Даний підхід також враховує гармонійну складову крутного моменту

$$J_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = \left(\mu_{\text{норм}} + \frac{1 - \dot{\varphi}_1}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{норм}} + \Delta M - (M_{k1} + M_{k2} + M_{k3} + M_{k4}) \quad (1)$$

де J_1 – приведений до колінчастого валу момент інерції махових мас двигуна; $\ddot{\varphi}_1$, $\dot{\varphi}_1$ – кутове прискорення та кутова швидкість ланки колінчастого валу двигуна; $\mu_{\text{норм}}$ – нормований крутний момент двигуна внутрішнього згорання; k_x – коефіцієнт, що визначає крутизну регуляторної гілки зовнішньої швидкісної характеристики; $M_{\text{норм}}$ – номінальний крутний момент на колінчастому валу двигуна внутрішнього згорання; ΔM – гармонійна складова

крутного моменту двигуна; M_{k1-4} – момент опору руху.

Рівняння руху мас еквівалентної системи трансмісії можливо отримати використовуючи принцип Даламбера та складаючи рівняння рівноваги для кожної інерційної маси. В загальному виді рівняння руху системи виглядає наступним чином

$$J_j \ddot{\varphi}_j - C_{ij}(\varphi_i - \varphi_j) - K_{ij}(\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_j) + C_{jk}(\varphi_j - \varphi_k) + K_{jk}(\dot{\varphi}_j - \dot{\varphi}_k) = 0 \quad (2)$$

де J – момент інерції рухомих мас трансмісії; C – жорсткість елементів трансмісії; K – коефіцієнт загасання.

Динамічні навантаження визначаються за рівнянням

$$\delta = \frac{C_{ij}(\varphi_i - \varphi_j)}{\left(\mu_{\text{норм}} + \frac{1 - \dot{\varphi}_1 / \dot{\varphi}_{\text{норм}}}{k_x - 1} \right) \cdot M_{\text{норм}}} \quad (3)$$

Під навантаженням розуміють момент опору на ведучих колесах:

$$M_k = \left((M_{tr1} \cdot g + 2C_{sh1} \cdot v_{sh1}) + (M_{tr2} \cdot g + M_{ц1} \cdot g + 2C_{sh2} \cdot v_{sh2}) \right) \cdot \frac{r \cdot f}{i_{tr} \cdot \eta_{tr}} + R_x \quad (4)$$

де M_{tr1} та M_{tr2} – маси підресорених частин трактора, що припадають на передню і задню частину остова; C_{sh1} та C_{sh2} – жорсткість пневматичних шин переднього та заднього моста трактора; v_{sh1} та v_{sh2} – деформації пневматичних шин переднього та заднього моста трактора; $M_{ц1}$ – маса передньої частини напівпричіпної цистерни, котра доводиться на задню вісь трактора; r – радіус кочення коліс трактора; f – коефіцієнт опору кочення; i_{tr} – загальне передаточне число трансмісії трактора; η_{tr} – загальний механічний коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора

Алгоритм роботи муфти зчеплення наступний:

$$M_M = \begin{cases} M_{\text{норм}} \cdot \beta & \text{при } t \geq T_{cl} + T_{on}; \\ M_{\text{норм}} \cdot \beta / T_{on} & \text{при } t \geq T_{cl}; \\ 0, & \end{cases} \quad (5)$$

де β – коефіцієнт запасу муфти зчеплення; T_{cl} – час роботи муфти зчеплення; T_{on} – час початку роботи муфти зчеплення.

Формування математичної моделі опису зміни вертикальної складової руху трактора з напівпричіпної цистерною ґрунтується на роботах [14, 15], в яких автори впроваджують ряд допущень і спрощень:

- пружними зв'язками між окремими агрегатами транспортного засобу нехтуємо;
- вагове навантаження по бортах розподілене рівномірно;
- пружні та демпфіруючі елементи розглядаємо у вигляді безмасової моделі, враховуємо тільки їхню жорсткість та коефіцієнти демпфірування;
- вважаємо, що транспортний засіб рухається прямолінійно, профіль міняється синхронно під колесами правого та лівого бортів. Такий режим руху є максимально несприятливий з точки зору зовнішнього впливу;
- контакт шини з опорною поверхнею точковий, шина котиться без відриву від опорної поверхні;
- розглядаємо коливання остову в межах малих відхилень.

Модель коливального руху рідини в цистерні для області низькочастотних коливань описується наступними рівняннями [16]:

$$m_k^p \cdot \ddot{x}_k^p + f_k^p \cdot (\dot{x}_k^p - \dot{x}_{ц}) + c_k^p \cdot (x_k^p - x_{ц}) = 0, \quad k = 1, 2, 3 \quad (6)$$

$$R_x = \sum_{k=1}^3 \left[f_k^p \cdot (\dot{x}_{ц} - \dot{x}_k^p) + c_k^p \cdot (x_{ц} - x_k^p) \right] \quad (7)$$

де m_k^p – це парціальна маса рідини; \ddot{x}_k^p , \dot{x}_k^p , x_k^p – прискорення, швидкість та переміщення шару рідини; f_k^p – коефіцієнт демпфірування коливань k -го шару рідини; c_k^p – коефіцієнт жорсткості (або пружності) коливань k -го шару рідини; R_x – сумарна сила, яка діє на платформу цистерни з боку рідини в горизонтальній площині руху.

Таким чином наведено основні постулати створення загальної математичної моделі руху колісного трактора з цистерною в умовах врахування хлюпання рідини в цистерні та динамічних процесів в трансмісії.

Результати моделювання процесу розгону трактора ХТЗ-240К з напівпричіпної цистерною МЖТ-10. Моделювання процесу розгону колісного трактора з напівпричіпної цистерною в ході виконання транспортної роботи відбувається при наступних умовах: агрофон – ґрунтова дорога; обрано 1 передачу транспортного ряду; тиск в шинах трактора – 140 кПа; тиск в шинах цистерни – 400 кПа; час моделювання – 20 сек. Процес моделювання відбувається в системі MatLab/SimuLink з використанням чисельного методу Dormand-Prince зі змінним кроком.

На рис. 2, 3 показані пов'язані результати зміни деяких динамічних показників колісного трактора та напівпричіпної цистерни при її наповненості на 88% в процесі розгону. Окреслений рівень наповненості сільськогосподарської цистерни є найбільш несприятливим, адже вона сприяє небезпеці утворення дорожньо-транспортних пригод або створення несприятливих умов для роботи водія [15]. Відмітити, що на рис. 2 показана зміна вертикального переміщення 1 шару рідини, яка характеризує підняття рідини відносно його центру ваги.

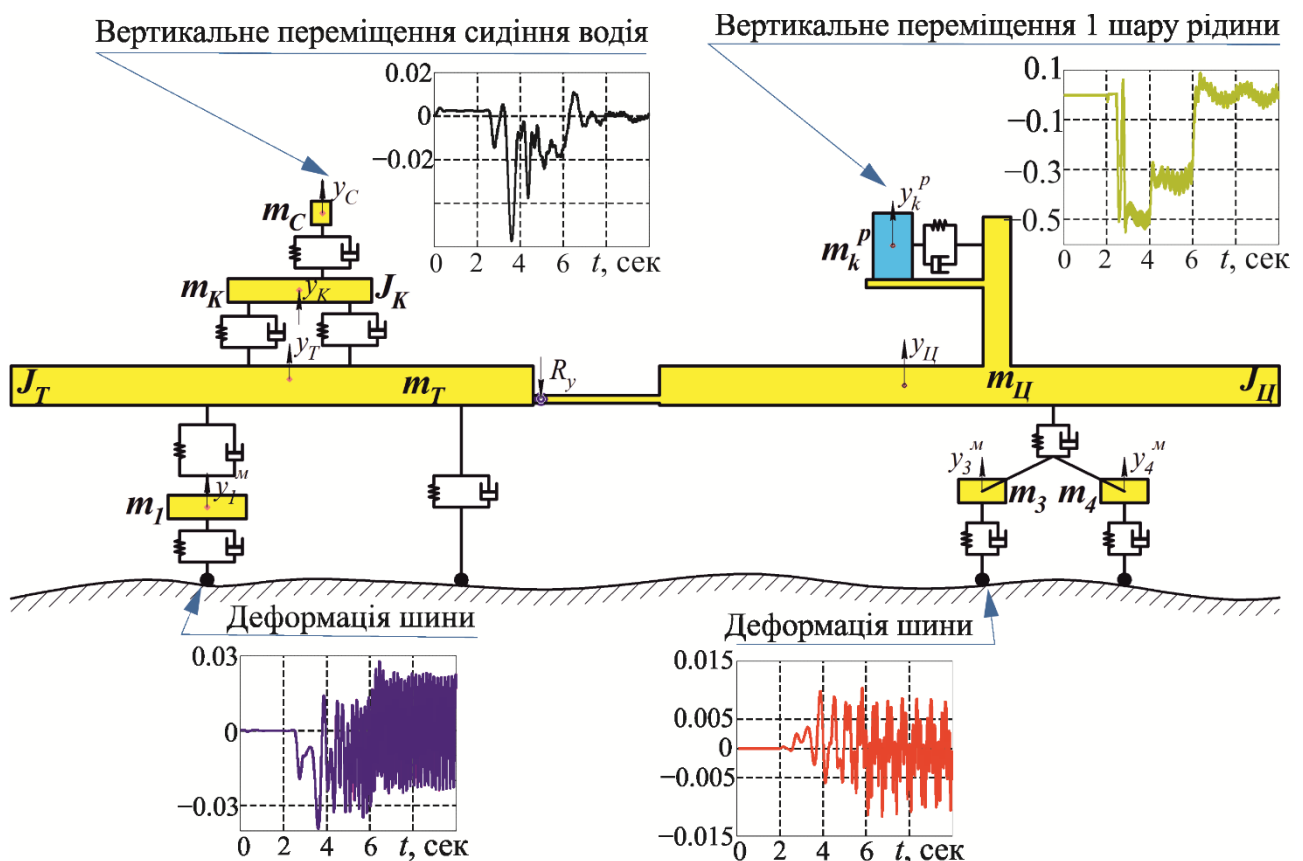


Рис. 2 – Деякі результати моделювання у вертикальній площині руху

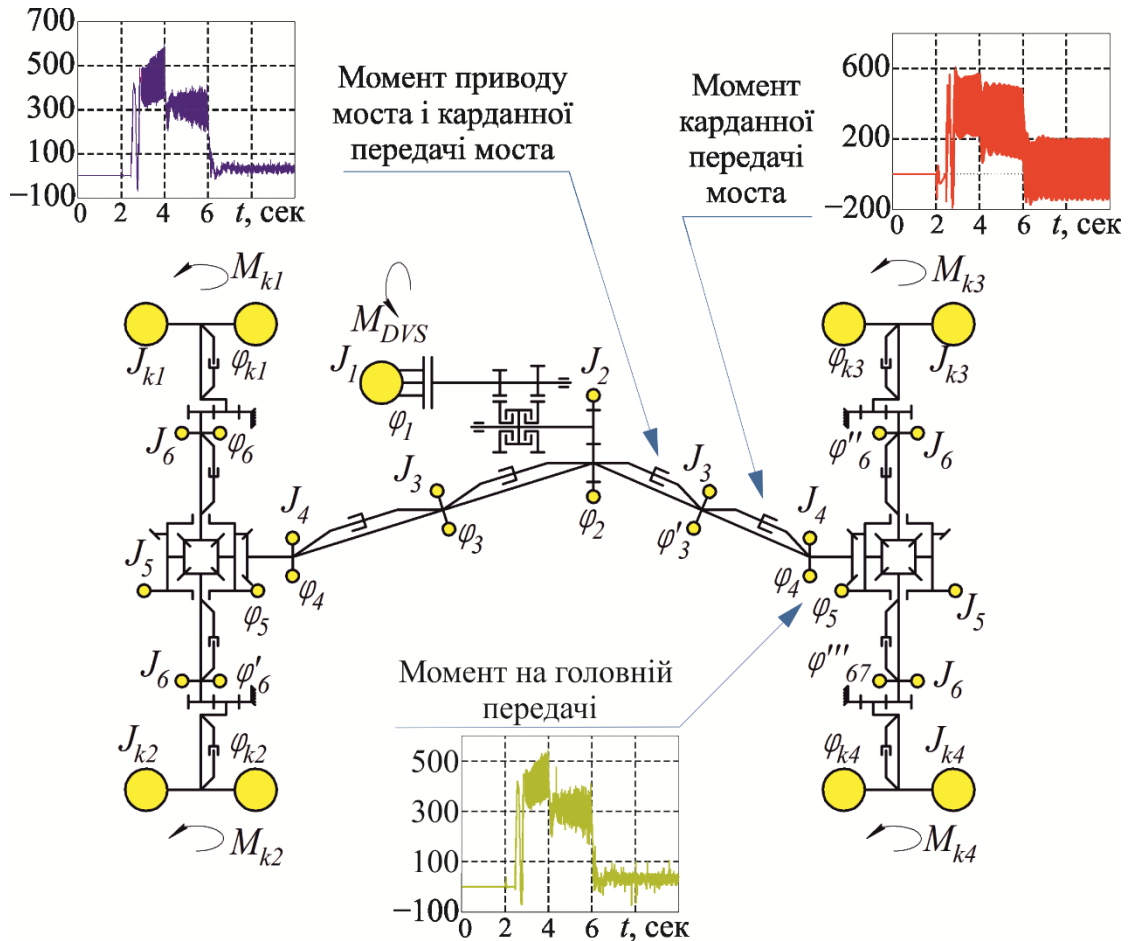


Рис. 3 – Деякі результати моделювання у горизонтальній площині руху

На рис. 4 представлено результати моделювання процесу розгону трактора на транспортному діапазоні руху, помітно що при перемиканні передач спостерігається не суттєве підвищення швидкості, що свідчить про наявність інерційних складових руху.

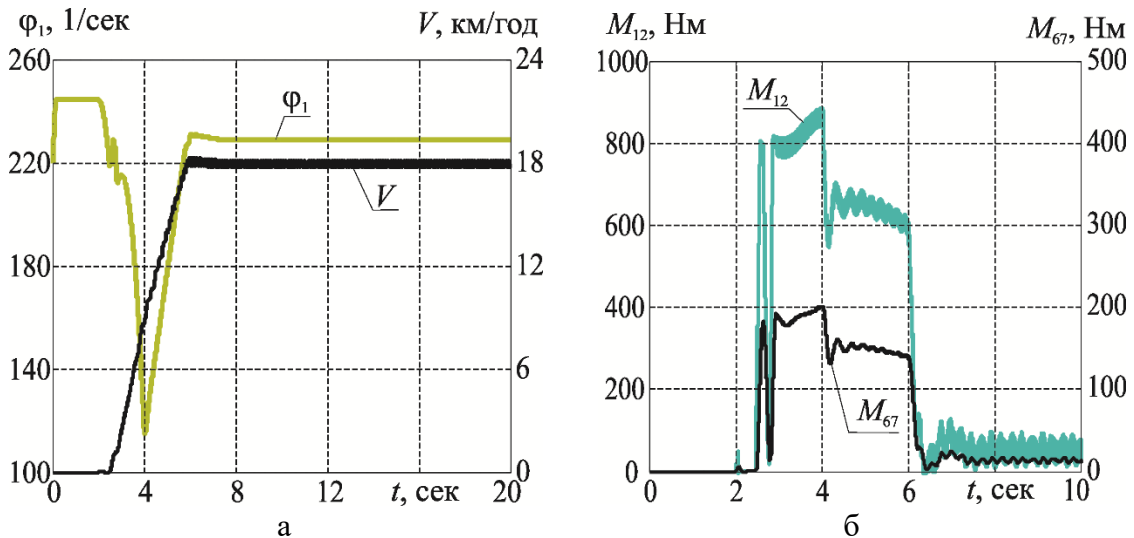


Рис. 4 – Зміна показників при розгоні трактора на транспортному діапазоні:
 а – кутова швидкість колінчастого валу та швидкість руху; б – крутний момент первинного валу КПП (M_{12}) та крутний момент на колесах (M_{67})

На рис. 5 показана зміна показника динамічної навантаженості на первинному валу КПП

при розгоні трактора з показниками, що наведені на рис. 4. З рис. 5 помітно, що показник динамічної навантаженості при початку роботи муфти зчеплення досягає максимального значення ($\delta_{12} = 5,8$). На рис. 5 показано вплив врахування хлюпання рідини в цистерні на показник динамічної навантаженості. Як показано показник збільшується майже в 3 рази на початковому етапі після виходу на транспортну швидкість.

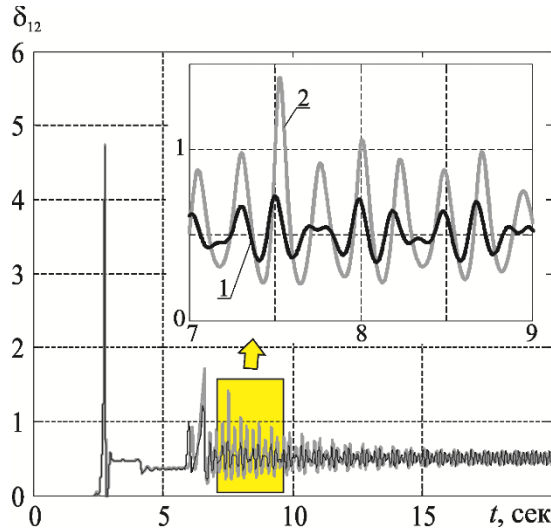


Рис. 5 – Зміна показника динамічної навантаженості на первинному валу КПП при розгоні трактора з:
1 – порожньою цистерною; 2 – повністю заповненою цистерною

На рис. 6 показано нарощування моменту опору руху колісного трактора при транспортуванні порожньої та заповненої напівпричіпної цистерни, яке подекуди складає більше ніж в 2 рази.

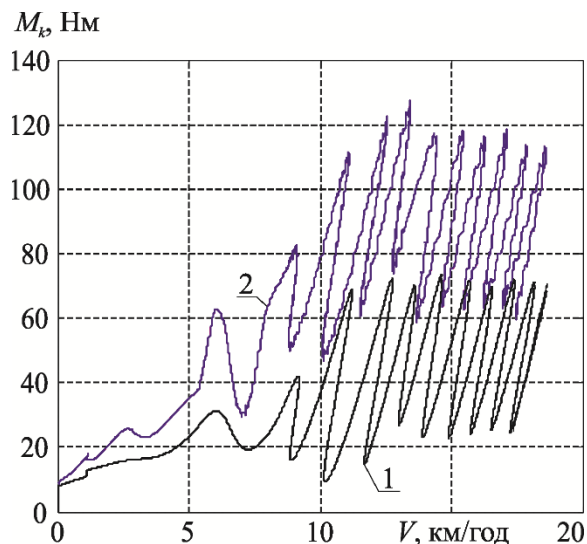


Рис. 6 – Зміна моменту опору руху колісного трактора при транспортуванні:
1 – порожньою цистерни; 2 – повністю заповненою цистерни

Таким чином, показано вплив руху вільної поверхні рідини в цистерні МЖТ-10 на елементи трансмісії колісного трактора ХТЗ-240К в процесі розгону.

Висновки. В роботі виконано дослідження зміни навантажувальних характеристик механічної трансмісії колісного трактора при транспортуванні напівпричіпної сільськогосподарської цистерни в умовах виходу на транспортну швидкість. Наведено основні постулати формування загальної математичної моделі динаміки руху системи «колійний трактор – цистерна», яка враховує горизонтальні та вертикальні чинники руху. За показником

динамічної навантаженості встановлено, що на ланці первинного валу КПП, рух вільної поверхні рідини призводить до збільшення показника майже в 3 рази на початковому етапі виходу на транспортну швидкість, потім цей показник зменшується.

Список літератури

1. Yang, X., Liu, X., Tong, J., Wang, Y., & Wang, X. Research on load spectrum construction of bench test based on automotive proving ground. *Journal of Testing and Evaluation*. 2017. Vol. 46(1), P. 244 – 251. <https://doi.org/10.1520/jte20170201>.
2. Yin, Y., Fu, N., Liao, P., & Song, Z. Calculation method of load sample size for tractor drive shafts based on dynamic time warping distance. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 36(12), P. 54 – 60. <https://doi.org/10.11975/j.issn.1002-6819.2020.12.007>
3. Heuler, P., Klatschke, H. Generation and use of standardised load spectra and loadtime histories. *International Journal of Fatigue*. 2005. Vol. 27(8), P. 974 – 990. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.09.012>
4. Lu, Y., Bi, W., Zhang, X., Zeng, J., Chen, T., Wu, P. Calculation method of dynamic loads spectrum and effects on fatigue damage of a full-scale carbody for high-speed trains. *Vehicle System Dynamics*. 2020. Vol. 58(7), P. 1037 – 1056. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1605080>
5. Paraforos, D., Griepentrog, H., Vougioukas, S. Methodology for designing accelerated structural durability tests on agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 2016. Vol. 149, P. 24 – 37. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.06.004>
6. Shao, Y., Liu, J., Mechefske, C. Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum. *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18(3), P. 1049 – 1057. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.12.023>
7. Shao, X., Song, Zh., Yin, Y., Xie, B., Liao, P. Statistical distribution modelling and parameter identification of the dynamic stress spectrum of a tractor front driven axle. *Biosystems Engineering*. 2021. Vol. 205, P. 152 – 163. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.03.003>.
8. Kim, Y.J., Chung, S.O., Choi, C.H. Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage. *Soil Tillage Res.* 2013. Vol. 134, P. 90 – 96. <https://doi.org/10.1016/j.still.2013.07.013>.
9. Bauer, F., Portes, P., Polcar, A., Cupera, J., Fajman, M. Differences in the wheel loads and contact pressure of the in-furrow and on-land rear tractor tyres with mounted and semi-mounted ploughs. *Soil Tillage Res.* 2022. Vol. 215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105190>.
10. Choi, C., Ahn, H., Yu, J., Park, Y.J., Lee, J., Park, J., Kim, Chul, S. Dynamic behavior of an agricultural power take-off driveline for rattle noise reduction: part 2. Experimental analysis of rattle noise effect according to spline tolerance level. *J. Terramech.* 2022. Vol. 101, P. 33 – 42. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2022.03.002>.
11. Shao, X., Yang, Z., Mowafy, S., Zheng, B., Song, Zh., Luo, Zh., Guo, W. Load characteristics analysis of tractor drivetrain under field plowing operation considering tire-soil interaction. *Soil and Tillage Research*. 2023. Vol. 227, P. 105620. <https://doi.org/10.1016/j.still.2022.105620>.
12. Кожушко А.П., Трембач О.С., Болтенко С.І. Математична модель процесу розгону колісного трактора з урахуванням паливоподачі та роботи гідروпідтискної муфти. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Автомобіле- та тракторобудування*. 2021. – № 2. – С. 61 – 72. <https://doi.org/10.20998/2078-6840.2021.2.07>
13. Кальченко Б.І., Чернявський І.С., Кожушко А.П. Підхід до визначення завантаженості трансмісії колісного трактора при впливі нерівностей поверхні. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. № 8. С. 49–54.
14. Мамонтов А.Г., Кожушко А.П., Ребров О.Ю. Формування математичної моделі динамічної навантаженості ходової системи колісного трактора з напіввпрічипним агрегатом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Нові рішення в сучасних технологіях*. 2019. – № 1. – С. 29 – 41. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2019.01.04>.
15. Кожушко А.П. Теорія коливань трактора при транспортуванні цистерн сільськогосподарського призначення: монографія. *Харків: Мірошніченко О. А.* 2021. 239 с.
16. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Моделювання пов'язаних коливань колісного трактора та цистерни з рідиною на прямому шляху зі складним рельєфом. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Сер.: *Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2018. № 27 (1303). С. 34 – 61.

References (transliterated)

1. Yang, X., Liu, X., Tong, J., Wang, Y., & Wang, X. Research on load spectrum construction of bench test based on automotive proving ground. *Journal of Testing and Evaluation*. 2017. Vol. 46(1), P. 244 – 251. <https://doi.org/10.1520/jte20170201>.
2. Yin, Y., Fu, N., Liao, P., & Song, Z. Calculation method of load sample size for tractor drive shafts based on dynamic time warping distance. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering*. 2020. Vol. 36(12), P. 54 – 60. <https://doi.org/10.11975/j.issn.1002-6819.2020.12.007>

3. Heuler, P., Klatschke, H. Generation and use of standardised load spectra and loadtime histories. *International Journal of Fatigue*. 2005. Vol. 27(8), P. 974 – 990. <https://doi.org/10.1016/j.ijfatigue.2004.09.012>
4. Lu, Y., Bi, W., Zhang, X., Zeng, J., Chen, T., Wu, P. Calculation method of dynamic loads spectrum and effects on fatigue damage of a full-scale carbody for high-speed trains. *Vehicle System Dynamics*. 2020. Vol. 58(7), P. 1037 – 1056. <https://doi.org/10.1080/00423114.2019.1605080>
5. Paraforos, D., Griepentrog, H., Vougioukas, S. Methodology for designing accelerated structural durability tests on agricultural machinery. *Biosystems Engineering*. 2016. Vol. 149, P. 24 – 37. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.06.004>
6. Shao, Y., Liu, J., Mechefske, C. Drive axle housing failure analysis of a mining dump truck based on the load spectrum. *Engineering Failure Analysis*. 2011. Vol. 18(3), P. 1049 – 1057. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2010.12.023>
7. Shao, X., Song, Zh., Yin, Y., Xie, B., Liao, P. Statistical distribution modelling and parameter identification of the dynamic stress spectrum of a tractor front driven axle. *Biosystems Engineering*. 2021. Vol. 205, P. 152 – 163. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2021.03.003>
8. Kim, Y.J., Chung, S.O., Choi, C.H. Effects of gear selection of an agricultural tractor on transmission and PTO load during rotary tillage. *Soil Tillage Res.* 2013. Vol. 134, P. 90 – 96. <https://doi.org/10.1016/j.still.2013.07.013>
9. Bauer, F., Portes, P., Polcar, A., Cupera, J., Fajman, M. Differences in the wheel loads and contact pressure of the in-furrow and on-land rear tractor tyres with mounted and semi-mounted ploughs. *Soil Tillage Res.* 2022. Vol. 215. <https://doi.org/10.1016/j.still.2021.105190>
10. Choi, C., Ahn, H., Yu, J., Park, Y.J., Lee, J., Park, J., Kim, Chul, S. Dynamic behavior of an agricultural power take-off driveline for rattle noise reduction: part 2. Experimental analysis of rattle noise effect according to spline tolerance level. *J. Terramech.* 2022. Vol. 101, P. 33 – 42. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2022.03.002>
11. Shao, X., Yang, Z., Mowafy, S., Zheng, B., Song, Zh., Luo, Zh., Guo, W. Load characteristics analysis of tractor drivetrain under field plowing operation considering tire-soil interaction. *Soil and Tillage Research*. 2023. Vol. 227, P. 105620. <https://doi.org/10.1016/j.still.2022.105620>
12. Kozhushko A.P., Trembach O.S., Boltenko S.I. Matematychna model protsesu rozghonu kolisnoho traktora z urakhuvanniam palyvopodachi ta roboty hidropidtyisknoi mufty [Mathematical model of the acceleration process of a wheeled tractor with considering the fuel supply and the operation of the hydro-clamping clutch]. *Visnyk NTU "KhPI". Ser. : Avtomobile- ta traktorobuduvannia [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Ser.: Automobile and tractor building]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2021. no 2. pp. 61 – 72.*
13. Kalchenko B.I., Chernyavskiy I.Sh., Kozhushko A.P. Pidkhyd do vyznachennia zavantazhenosti transmisii kolisnoho traktora pry vplyvi nerivnosti poverkhni [Approach to determining the load on the transmission of a wheeled tractor under the influence of surface irregularities]. *Tekhnichniy servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksu [Technical service of agro-industrial, forest and transport complex]. 2017. no 8. pp. 49–54.*
14. Mamontov A.G., Kozhushko A.P., Rebrov O.Yu. Formuvannya matematychnoyi modeli dynamichnoyi navantazhenosti khodovoyi systemy kolisnoho traktora z napivprychipnym ahrehatom [Formation of a mathematical model of the dynamic load of the running system of a wheeled tractor with a semi-trailer unit]. *Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI». Ser: Novi rishennya v suchasnykh tekhnolohiyakh [Bulletin of the National Technical University "KhPI". Sir: New solutions in modern technologies]. Kharkiv, NTU "KhPI". 2019. no 1. pp. 29 – 41. <https://doi.org/10.20998/2413-4295.2019.01.04>.*
15. Kozhushko A.P. Teoriia kolyvan traktora pry transportuvanni tsystem silskohospodarskoho pryznachennia: monohrafiia [Theory of tractor vibrations during transportation of agricultural tanks: monograph]. – Kharkiv: Miroshnychenko O.A., 2021. 239 p.
16. Kozhushko A. P., Grigiriev A. L. Modelyuvannya pov"yazanykh kolyvan' kolisnoho traktora ta tsystemy z ridynoyu na pryamomu shlyakhu zi skladnym rel'yefom [Modeling of coupled oscillations of wheeled tractors and tanks with liquid on a straight road with difficult terrain]. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya : Matematichne modelyuvannya v tekhnstsi ta tekhnolohiyakh [Bulletin of the NTU "KhPI". Series: Mathematical modeling in engineering and technology]. 2018, vol. 27 (1303), pp. 34 – 61.*

Надійшла (received): 15.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

Трембач Олексій Сергійович (Oleksiy Trembach) – аспірант, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0679-3016>; e-mail: alexcey904@gmail.com

В.Л. ЧЕРНИШЕВ, **П.М. КАЛІНІН,** **М.Є. СЕРГІЄНКО,** **А.М. СЕРГІЄНКО,**
М.Г.МЕДВЕДЄВ, Д.Є. ХАУСТОВ

МОДЕЛЮВАННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ У СИЛОВІЙ ПЕРЕДАЧІ ТРАНСМІСІЇ ВІЙСЬКОВОЇ ГУСЕНИЧНОЇ МАШИНИ

Розглядається питання вдосконалення чисельно-аналітичного методу моделювання перехідних процесів у силовій передачі військової гусеничної машини (ВГМ). Наведені результати чисельного моделювання динамічних процесів у силовій передачі ВГМ на прикладі Т-64Б в режимі його розгону на рівній бетонній трасі показують суттєвий взаємний вплив елементів силової передачі і необхідність розгляду означених процесів у замкнутій системі «середовище-машина-водій». Запропонована методика аналітичного моделювання роботи силової передачі ВГМ дозволяє враховувати особливості керування водієм рухом машини, дослідити роботу системи регулювання двигуном, аналізувати роботу фрикційних пристроїв бортових коробок передач, оцінити працездатність складових деталей та вузлів трансмісії машини. Наведені шляхи вдосконалення методики дослідження перехідних процесів у силовій передачі ВГМ. За результатами досліджень встановлена ефективність запропонованої методики динамічних досліджень та поширення її на інші аналогічні об'єкти досліджень.

Ключові слова: силова передача, бортова коробка передач, трансмісія, планетарний ряд, фрикційний пристрій, динаміка, потужність, обертовий момент, кутові швидкості і прискорення, метод динамічного стану.

V. CHERNYSHEV, **P. KALININ,** **N. SERGIENKO,** **A. SERGIENKO,** **N. MEDVEDEV,**

D. KHAUSTOV

MODELING OF TRANSITIONAL PROCESSES IN THE POWER TRANSMISSION OF THE TRANSMISSION OF A MILITARY TRACKED VEHICLE

The issue of improving the numerical-analytical method of modeling transient processes in the power transmission of a military tracked vehicle MTV is under consideration. The results of the numerical modeling of dynamic processes in the MTV power transmission using the example of the T-64B in its acceleration mode on a flat concrete track show the significant mutual influence of the power transmission elements and the need to consider the specified processes in the closed system "environment-machine-driver". The proposed method of analytical modeling of the operation of the MTV power transmission allows you to take into account the features of the driver's control of the machine's movement, investigate the operation of the engine control system, analyze the operation of the friction devices of on-board gearboxes, evaluate the performance of the machine's components and transmission units. Ways of improving the methodology of researching transient processes in the power transmission of MTV are given. Based on the research results, the effectiveness of the proposed dynamic research methodology and its extension to other similar research objects have been established.

Key words: power transmission, on-board gearbox, transmission, planetary series, friction device, dynamics, power, torque, angular velocities and accelerations, dynamic state method.

Вступ.

Відомо, що тенденції розвитку сучасних військових гусеничних машин (ВГМ), зокрема, інтенсифікація процесів їх експлуатації, веде до зростання динамічних процесів у деталях та вузлах конструкції, що впливає на показники їх надійності та скорочує їх ресурс. Зниження рівня динамічної навантаженості вузлів та деталей, які працюють в умовах нестационарного навантаження відносять до найбільш складних проблем проектування машин загалом.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Дослідженню динамічних процесів у машинах присвячена велика кількість досліджень [1, 2 та ін.], які охоплюють різні класи машин, різні постановки задач [3, 4] та різні методи їх вирішення. Відсутність єдиного підходу до вирішення означених задач спонукає розробкам методик вирішення часткових задач динаміки конкретних машин [5, 6, 7, 8]. Зрозуміло, що результати багатьох досліджень динаміки об'єктів військової техніки мають обмежений

доступ, проте задачі сьогодення потребують проведення досліджень динамічних процесів, які можуть бути застосовані зараз та орієнтовані на день завтрашній.

Силова передача ВГМ є однією з основних систем, що визначає їх тактико-технічні характеристики та показники надійності, рухливості і працездатності.

Результати проведених досліджень показали, що ВГМ необхідно розглядати як замкнуту систему «середовище-машина-водій» [9]. Такий підхід дозволяє враховувати взаємний вплив фізико-механічних властивостей несучої системи ВГМ, режимів її руху, систем її компонування та підресорювання, параметрів двигуна і трансмісії, дій водія-механіка на органи керування, а також зворотньої реакції машини на членів екіпажу.

Для вирішення означеної проблеми з використанням методів математичного моделювання була розроблена інформаційна технологія «Gill» [9], яка описувала конкретний технічний об'єкт з урахуванням усіх фізичних і динамічних процесів, що відбуваються у його підсистемах. Застосована у системі «Gill» блочна структура робить її досить гнучкою і допускає швидке перенастроювання системи, а застосований розрахунковий метод динамічного стану [10, 11], дозволяє швидко та з високою ймовірністю вирішувати усі питання конструювання технічних об'єктів, зокрема, компонування, розробку ходової частини та системи керування.

Аналогом такої системи є стандарт НАТО з оцінки показників рухомості танків АММ-75 та програма NTVPM, яка розроблена BONG J.Y. (Канада). У радянському танкобудуванні аналогів не виявлено, а окремі відкриті зарубіжні публікації присвячені, як правило, частковим питанням. Зокрема, у [12] описана методологія оцінки конструктивних та тактико-технічних характеристик силових передач НМРТ-500, а у [13] наведений розподіл потужності у трансмісіях танків «Leopard», «Merkaва», «Abrams» при вимкненій передачі, тобто, без урахування ударних навантажень, що дозволяє орієнтовно оцінити міцність зубчастих передач трансмісії. Спрощена лінійна модель роботи трансмісії НМРТ-500-3 [14] не враховує сумісну роботу двигуна, системи підресорювання та режими управління подачею палива і переключення передач, що суттєво знижує оцінку показників надійності трансмісії. Аналіз терміну розробки силового блоку ЕРР для танка «Leopard-2DEMO2», який надалі застосовано на танку «Leclerc» і та гаубиці «PzH-2000», свідчить про високу ймовірність застосування у роботі методу математичного моделювання [15].

З урахуванням вище зазначеного вважаємо, що в умовах підвищення вимог до показників рухомості та надійності машин, зниження масо-габаритних параметрів, збільшення потужності двигунів та їх сумісності з трансмісією, вдосконалення проектно-математичного апарату і підвищення можливостей сучасної обчислювальної техніки, роль методів математичного моделювання зростає. Отже існує актуальна потреба у розробці та вдосконаленні математично коректних і достатньо простих для алгоритмізації та чисельної реалізації методів дослідження динамічних процесів у приводних системах машин військового призначення.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є удосконалення методики чисельно-аналітичного моделювання перехідних процесів у силовій передачі ВГМ, дослідження спільної роботи складових елементів трансмісії силових передач у перехідному режимі роботи, – оцінка перспектив пошуку оптимально-раціональних рішень та розширення класу досліджуваних машин.

Моделювання перехідних процесів у силовій передачі трансмісії ВГМ.

Традиційно базові конструкції силових передач ВГМ проектувались у номінальних режимах роботи з урахуванням сталих коефіцієнтів динаміки. Врахування особливостей конкретних ВГМ та взаємний зв'язок елементів їх силових передач дозволяє уточнювати розвиток динамічних процесів у досліджуваних ВГМ.

У якості тестового об'єкта для аналітичного моделювання динаміки перехідних процесів вибрана ВГМ типу Т-64Б і її силова передача (СП).

Моделювання динамічних процесів у елементах СП проводимо у штатному виконанні [16] для режиму його зрушення з місця та розгону на горизонтальній бетонній трасі до регламентованої швидкості (50 км/год). Останнє дозволяє не враховувати вплив профілю

місцевості та виключити із моделювання системи підресорювання, спрощуючи вирішення поставленої задачі, проте не впливає на розробку методики моделювання в цілому.

СП розглядається як замкнута система «механік-водій – система керування (СК) – система автоматичного регулювання (САР) – двигун – дві бортові коробки передач (БКП) – момент зовнішнього навантаження (M_H)», а її структурна схема наведена на рис. 1.

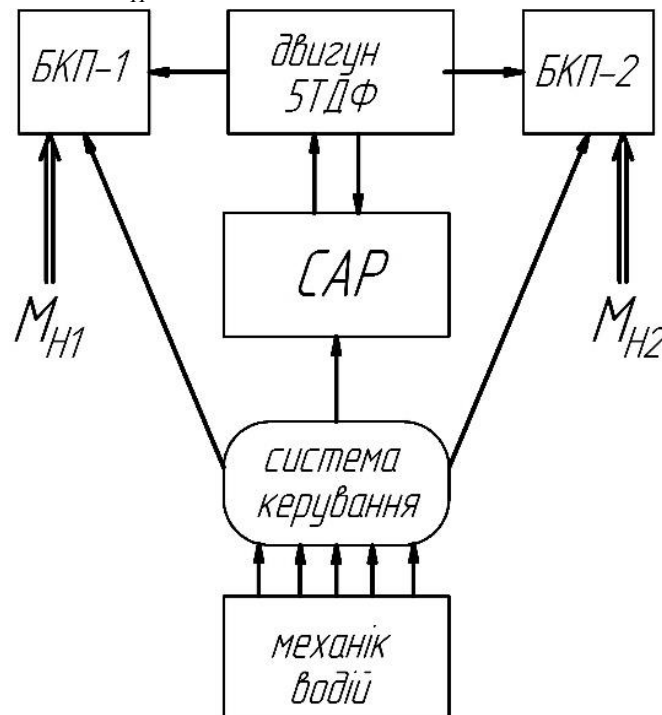


Рис. 1 – Структурна схема СП

Для вирішення задачі аналізу динамічних процесів у СП розроблена проектно-математична модель, яка описує поведінку об'єкта дослідження у режимі розгону за визначеним алгоритмом керування рухом.

Розглянемо складові елементи досліджуваної замкнутої системи СП.

1) Механік-водій. Динамічні процеси у СП та можливості реалізації швидкісного режиму руху машини суттєво залежать від алгоритму керування рухом машини та дій механіка-водія через органи керування СК у залежності від цільової настанови: розгін чи гальмування машини за рахунок двигуна, переключення на вищу чи нижчу передачу і т.д., у відповідності з правилами водіння бойових машин [17].

Питанням моделювання дій механіка-водія традиційно відводиться багато уваги [18, 19]. Механік-водій, як правило, виконує дві функції:

По-перше, попереджувальне визначення зміни параметрів зовнішнього середовища і створення відповідних керуючих дій. Реакція механіка-водія є результатом переробки безлічі сигналів, що надходять в його центральну нервову систему через органи чуття з неоднаковим тимчасовим запізненням і різними рівнями похибок сприйняття. Складність математичного моделювання цієї діяльності механіка-водія полягає в тому, що людина-оператор не вимірює окремі параметри, а оперує образами і алгоритмізація такої переробки інформації ще не вироблена [18].

Друга функція полягає в здійсненні зворотного зв'язку за результатами оцінки (за приборами) відповідності параметрів руху заданим. При управлінні машиною механік-водій орієнтується на ті параметри, які можна кількісно оцінювати і які мають домінуюче значення. Основними параметрами інформації про стан руху машини є режим роботи двигуна, швидкість руху тощо. Точність оцінки цих параметрів і похибки, що допускає водій при керуванні, спрямовані на забезпечення руху відповідно до обраних критеріїв якості і носять випадковий характер.

Враховуючи це, а також здатність до навчання, механіка-водія необхідно розглядати як адаптивну систему з випадковими параметрами, а зв'язок візуальних, слухових і вестибулярних відчуттів механіка-водія з його діями та переміщеннями органів управління треба описувати диференціальними рівняннями. В умовах високої інтенсивності потоку інформації механік-водій не може відразу ж приступити до обробки відхилення параметрів руху і інформація деякий час чекає черги на переробку. У цих умовах швидкодія механіка-водія зменшується. З огляду на випадковий характер параметрів, що характеризують передавальні властивості водія, при відомих функціях розподілу можна враховувати ймовірність своєчасності виконання регулювання. При моделюванні дій механіка-водія, як правило, приймається, що він веде спостереження і керування по одній координаті. Звернення ж до реальних завдань показує, що людина враховує безліч різних аспектів навколишнього середовища, не знаючи характеру їх взаємодії [19].

Пропонований в роботі метод моделювання дозволяє здійснювати застосування зазначених принципів при організації алгоритмічного забезпечення і побудови програм управління, що забезпечить, поряд зі спрощенням системи управління, підвищення її стійкості і здатність адаптуватися до конкретних умов функціонування об'єкта.

З урахуванням вищенаведеного вплив механіка-водія на органи керування СП описуємо кількома алгоритмами, зокрема, у вигляді рівнянь:

$$\frac{d\varphi_i}{dt} = \begin{cases} a_{i1}(\varphi_{i\max} - \varphi_i) \\ a_{i2}(\varphi_{i\min} - \varphi_i) \end{cases} \quad (1)$$

де $i = 1 \dots 3$ – номер органу керування (1 – педаль подачі палива, 2 – педаль зчеплення, 3 – педаль зупинного гальма); a_{i1}, a_{i2} – коефіцієнти кваліфікації механіка-водія, які мають сталі або випадкове визначення; $\varphi_{i\max}, \varphi_{i\min}$ – відносні граничні значення положення i -го органу керування.

2) Двигун. У якості двигуна СП використовується 5ТДФ – п'яти циліндровий, однорядний, двотактний турбопоршневий дизель рідинного охолодження з безпосередніми сумішоутворенням і прямоточною двопоршневою продувкою [20], при аналітичному моделюванні роботи якого були зроблені наступні допущення: дизель розглядаємо як одномасову механічну систему з моментом інерції I_o , який враховує моменти інерції кривошипно-шатунної групи дизеля, вхідних валів та валів сонячних шестірень 1, 2 і 3 планетарних рядів БКП-1 та БКП-2 (рис. 1, 2); зневажаємо процесами газообміну, стиску, сумішоутворення, горіння, а також обертовими коливаннями колінчатого валу і валу нагнітача.

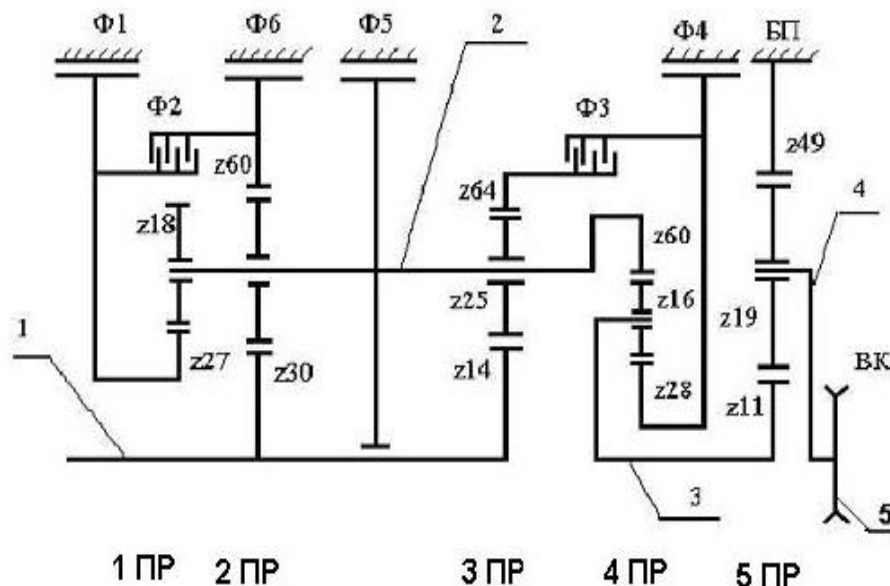


Рис. 2 – Кінематична схема БКП

У якості вихідних параметрів дизеля використовуються кутова швидкість ω_0 обертання колінчатого вала і обертовий момент M_0 на колінчастому валу, залежність якого від положення робочої точки дизеля $A(\omega_0, h_p)$, з урахуванням втрат енергії на всмоктування та вихлоп, холостих втрат, на роботу допоміжних механізмів, підшипників і системи охолодження (рис. 3).

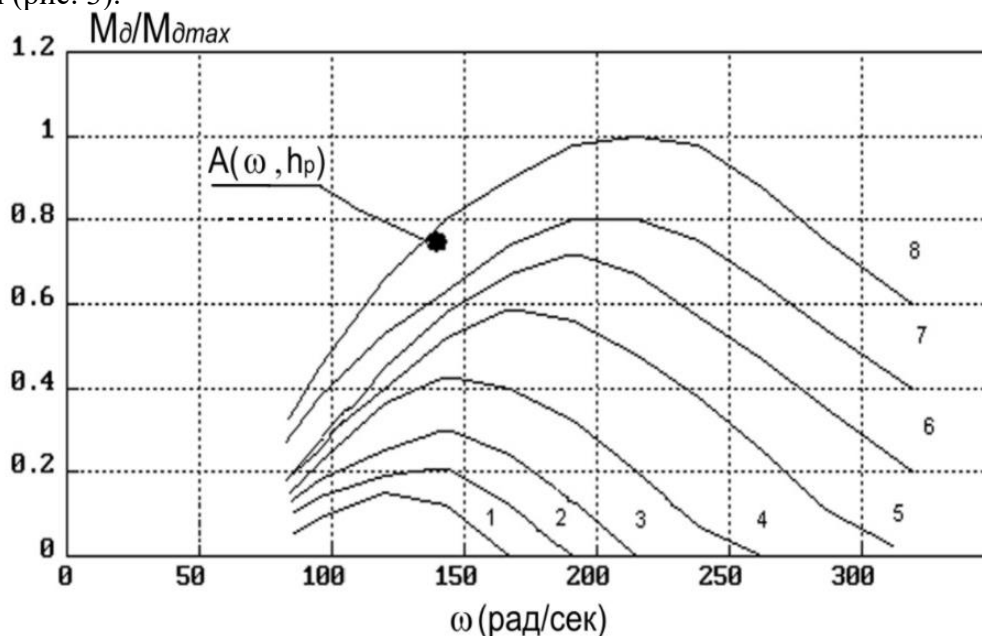


Рис. 3 – Характеристика двигуна 5ТДФ при фіксованих положеннях рейки паливних насосів ($k=1..8$).

3) **БКП** – семишвидкісна планетарна коробка передач була розроблена ще півсторіччя тому з 30% запасом по потужності [16]. Невдалі спроби розробити гідну їй заміну [11, 21, 22] зробили цю БКП основною для великої лінійки сучасних танків, тягачів та інженерних машин.

БКП включає у себе вхідний вал 1, який за допомогою зубчастої муфти з'єднується з колінчастим валом дизеля, складне водило 2, вихідний вал 3, бортову передачу 4 та ведуче колесо 5 (рис. 2). Основними вузлами БКП є чотири планетарні ряди (ПР): 1ПР, 2ПР, 3ПР, 4ПР, бортова передача (5ПР) та шість фрикційних пристроїв (ФП): Ф1, Ф2, Ф3, Ф4, Ф5, Ф6.

ФП керують роботою ПР: Ф1, Ф4, Ф5 і Ф6 гальмують елементи ПР, а Ф2 і Ф3 – їх блокують. У 1ПР відсутній епіцикл, 2ПР і 3ПР мають загальну сонячну шестірню, а водило 1ПР, 2ПР і 3ПР виконано як єдина складальна одиниця. Кожний ФП складається з пакета сталевих та металокерамічних дисків, що працюють в мастилі, і стискаючого пристрою (СП). Включення ФП БКП здійснюється шляхом подачі мастила під тиском у СП у залежності від номера поточної передачі БКП. Номера включених ФП і максимальні розрахункові швидкості руху у залежності від номера передачі БКП приведені в табл. 2.

Таблиця 2 – Параметри бортової коробки передач

Номер передачі	1	2	3	4	5	6	7	ЗХ
ФП, що включені	3, 4	4, 6	3, 6	1, 4	1, 3	2, 4	2, 30	3, 5
V_{\max} , км/год	7,41	13,8	17,4	21,8	29,8	41,2	60,5	4,22

Вимикання ФП здійснюється за рахунок зміни тиску мастила у СП і роз'єднання дисків тертя за рахунок віджимних пружин. У виключеному стані між дисками тертя існує зазор, що гарантує відсутність передачі моменту.

Включення ФП Ф4 і Ф5, що забезпечують гальмування й утримання машини на підйомах і спусках, здійснюється за допомогою спеціального механізму за рахунок переміщення педалі зупинного гальма.

Моменти тертя у j -ому ФП описуємо залежністю

$$M_{\phi_j} = (P_j(t) - P_{\Pi_j}) \cdot z_{\phi_j} \cdot S_{\phi_j} \cdot R_{\phi_j} \cdot \mu_T \quad (2)$$

де $P_j(t)$, P_{Π_j} – тиск мастила та протидія пружини у СП ФП; z_{ϕ_j} , S_{ϕ_j} , R_{ϕ_j} – відповідно, число пар тертя, площа диску тертя та середній радіус тертя ФП; μ_T – коефіцієнт тертя з урахуванням величини швидкості ковзання поверхонь тертя [23].

4) **САР.** Важливе місце в реалізації алгоритмів керування рухом машини належить САР дизелем, яка забезпечує заданий механіком-водієм швидкісний режим роботи дизеля, визначену величину тиску повітря на виході з нагнітача повітря та зміну подачі палива при роботі дизеля на режимі зовнішньої характеристики [20] і суттєво впливає на розвиток перехідних процесів у СП.

До складу САР входять всережимний регулятор (ВР) чисел обертів дизеля, пристрій корекції подачі палива і пристрій керування лопатками нагнітача повітря, які конструктивно виконані у одному агрегаті [20].

ВР підтримує заданий механіком-водієм швидкісний режим роботи дизеля і при цьому обмежує його максимальну швидкість обертання та відслідковує мінімальну швидкість холостого ходу.

ВР має один канал зворотного зв'язку по кутовій швидкості ω_δ і його математична модель описується рівняння відносно переміщення z золотника сервомотора регулятора і переміщення h_p рейки паливних насосів

$$\begin{aligned} \frac{dz}{dt} &= f(\omega_\delta, z, h_p, \theta, Y) \\ \frac{dh}{dt} &= g(\omega_\delta, z, h_p, \theta, Y) \end{aligned} \quad (3)$$

де функції параметрів регулятора $f(\omega_\delta, \theta, z, Y, h_p)$ і $g(\omega_\delta, \theta, z, Y, h_p)$ визначаються експериментально в стендових умовах і вважаються відомими.

5) **Навантаження** на ведучі колеса M_{H1} і M_{H2} представляються як функції опору руху з урахуванням холостих втрат в гусеничному русії.

Аналітичне моделювання динаміки СП у відповідності до структурної схеми (рис. 1) будується на основі рівнянь Лагранжа 2-го роду.

Безумовно, що характеристики течії перехідних процесів в СП залежить від урахування податливості деталей СП. Відомо що податливість деталей трансмісії машини суттєво впливає на характер високочастотних коливань, а на процес руху машини не впливає. Податливість кожного елемента СП збільшує степінь вільності і збільшує порядок диференціальних рівнянь, а тому прийнято враховувати податливість тільки елементів, пружні деформації яких суттєво впливають на потенційну енергію системи. Враховуючи поставлену у роботі задачу податливістю деталей СП нехтуємо.

Для аналітичного моделювання динаміки СП обрано п'ять узагальнених колових та вісім узагальнених силових параметрів:

- ω_δ – кутова швидкість колінчастого вала дизеля;
- ω_{31} , ω_{241} , ω_{32} , ω_{242} – кутові швидкості складного водила та водила 4ПР, відповідно, БКП-1 і БКП-2.
- M_{Cij} – крутний момент на сонці i -ого планетарного ряду j -ої БКП ($i=1, 2, 3, 4$; $j=1, 2$).

Крутні моменти на основних ланках (сонці (С), епіциклі (Е) та водилі (В)) планетарних рядів пов'язані між собою рівняннями [23]

$$\begin{aligned} M_E &= K \cdot M_C; \\ M_B &= (K + 1)M_C; \\ M_C + M_B + M_E &= 0. \end{aligned} \quad (4)$$

де K – характеристика планетарного ряду.

Відповідно до принципу Д'аламбера, диференціальне рівняння обертального руху k -ого твердого тіла навколо своєї осі має вид:

$$J_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt} = M_{k\text{ ex}} - M_{k\text{ вих}} - M_{k\text{ втр}} \quad (5)$$

де: $M_{k\text{ ex}}, M_{k\text{ вих}}, M_{k\text{ втр}}$ – моменти, відповідно, вхідний, вихідний та втрат.

Відзначимо, що колові швидкості основних елементів планетарних рядів визначається за правилом Вілліса [23], і це дозволяє рівняння (5) використовувати як рівняння руху усіх ланок СП.

Якщо помножити праву і ліву частини рівняння (5) на поточну кутову швидкість ω_k , то отримаємо умову балансу потужностей для k -ої ланки СП:

$$N_k = N_{k\text{ ex}} - N_{k\text{ вих}} - N_{k\text{ втр}} \quad (6)$$

Величина $N_k = J_k \cdot \omega_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}$ характеризує інерційну потужність, а добуток $\omega_k \cdot \frac{d\omega_k}{dt}$ –

інтенсивність протікання перехідних процесів у k -ій ланці СП.

Диференціальні рівняння руху обертальних мас БКП побудовані з використанням принципу Коши. Як приклад, наводимо деякі рівняння:

- **Маса 1** (Дизель і приєднані до нього ланки БКП-1 та БКП-2):

$$J_\partial \cdot \frac{d\omega_\partial}{dt} = M_{\partial a} - M_{\partial b} + M_{C11} + M_{C21} + M_{C31} + M_{C12} + M_{C22} + M_{C32} \quad (7)$$

- **Маса 2** (складне водило БКП-1):

$$J_{21} \frac{d\omega_{21}}{dt} + (1 - K_1) \cdot M_{C11} + (1 - K_2) \cdot M_{C21} + (1 - K_3) \cdot M_{C31} + K_4 \cdot M_{C41} = M_{\partial x} - M'_{\phi 5} \quad (8)$$

де $M'_{\phi 5} = M_{\phi 51} \cdot \text{sign } \omega_{21}$;

- **Маса 3** (водило 4ПР БКП-1):

$$J_{341} \frac{d\omega_{341}}{dt} + (1 + K_4) \cdot M_{C41} = -M_{H1} \cdot \frac{1}{(1 - K_5)} \quad (9)$$

ФП БКП мають дві умови включення: кінематичну і силову. Як приклад, умови включення фрикціону $\Phi 1$ (рис. 2) мають вигляд:

- Кінематична умова включення:

$$\frac{d\omega_\partial}{dt} - (1 - K_1) \cdot \frac{d\omega_{21}}{dt} = 0 \quad (10)$$

- Умова силового включення:

$$K_1 \cdot M_{C11} - M_{\phi 11} - M_{\phi 21} = 0 \quad (11)$$

де: $M_{\partial a}, M_{\partial b}$ – моменти рушійних сил та втрат на колінчастому валу дизеля; $M_{\phi 11}, M_{\phi 21}$ – моменти тертя у ФП $\Phi 1$ та $\Phi 2$ БКП-1; J_{21}, J_{341} – моменти інерції складного водила БКП-1 та водила 4ПР БКП-1; $M_x, M_{\phi 5}$ – моменти холостого хода дизеля та тертя на $\Phi 5$ БКП-1; M_{H1} – момент зовнішнього навантаження на БКП-1; K_m – характеристики планетарних рядів БКП СП.

Знаки перед моментами визначаються автоматично, у залежності від напрямків потоків потужності.

Момент тертя у j -ому ФП описуємо залежністю

$$M_{\phi_j} = (P_j(t) - P_{\Pi_j}) \cdot z_{\phi_j} \cdot S_{\phi_j} \cdot R_{\phi_j} \cdot \mu_T \quad (12)$$

де $P_j(t)$, P_{Π_j} – тиск мастила та протидія пружини у СП ФП; z_{ϕ_j} , S_{ϕ_j} , R_{ϕ_j} - відповідно, число пар тертя, площа диску тертя та середній радіус тертя ФП; μ_T – коефіцієнт тертя з урахуванням швидкості ковзання поверхонь тертя [17].

Метод моделювання. Існуючі методи математичного моделювання силових передач [24, 25] не відтворюють конструктивні особливості досліджуваної СП, алгоритми її керування, діючі кінематичні та силові зв'язки. Крім того включення, виключення і буксування ФП приводить до структурних змін СП і, відповідно, вона є неголоною механічною системою.

Моделювання перехідних процесів у СП Т-64Б виконано чисельно методом динамічного стану [11].

Отримані за цим методом диференціальні рівняння руху мас БКП, разом з рівняннями зв'язків, що накладаються ФП в залежності від номера поточної передачі, приведені до системи лінійних алгебраїчних рівнянь

$$A \cdot Y = B \quad (13)$$

де A – матриця динамічного стану силової передачі, Y – стовпець невідомих узагальнених параметрів, B – стовпець правої частини, який враховує вплив механіка-водія на рух машини.

Вирішуючи систему рівнянь (13), одержуємо узагальнені параметри моделі СП, що використовуються в підпрограмі рішення систем диференціальних рівнянь класичним методом Рунге-Кутти. Відзначимо, що отримані диференціальні рівняння руху СП є досить жорсткими, і визначення їх стійкого рішення явними методами Рунге-Кутти пов'язане з проблемою малого значення кроку чисельного методу, а це веде до збільшення часу інтегрування і обмеження класу поставлених для дослідження задач. З метою удосконалення чисельного методу [11] у роботі відпрацьований перехід на використання неявного методу Гіра рішення диференціальних рівнянь і показана ефективність такого переходу, а це дозволяє (у розвиток методології моделювання перехідних процесів у СП) ставити питання раціонального проектування СП і пошуку оптимально-раціональних рішень, наприклад, методом допустимих множин [26].

З метою підвищення універсальності програмного комплексу, що моделює динамічні процеси СП, окрім означеного вище, було покращено алгоритми розрахунку та вдосконалено блочну структуру комплексу.

Результати моделювання перехідних процесів у силовій передачі. За розробленою методикою аналітичного моделювання перехідних процесів у СП Т-64Б, яка реалізована у розробленому програмному комплексі, були проведені чисельні експерименти і встановлені наступні факти (рис. 4).

1. Час розгону танка на I передачі займає порядку $t = 6...7$ с і при цьому танк не може розігнатися на I передачі до заявленої розроблювачем швидкості $V = 7,41$ км/год. Причиною цього є буксування та значні втрати потужності у ФП Ф3, що приводить до нестійкої роботи Ф4.

2. При розгоні танка до $V = 50$ км/год танк пройшов відстань $S \approx 250$ м.

3. Після досягнення танком швидкості $V = 50$ км/год ($t = 35$ с), програмний модуль «Водій» починає реалізовувати режим гальмування методом вільного накату (виключає педаль зчеплення), а дизель 5ТДФ переводиться в режим мінімальної стійкої робочої швидкості $\omega \approx 180$ рад/с.

4. Отриманий закон зміни ходу $h_p(t)$ рейки паливних насосів показує, що максимальна подача палива відповідає ходу $h_p = 10,5$ мм і при цьому робоча крапка двигуна $A(\omega_\delta, h_p)$

переміщується на його зовнішню характеристику (крива 8, рис. 3). Відзначимо також, що максимальна подача палива в циліндри здійснюється при русі танка на VII передачі і займає близько $t = 8...9$ с, а це свідчить про недостатній коефіцієнт запасу ФП Ф3 та Ф4.

Отриманий закон зміни обертового моменту M_o двигуна 5ТДФ, як функції режимів руху і часу, з урахуванням холостих втрат потужності в самому дизелі і в системах, що забезпечують його працездатність, дозволяють визначити його вихідну потужність та ступінь завантаженості: На I передачі дизель 5ТДФ не довантажений і його вихідна потужність складає близько 230 кВт; На II–V передачах робоча точка дизеля виходить на зовнішню характеристику; При русі на VI передачі дизель досить довго «втягує» ($t = 5...7$ с) танк до швидкості $V = 40$ км/год, що показує на його недостатню потужність.

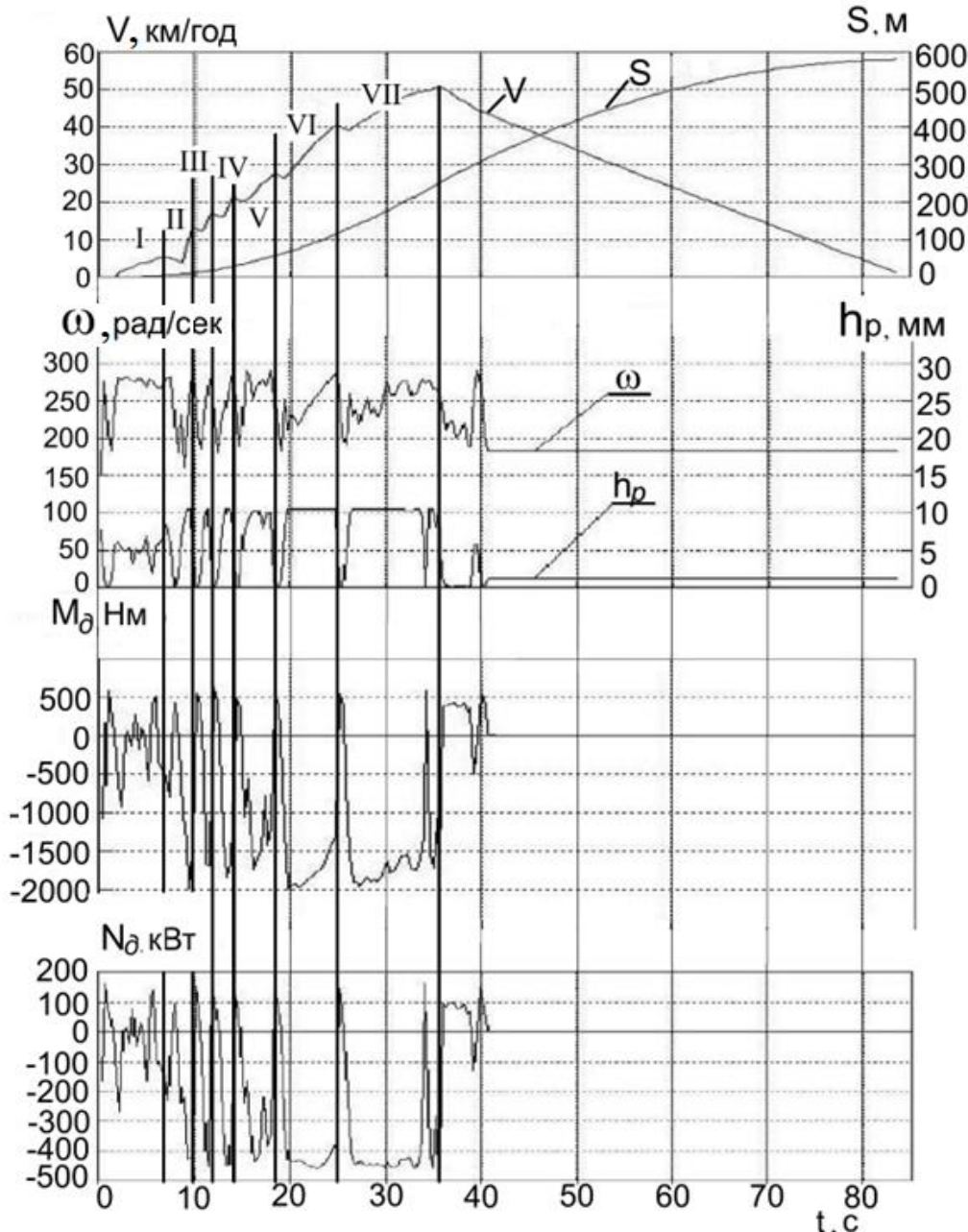


Рис. 4 – Результати аналітичного моделювання роботи СП Т-64Б

1. Алгоритми керування рухом танка припускають переключення передачі в БКП на вищу передачу в точках максимальної потужності, що відповідає швидкості обертання дизеля $\omega_o = 290$ с⁻¹.

2. Прагнення розробити ВР, що утримує робочу точку дизеля на регуляторних режимах, приводить до виникнення у системі інтенсивних динамічних навантажень і тим самим виявляється не ефективним.

3. Отримані результати роботи дизеля 5ТДФ в об'єктових умовах суттєво відрізняються від стендових іспитів при постійному навантаженні і робити висновки про працездатність досліджуваних СП та їх надійність за результатами тільки стендових іспитів не допускається.

4. Аналіз крутних моментів на сонці ПР-3 показує на «зрив» ФП Ф3, причиною чого є неузгодженість передаточних чисел V та VI передач БКП та виникнення зустрічних потоків потужності, що складаються на загальному сонці ПР-1 та ПР-2.

5. Робота БКП на V передачі супроводжується інтенсивним ковзанням ФП Ф1 та Ф3, які мають знакозмінний характер, і це забезпечує рух танка. Проте після виключення ФП Ф1 та Ф3 через близько $t \approx 0,4 \text{ с}$ починається включення ФП Ф2 та Ф4, яке супроводжується автоколиваннями.

6. Найбільші втрати потужності на буксування мають блокуючі ФП Ф2 та Ф3 і це може привести до спікання металокерамічних дисків та виходу з ладу усієї БКП.

7. Результати проведеного тестування вдосконаленого програмного комплексу, що моделює динамічні процеси у СП, дали позитивний результат.

Висновки.

1. Представлена методика аналітичного моделювання динаміки перехідних процесів у силовій передачі ВГМ, тестова перевірка якої на прикладі розгону машини Т-64Б показала її ефективність, а отримані результати досить гарно характеризують реальні нестационарні фізичні процеси у ланках силовій передачі, які треба враховувати при вдосконаленні конструкцій СП.

2. Запропонована методика аналітичного моделювання дозволяє розглядати силову передачу як замкнуту систему «водій-механік – СК – САР – двигун – дві БКП – зовнішнє навантаження» дозволяє показувати взаємний вплив складових СП одна на одну і розробляти рекомендації до покращення їх сумісної роботи.

3. Застосований метод динамічного стану дозволяє розглядати неголономні механічні системи із змінним числом вільності та ударні навантаження, що мають розриви похідної першого роду.

4. Представлена методика моделювання перехідних процесів у СП ВГМ і блочна структура її програмної реалізації може бути використана при моделюванні силових передач інших машин, зокрема, колісних машин типу БТР [27].

Список літератури

1. Sergienko, N. Load and wear of the open hinge of the tractor caterpillar drive/ N. Sergienko, N. Medvediev, A. Grabovskiy, A. Sergienko, N. Pavlova, Ye. Basova, S. Gubskiy // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, pp.12-20. dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2
2. Сергиенко Н.Е. Исследование нагруженности звена гусеницы/ Н.Е. Сергиенко, А.В. Медведева, А.Н. Сергиенко // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: Транспортне машинобудування. – 2017. – №5(1227). – С. 47-53.
3. Sergienko, N. Synthesis of the Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism / N., Sergienko; P., Kalinin, I., Pavlenko; M., Ochowiak; V., Ivanov; A., Sergienko; N., Pavlova; Ye., Basova; O., Titarenko; A., Nazarov; A., Krupińska; M., Matuszak; S., Włodarczak // *Appl. Sci.* 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>
4. Сергієнко М.Є. До питання дослідження плавності руху повноприводного автомобіля/ М.Є. Сергієнко, П.М. Калінін, П.М. Алтухов, В.В. Виноградов, М.В. Линник // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXX міжнародної науково-практичної конференції MicroCAD-2022, 19-21 жовтня 2022 р.* / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С.181.
5. Сергієнко М.Є. Моделювання перехідних процесів машини зі здвоєним зчепленням в середовищі AMESIM/ М.Є. Сергієнко, В.С. Свідло, А.Г. Турчаніков // *Інформаційні технології: наука, техніка, технологія, освіта, здоров'я: тези доповідей XXVII міжн. н.-практ. конференції MicroCAD-2019, 15-17 травня 2019 р.*: у 4 ч. Ч. I. / за ред. проф. Сокола Є.І. – Харків: НТУ «ХПІ». – С.209.

6. Сергієнко М.Є. Результати моделювання компонентів і робочих процесів гібридного автомобіля з асинхронним електродвигуном / М.Є. Сергієнко, Н.М. Павлова, А.М. Сергієнко, Б.Г. Любарський, А.М. Борисенко, П.М. Калінін, С.О. Губський, А.М. Древаль // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*. – 2022. – №2. – С. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
7. Сергиенко Н.Е. Взаимодействие систем оценки состояния водителя и экстренного торможения автомобиля / Н.Е. Сергиенко, С.И. Кондрашов, А.Н. Маренич, Н.Н. Павлова // *Вестник ХНАДУ и Северо-Восточного научного центра Транспортной академии Украины. Сборник научных трудов*. – Харьков, ХНАДУ. – 2016. – Вып. 75. – С. 63 – 67.
8. Сергієнко М.Є. Особенности использования электрического привода и систем управления на современных автомобилях / М.Є. Сергієнко, Б.Г. Любарський, М.И. Пастушина // *Вісник НТУ „ХПІ”*. Зб. н. праць. Серія: *Автомобіле- і тракторобудування*. – 2018. – №49(1325). – С. 40-49.
9. Чернышев В.Л. Информационная технология “Gill” и ее применение в создании подвижных комплексов вооружения / В.Л. Чернышев, С.В. Рагулин // Режим доступа: www.bvtv.narod.ru/1/gill/gill.htm. Дата звернення 15.04.23. – Назва з екрану.
10. Исаков П.П. Электромеханические трансмиссии гусеничных тракторов. Теория и расчет / П.П. Исаков, П.Н. Иванченко, А.Д. Егоров – 1981. – 302 с.
11. Чернышев В.Л. Исследование динамической нагруженности планетарных передач методом динамического состояния / В.Л. Чернышев // *Механіка та машинобудування*. Х.: ХДПУ, 1997. – №1. – С.96-102.
12. Hydromechanical Power Trains. Final Engineering Report. December 1974. Contract DAAEO7-72-C-0200. Performed Under the Technical Supervision O. MICV Project Office. U. S. Army Material Command.
13. Matthew G McGough. Linear Algebraic Modeling of Power Flow in the HMPT500-3 Transmission. 2012 TNDIA GROUND VEHICLE SYSTEMS ENGINEERING AND TECHNOLOGY SYMPOSIUM MODELING & Simulation, Testing and validation (MSTV) mini-symposium. August 14-16, 2012, Michigan.
14. MPT91. ISME International Conference on Motian and Powertransmissions, November 23 -26, 199I, Hiroshima, Japan.
15. Für den Leopard 2 ist ein noch stärkeres Triebwerk. *Soldat und Technik*, Oktober, 2012, S. 64.
16. Танки Т-64Б и Т-64Б1. *Техническое описание и инструкция по эксплуатации (ТО)*. Кн. 1, 1983. – 136 с.
17. Курс вождения боевых машин –1986.– 139 с.
18. Тараторкин И.А. Динамическая нагруженность гидромеханических трансмиссий транспортных машин / И.А. Тараторкин – Курган: Изд-во Курганского гос. ун-та, 2009. – 151 с.
19. Шеридан Т.Б. Система человек – машина. Модели обработки информации, управление и принятие решения человеком – оператором / Т.Б. Шеридан, У.Р. Феррел. *Пер. с англ.* – 1980. – 400 с.
20. Быстроходный танковый двигатель 5ТДФ. *Техническое описание* –1970. – 184 с.
21. Чернышев В.Л. Проект “ЭТА”. Электро-механическая трансмиссия перспективного советского танка «Молот» (изд. 477) / В.Л. Чернышев // Режим доступа: www.bvtv.narod.ru/raznoe/eta.htm. Дата звернення 15.04.18. – Назва з екрану.
22. Харьковское конструкторское бюро по машиностроению имени А.А. Морозова – Х. : ХКБМ, 2007. – 150 с.
23. Планетарные передачи. *Справочник* / Под ред. В.Н. Кудрявцева и Ю.Н. Кудряшева –1977. – 536 с.
24. Стрелков А.Г. Конструкция быстроходных гусеничных машин / А.Г. Стрелков – 2005. – 610 с.
25. Белоутов Г.С. Метод математического моделирования переходных процессов в транспортных гусеничных машинах / Г.С. Белоутов // *Вестник бронетанковой техники*, 1975. – №5. – С.22-24.
26. Калінін П.М. До питання оптимально-раціонального проектування коробки передач автомобіля / П.М. Калінін // *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»: збірник наукових праць. Тематичний збірник «Проблеми механічного приводу»* – Х. : НТУ «ХПІ», 2013. №41. – С. 49-53.
27. Чернышев В.Л. Впровадження інформаційної технології «Gill» для дослідження динамічних процесів в силових передачах авто бронетехніки / В.Л. Чернышев, П.М. Калінін, Ю.О. Остапчук, Ю.В. Жережон-Зайченко // *Службово-бойова діяльність Національної гвардії України: сучасний стан, проблеми та перспективи*. Тези доповідей X науково-практичної конференції (29.03.2018) – Х. : НАНГ України, 2018.

References (transliterated)

1. Sergienko, N. Loyad i protikannya zaliznychnoho katannya na tarilochnomu drive/ N. Sergienko, N. Medvedev, A. Grabovskiy, A. Sergienko, N. Pavlova, Ye. Basova, S. Gubskiy // *International Journal of Mechatronics and Applied Mechanics*, 2022, Issue 12, rr.12-20. dx.doi.org/10.17683/ijomam/issue12.2
2. Sergienko N.Ye. Vyvchennya navantazhenosti lanky husenytsi/ N.Ye. Sergienko, A.V. Medvedyeva, A.M. Sergienko // *Visnyk NTU „KHPI”*. Zb. n. prats'. Seriya: Transportne mashynobuduvannya. – 2017. – №5(1227). – S. 47-53.
3. Sergienko, N. Synthesis of Energy-Saving Dry Dual Clutch Control Mechanism / N., Sergienko; P., Kalinin, I., Pavlenko; M., Ochowiak; V., Ivanov; A., Sergienko; N., Pavlova; Ye., Basova; O., Titarenko; A., Nazarov;; A., Krupińska; M., Matuszak; S., Włodarczak // *Appl. SCI*. 2023, 13, 829. <https://doi.org/10.3390/app13020829>

4. Sergienko M.Ye. Do pytannya doslidzhennya plavnosti rukhu povnopryvidnoho avtomobilya/M.Ye. Sergienko, P.M. Kalinin, P.M. Altukhov, V.V. Vynohradov, M.V. Linnyk // Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: tezy dopovidey KHKHKH mizhnarodnoyi naukovo-praktychnoyi konferentsiyi MicroCAD-2022, 19-21 zhovtnya 2022 r. / za red. prof. Sokola Ye.I. - Kharkiv: NTU "KHPI". - C.181.
5. Sergienko M.Ye. Modelyuvannya perekhodnykh protsesiv mashyny zi zdvoynym zcheplennyam u seredovyshchi AMESIM/ M.Ye. Sergienko, V.S. Svidlo, A.H. Turchanykiv // Informatsiyi tekhnolohiyi: nauka, tekhnika, tekhnolohiya, osvita, zdorov'ya: tezy dopovidey XXVII mizhn. n.-prakt.konferentsiyi MicroCAD-2019, 15-17 travnya 2019 r.: u 4 hod. CH. I. / za red. prof. Sokola Ye.I. - Kharkiv: NTU "KHPI". - S.209.
6. Sergienko M.Ye. Rezul'taty modelyuvannya komponentiv ta robochykh protsesiv hibrydnoho avtomobilya z asynkronnym elektrodvyhunom / M.Ye. Sergienko, N.M. Pavlova, A.M. Sergienko, B.G. Lyubars'kyi, A.M. Borysenko, P.M. Kalinin, S.O. Hubs'kyi, A.M. Dreval' // Visnyk NTU „KHPI“. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. - 2022. - №2. - S. 31-47. DOI: 10.20998/2078-6840.2022.2.04
7. Sergienko N.Ye. Vzayemodiya system otsinky stanu vodiya ta ekstrenoho hal'muvannya avtomobilya / N.Ye. Sergienko, S.I. Kondrashov, O.M. Marenych, N.M. Pavlova // Visnyk KhNADU ta Pivnichno-Skhidnoho naukovoho tsentru Transportnoyi akademiyi Ukrainy. Zbirnyk naukovykh prats'. – Kharkiv, KhNADU. - 2016. - Vyp. 75. - S. 63 - 67.
8. Sergienko M.Ye. Osoblyvosti vykorystannya elektrychnoho pryvodu ta system keruvannya na suchasnykh avtomobilyakh / M.Ye. Sergienko, B.G. Lyubars'kyi, M.I. Pastushchyna // Visnyk NTU „KHPI“. Zb. n. prats'. Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya. - 2018. - №49 (1325). - S. 40-49.
9. Chernyshov V.L. Informatsiyana tekhnolohiya “Gill” ta yiyi zastosuvannya u stvorenni rukhomykh kompleksiv ozbroynennya / V.L. Chernyshov, S.V. Rahulin // Rezhym dostupu: www.btvn.narod.ru/1/gill/gill.htm. Data zvernennya 15.04.23. - Nazva z ekranu.
10. Isakov P.P. Elektromekhanichni transmisii husenychnykh traktoriv. Teoriya ta rozrakhunok / P.P. Isakov, P.M. Ivanchenko, O.D. Yehorov - 1981. - 302 s.
11. Chernyshov V.L. Doslidzhennya dynamichnoyi navantazhenosti planetarnykh peredach metodom dynamichnoho stanu / V.L. Chernyshov // Mekhanika ta mashynobuduvannya. Kh.: KhDPU, 1997. - №1. - S.96-102.
12. Hydromechanical Power Trains. Final Engineering Report. December 1974. Contract DAAE07-72-C-0200. Performed Under the Technical Supervision of MICV Project Office. U. S. Army Material Command.
13. Matthew G McGough. Linear Algebraic Modeling of Power Flow v HMPT500-3 Transmission. 2012 TNDIA GROUND VEHICLE SYSTEMS ENGINEERING AND TECHNOLOGY SYMPOSIUM MODELING & Simulation, Testing and validation (MSTV) mini-symposium. August 14-16, 2012, Michihan.
14. MPT'91. ISME International Conference on Motian and Rowertransmissions, November 23 -26, 1991, Hiroshima, Japan.
15. Für den Leopard 2 ist ein noch stärkeres Triebwerk. Soldat und Technik, Oktober, 2012, S. 64.
16. Tanky T-64B ta T-64B1. Tekhnichnyy opys ta instruktsiya z ekspluatatsiyi (TO). Kn. 1, 1983. - 136 s.
17. Kurs vodinnya boyovykh mashyn -1986. - 139 s.
18. Taratorkin I.A. Dynamichna navantazhenist' hidromekhanichnykh transmisii transportnykh mashyn/I.A. Taratorkin - Kurhan: Vyd-vo Kurhans'koho derzh. un-tu, 2009. - 151 s.
19. Sheridan T.B. Systema lyudyna – mashyna. Modeli obrobky informatsiyi, upravlinnya ta pryynyattya rishennya lyudynoyu – operatorom/T.B. Sheridan, U.R. Ferrel. Prov. z anhl. - 1980. - 400 s.
20. Shvydkokhidnyy tankovy dvyhun 5TDF. Tekhnichnyy opys -1970. - 184 s.
21. Chernyshov V.L. Proekt "ETA". Elektro-mekhanichna transmissiya perspektyvnoho radyans'koho tanka "Molot" (vyd. 477) / V.L. Chernyshov // Rezhym dostupu: www.btvn.narod.ru/raznoe/eta.htm. Data zvernennya 15.04.18. - Nazva z ekranu.
22. Kharkivs'ke konstruktors'ke byuro z mashynobuduvannya imeni O.O. Morozova - Kh.: KHKBM, 2007. - 150 s.
23. Planetarni peredachi. Dovidnyk/Za red. V.M. Kudryavtseva ta Yu.M. Kudryasheva -1977. - 536 s.
24. Stryelkov A.H. Konstruktsiya shvydkokhidnykh husenychnykh mashyn/A.H. Strilkiv - 2005. - 610 s.
25. Biloutov H.S. Metod matematychnoho modelyuvannya perekhidnykh protsesiv u transportnykh husenychnykh mashynakh/H.S. Biloutov // Visnyk bronetankovoyi tekhniki, 1975. - №5. - S.22-24.
26. Kalinin P.M. Do pytannya optimal'no-ratsional'noho proektuvannya korobky peredach avtomobilya /P.M. Kalinin // Visnyk Natsional'noho tekhnichnoho universytetu «KHPI»: zbirnyk naukovykh prats'. Tematychnyy zbirnyk «Problemy mekhanichnoho pryvodu» – Kh.: NTU «KHPI», 2013. №41. - S. 49-53.
27. Chernyshev V.L. Vprovadzhennya informatsiyanoi tekhnolohiyi gill dlya doslidzhennya dynamichnykh protsesiv u sylovykh peredachakh avto bronetekhniki / V.L. Chernyshiv, P.M. Kalinin, YU.O. Ostapchuk, Yu.V. Zherezhon-

Zaychenko // Sluzhbovo-boyova diyal'nist' Natsional'noyi hvardiyi Ukrainy: suchasnyy stan, problemy ta perspektyvy. Tezy dopovidey X naukovo-praktychnoyi konferentsiyi (29.03.2018) – Kh. : NANH Ukrainy, 2018.

Надійшла (received) 01.06.2023

Відомості про авторів / About the Authors

Чернишов Володимир Леонідович (Chernyshov Volodymyr)

- кандидат технічних наук, доцент,

Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри «Деталі машин і мехатронні системи», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-8622-4130>; e-mail: chernyshevvl250751@gmail.com.

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

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

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

Медведєв Микола Григорович (Medvediev Nikolay) – кандидат технічних наук, доцент, Харківський фаховий автомобільно-дорожній коледж; викладач; м. Харків, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0002-8409-7721>; e-mail: nursus@ukr.net

Хаустов Дмитро Євгенович (Khaustov Dmytro) – кандидат технічних наук, старший дослідник, Національна академія сухопутних військ імені гетьмана Петра Сагайдачного; Начальник Наукового центру Сухопутних військ; м. Львів, Україна; ORCID <https://orcid.org/0000-0001-5542-2831>; e-mail: khaustov_d@ukr.net

В.М. ЗУБКО, Д.О. ЖИГИЛІЙ, С.П. СОКОЛІК

МОДЕЛЮВАННЯ ВЗАЄМОДІЇ ЖОРСТКОГО КОЛЕСА З ГРУНТОМ З МЕТОЮ ВИЯВЛЕННЯ ЗОН УЩІЛЬНЕНЬ

Виявлення та видалення плужної підшви є важливою задачею. Сучасні безконтактні пристрої для виявлення плужної підшви не використовуються багатьма агровиробниками через їх високу вартість, а розробка нового більш дешевого сканера дасть можливість невеликим господарствам досліджувати ущільнення ґрунту та вживати необхідних заходів для його розпушування. Особливістю пристрою, який ми розробляємо, є те, що його робочий орган (коесо, диск або сфера) проникає в ґрунт на невелику глибину. Метою даного дослідження є в рамках використаної моделі взаємодії жорсткого колеса і верхнього в'язкопружного та нижнього ущільненого шарів ґрунту отримати залежності, які дозволять визначати параметри такої взаємодії зокрема глибину розташування зони ущільнення. У цій роботі вирішується задача кочення абсолютно жорсткого колеса по в'язкопружному шару неушільненого ґрунту, зчепленому з недеформаційною напівплощиною, що імітує підшву плуга. При формулюванні задачі не враховується податливість циліндра і напівплощини, а для опису властивостей шару ґрунту використовується модель Кельвіна, яка має обмежену в'язкопружну повзучість.

Ключові слова: в'язко-пружний шар, модель Кельвіна, напруження, деформація, плужна підшва.

V. ZUBKO, D. ZHYNYLII, S. SOKOLIK

SIMULATION OF THE INTERACTION OF A RIGID WHEEL WITH THE SOIL FOR THE PURPOSE OF DETECTING ZONES OF COMPACTION

Identifying and removing plow soles is an important task. Modern non-contact devices for detecting plow soles are not used by many agricultural producers due to their high cost, and the development of a new, cheaper scanner will enable small farms to investigate soil compaction and take the necessary measures to loosen it. The peculiarity of the device we are developing is that its working body (wheel, disk or sphere) penetrates the soil to a small depth. The purpose of this study is to obtain dependencies within the framework of the used model of the interaction between the rigid wheel and the upper viscoelastic and lower compacted layers of the soil, which will allow determining the parameters of such interaction, in particular the depth of the location of the compaction zone. In this paper, the problem of rolling of a completely rigid wheel on a viscoelastic layer of uncompacted soil coupled to a non-deformable half-plane imitating the sole of a plow is solved. When formulating the problem, the compliance of the cylinder and half-plane is not taken into account, and the Kelvin model is used to describe the properties of the soil layer, which has limited viscoelastic creep.

Key words: viscoelastic layer, Kelvin model, stress, deformation, plow sole.

Вступ.

Спричинене агротехнікою ущільнення ґрунту, а також природне ущільнення є проблемою для рослинництва та навколишнього середовища, яка потребує окремої уваги. Причиною цього є негативні зміни важливих функцій ґрунту. У практичному точному землеробстві великий інтерес викликають швидкі, зручні та доступні способи та прилади для вимірювання цього показника. Давно відомі різного типу конструкції приладів (твердомірів, пенетрометрів та ін.). Однак значно більші і точніші об'єми інформації можуть дати безперервні способи вимірювання твердості з кореляцією по щільності ґрунту з прив'язкою до координат по GPS і побудовою електронних карт щільності ґрунту. Для цих цілей вже розроблені і застосовують ґрунтові сканери, які функціонують на основі різних фізичних властивостей ґрунту [1].

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

Існує багато різних методів визначення глибини підшви плуга, починаючи від ручного вимірювання пенетрометрами і закінчуючи мобільними сканерами, які вимірюють безконтактно. Актуальним є питання зменшення собівартості виконання операцій визначення глибини залягання плужної підшви по всій площі поля.

Для вимірювання твердості ґрунтів використовують пенетрометри - прилади, призначені для введення в ґрунт металевих тіл (плунжерів) певної форми з мінімальним порушенням структури ґрунту. Пенетрометри бувають динамічними і статичними. У першому з них плунжер вводиться в ґрунт за допомогою удару або падіння тягаря (маси). Статичні

пенетрометри вводять плунжер у ґрунт повільно й поступово, уникаючи динамічного ефекту [2-4].

Існує величезна кількість приладів для вимірювання твердості ґрунту. Найпоширенішими з них є твердоміри Горячкіна, Ревякіна, Висоцького та ін. Завдяки своїй простоті та надійності, твердомір Ревякіна отримав найбільшу популярність.

Велику кількість пенетрометрів (Кіріче, Кунце, Флореску-Целлінгера, Гетке та ін.) використовуються також у дослідницькій практиці країн Східної Європи. Їх відмінною рисою є використання не тільки плоских і клиноподібних плунжерів, а й багатьох інших форм. Це розширює можливості вивчення різних типів опорів ґрунтів. Ці пенетрометри доступні і прості у використанні. Але вони не дають можливості отримати точні дані про твердість ґрунту на великій площі. Щоб отримати більше даних, краще використовувати мобільні наземні сканери. Наприклад, SoilXplorer – безконтактний датчик для картографування та зміни глибини обробітку ґрунту за допомогою електромагнітних сигналів для вимірювання провідності ґрунту. За цією ознакою можна визначити зони типу ґрунту, відносної водності, а також площі ущільнення. За допомогою чотирьох приймальних котушок за один прохід «досліджуються» чотири різних шари від 0–25 см, 15–60 см, 55–95 см та 85–115 см. Його можна дуже легко інтегрувати в інші робочі процеси [4, 5].

Мета та постановка задачі дослідження.

Виявлення та видалення підшви беззаперечно є важливою задачею. Сучасні безконтактні сканери важкодоступні для більшості господарств через високу ціну, тому актуальною є розробка пристроїв, що дозволять агровиробникам виявляти ущільнення ґрунту та вживати необхідних заходів для його розпушування. Перспективними на нашу думку є пристрої механічного типу, які б визначали розташування ущільнених зон ґрунту за допомогою визначення реакцій взаємодії поверхні твердого тіла з ґрунтовим середовищем. Особливістю пристрою, який ми розробляємо, є те, що його робочий орган (диск або циліндр) проникає в ґрунт на невелику глибину.

Метою досліджень є в рамках використаної моделі взаємодії жорсткого колеса і верхнього в'язкопружного та нижнього ущільненого шарів ґрунту отримати залежності, які дозволять визначати параметри такої взаємодії зокрема глибину розташування зони ущільнення.

Основний матеріал та результати дослідження.

Розглянемо завдання в плоскій постановці для жорсткого колеса і основи, що складається з в'язкопружного неущільненого шару ґрунту товщиною A , зчепленого з жорсткою напівплощиною плужної підшви.

Схема взаємодії жорсткого колеса з ґрунтом при коченні у веденому режимі показано на рисунку 1.

Безпосередні спостереження показують, що деформування ґрунту колесом, що котиться, в кожний момент часу відбувається переважно по нормалі до обода. Відповідно до цього відносні деформація ε і швидкість деформування ε' елементарних обсягів в секторах, відповідних кутах $d\varphi$ на які розбитий весь її масив в межах кута φ_0 контакту і товщини A активного шару (що зазнає деформації), можуть бути представлені так:

$$\varepsilon = \frac{z_0}{l_0} \left(1 - \frac{\cos(\varphi_0)}{\cos(\varphi)} \right) \quad (1)$$

$$\varepsilon' = \omega \cdot \frac{z_0}{l_0} \cdot \cos(\varphi_0) \cdot \frac{\sin(\varphi)}{\cos^2(\varphi)} \quad (2)$$

де z_0 і l_0 – розміри показані на схемі; φ_0 – поточне значення кута контакту; ω – кутова швидкість обертання колеса

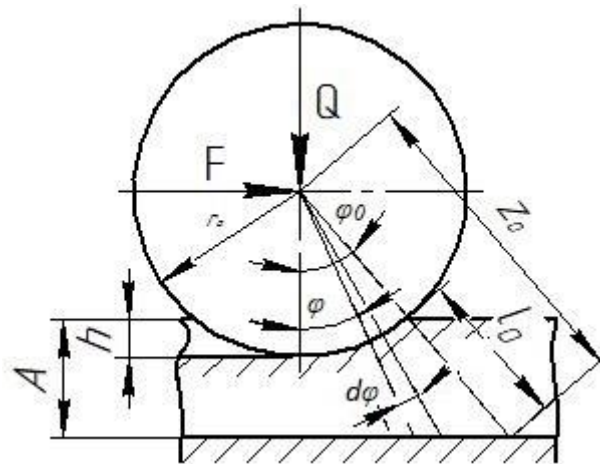


Рис. 1 – Схема деформування ґрунту жорстким колесом

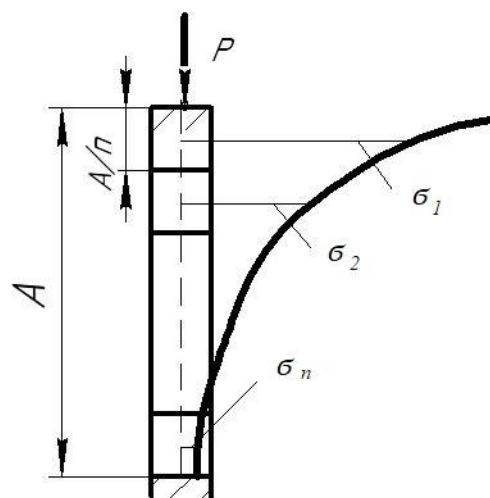


Рис. 2 – Закономірність розподілу напружень за глибиною

Нормальне навантаження колеса Q і поздовжня сила F , необхідна для подолання опору коченню, обумовленого процесами взаємодії колеса з ґрунтом, дорівнюють сумам відповідно до нормальних і дотичних елементарних реакцій ґрунту.

Запишемо:

$$Q = \int_0^{\varphi_0} \sigma \cdot \cos(\varphi) \cdot B \cdot r_0 \cdot d\varphi \quad (3)$$

$$F = \int_0^{\varphi_0} \sigma \cdot \sin(\varphi) \cdot B \cdot r_0 \cdot d\varphi \quad (4)$$

де σ – контактне напруження (результуюча) елементарна реакція ґрунту; B і r_0 – ширина контакту і радіус колеса.

Щоб вирішити ці рівняння, необхідно скористатися аналітичною залежністю між напруженням та деформаціями.

Деформованість ґрунту (його елементарних обсягів) досить повно відбиває модель Кельвіна, якій відповідає реологічне рівняння [6]:

$$\sigma = E_2 \cdot (\varepsilon + \tau' \cdot \varepsilon') \quad (5)$$

де E_2 – модуль деформації; τ' час післядії являє собою відношення в'язкості μ_2 до модуля деформації ($\tau' = \mu_2/E_2$).

У зв'язку з тим, що рівняння (5) застосовується до нескінченно малого обсягу ґрунту у вигляді стрижня кінцевої довжини лише за умови, що напруги по його довжині однакові, а насправді напруги в ґрунті загасають по глибині, розглянемо, за допомогою яких прийомів цей об'єм можна подати у вигляді такого стрижня.

Закономірність розподілу напружень σ_z по глибині z в напрямку сили P виражається відповідно до формул Бусінеска [7] так:

$$\sigma_z = K \cdot P / z^2 \quad (6)$$

де K – безрозмірний множник.

Вплив твердого нижнього шару (плужної підшви) на характер розподілу напружень може бути враховано поправочними коефіцієнтами.

Також (за допомогою коефіцієнтів) коригують формули Бусінеска з наближення розрахункових закономірностей розподілу напружень у м'яких ґрунтах до дійсних.

Виділимо n однакових шарів ґрунту (рис. 2), відносні деформації ε_i яких досить точно можна визначити за формулою:

$$\varepsilon_i = \sigma_i / E \quad (7)$$

де σ_i – середні напруження, E – коефіцієнт пропорційності, що зв'язує напруження та деформацію в будь-якій точці масиву ґрунту.

Якщо є твердий шар нижче, то σ_n відповідає напруженню в приграничному шарі, а якщо ні – малій деформації ґрунту, якою можна знехтувати.

Якщо глибина залягання точок з напругою відповідно дорівнює:

$$\frac{A}{2n}, \frac{3A}{2n}, \dots, \frac{[1+2(n-1)]A}{2n}, \text{ то}$$

$$\sigma_1 = K \cdot P \cdot \left(\frac{2n}{A}\right)^2, \sigma_2 = K \cdot P \cdot \left(\frac{2n}{3A}\right)^2, \dots, \sigma_n = K \cdot P \cdot \left(\frac{2n}{[1+2(n-1)A]}\right)^2$$

Виразивши напруження $\sigma_2, \dots, \sigma_n$ через σ_1 , отримаємо:

$$\sigma_2 = \sigma_1 \left(\frac{1}{3}\right)^2, \dots, \sigma_n = \sigma_1 \left(\frac{1}{1+2(n-1)}\right)^2$$

Додавання деформацій шарів призводить до наступного результату:

$$\varepsilon = \frac{\sigma_1}{n \cdot E} \left(1 + \frac{1}{3^2} + \dots + \frac{1}{(1+2(n-1))^2}\right) \quad (8)$$

Причому σ_1 можна виразити через напруження в контакт σ , використовуючи безрозмірний множник λ і дані [7] про фактичний розподіл напруг ($\sigma_1 = \lambda \sigma$) Вираз у круглих дужках може бути замінено сумою ряду $(1 + \frac{1}{3^2} + \frac{1}{5^2} + \frac{1}{7^2} + \dots)$, яка становить $\pi^2/8$ і мало відрізняється від цього значення (при $n=5$ різниця дорівнює 5%, а при $n=10$ - 1,6%). Тому при досить великому n :

$$\varepsilon = \sigma \frac{\lambda \cdot \pi^2}{8 \cdot n \cdot E} \quad (9)$$

Рівняння (9) показує, що для елементарного об'єму ґрунту, що деформується колесом (див. рис. 1), справедливе співвідношення: $\sigma = \varepsilon \cdot E_2$, де:

$$E_2 = \frac{8 \cdot n}{\lambda \cdot \pi^2} E \quad (10)$$

Очевидно, E_2 - розрахунковий модуль, який можна використовувати для визначення відносної деформації ґрунту за напруженням в контакт. Зауважимо, що відносна деформація об'єму, що розглядається, може бути знайдена за напругою в будь-якій точці σ_i , але щоразу із застосуванням нового значення розрахункового модуля. Справді, виражаючи середню напругу в шарах через σ_i отримаємо:

$$\sigma_n = \sigma_i \cdot \left(\frac{1+2(i-1)}{1+2(n-1)} \right)^2$$

Тому $\sigma_i = \varepsilon E_2$ де

$$E_2 = \frac{8 \cdot n}{\pi^{2(1+2(i-1))}} E$$

Якщо ґрунт неоднорідний за глибиною і деформації шарів обчислюють за формулами $\varepsilon_i = \sigma_i E$ то $\sigma = \varepsilon E_2$
де

$$E_2 = \frac{n}{\lambda \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{3^2 E_2} + \dots + \frac{1}{(1+2(n-1))^2 E_n} \right)} \quad (11)$$

або $\sigma_i = \varepsilon E_2$ де

$$E_2 = \frac{n}{(1+2(n-1))^2 \cdot \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{3^2 E_2} + \dots + \frac{1}{(1+2(n-1))^2 E_n} \right)} \quad (12)$$

Рівняння (10)...(12) дозволяють обчислювати деформації шару ґрунту при нерівномірному розподілі напружень по глибині та підтверджують застосовність виразу (5) до аналізу взаємодії колеса з ґрунтом.

Після відповідних підстановок та інтегрування отримуємо:

$$Q = B \cdot E_2 \cdot r_0 \cdot \frac{z_0}{l_0} \cdot (\sin(\varphi_0) - \varphi_0 \cdot \cos(\varphi_0) - \tau' \cdot \omega \cdot \cos(\varphi_0) \cdot \ln(\cos(\varphi_0))) \quad (13)$$

$$F = B \cdot E_2 \cdot r_0 \cdot \frac{z_0}{l_0} \cdot \cos(\varphi_0) \cdot \left(\frac{1}{\cos(\varphi_0)} - 1 + \ln(\cos(\varphi_0)) + \tau' \cdot \omega \cdot (\tan(\varphi - \varphi_0)) \right) \quad (14)$$

Отримані рівняння, що характеризують взаємодію жорсткого колеса з ґрунтом, можуть бути використані для визначення параметрів E_2 τ' і A за експериментальними даними про опір його коченню.

Висновки.

Розглянуто 2D-контактну задачу для жорсткого колеса, що котиться на в'язкопружному шарі ґрунту, під яким знаходиться нижній ущільнений шар. Для опису в'язкопружних властивостей шару ґрунту використовується модель Кельвіна. Представлено метод розрахунку деформацій та напружень у зоні контакту. Отримано рівняння, що можуть бути використані для визначення параметрів взаємодії жорсткого колеса і ґрунту, зокрема глибину розташування зони ущільнення. Отримані співвідношення в подальшому можливо використовувати для обґрунтування параметрів конструкції механічного пристрою для визначення глибини розташування «плужної підшви».

Список літератури:

1. Гаврилов С. Проблема плужної підшви у ґрунті та шляхи її вирішення [Електронний ресурс] / С. Гаврилов // Пропозиція. – 2017. – Режим доступу до ресурсу: <https://propozitsiya.com/ua/problema-pluzhnoyi-pidoshvi-u-grunti-ta-shlyahi-yiyi-virishennya>
2. Комісар Є. О., Зубко В. М. Твердість ґрунту - огляд сучасних методів та пристроїв. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, №4 (42), 2020, С. 26-31.
3. Антипчук Б. О. Сучасні вимірювачі щільності ґрунту: їх огляд та дослідження застосування ультразвуку для оперативного визначення переущільненої ділянки поля, яке обробляється. Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія: Механізація та автоматизація виробничих процесів, №4 (46), 2022, С. 3-10.

4. Переуцільнення ґрунту. Причини, наслідки та рішення. [Електронний ресурс] // АМАКО Україна. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://amaco.com.ua/pereuplotnenie-pochvy-prichiny-posledstviya-i-resheniya/>.
5. Бромот І. Уцільнення ґрунту. Все, що треба знати [Електронний ресурс] / І. Бромот // Traktorist.ua. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://traktorist.ua/articles/873-uschilnennya-gruntu-vse-scho-treba-znati>.
6. Ковбаса В. П. Механіко-технологічне обґрунтування оптимальної взаємодії робочих органів з ґрунтом: автореф. дис. д-ра техн. наук. Київ, 2006. 35 с..
7. Костюченко М. М. Механіка ґрунтів : навчальний посібник [Електронний ресурс] / М. М. Костюченко // Інтернет-ресурс Київського університету. – geol.univ@kiev.ua. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: http://www.geol.univ.kiev.ua/lib/mehanika_gruntiv.pdf.

References (transliterated):

1. Havrylov S. Problema pluzhnoi pidoshvy u hrunti ta shliakhy yii vyrishennia [Elektronnyi resurs] / S. Havrylov // Propozytsiia. – 2017. – Rezhym dostupu do resursu: <https://propozitsiya.com.ua/problema-pluzhnoyi-pidoshvi-u-grunti-ta-shlyahi-yii-vyrishennia>.
2. Komisar Ye O., Zubko V. M. Tverdist ґрунту - ohliad suchasnykh metodiv ta prystroiv. Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Seriia: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv, №4 (42), 2020, S. 26-31.
3. Antypchuk B. O. Suchasni vymiriuvachi shchilnosti ґрунту: yikh ohliad ta doslidzhennia zastosuvannia ultrazvuku dlia operatyvnoho vyznachennia pereushchilnoyi dilianky polia, yake obrobliaietsia. Visnyk Sumskoho natsionalnoho ahrarnoho universytetu. Seriia: Mekhanizatsiia ta avtomatyzatsiia vyrobnychkykh protsesiv, №4 (46), 2022, S. 3-10.
4. Pereushchilnennia ґрунту. Prychyny, naslidky ta rishennia. [Elektronnyi resurs] // АМАКО Україна. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://amaco.com.ua/pereuplotnenie-pochvy-prichiny-posledstviya-i-resheniya/>.
5. Bromot I. Ushchilnennia ґрунту. Vse, shcho treba znaty [Elektronnyi resurs] / I. Bromot // Traktorist.ua. – 2019. – Режим доступу до ресурсу: <https://traktorist.ua/articles/873-uschilnennya-gruntu-vse-scho-treba-znati>.
6. Kovbasa V. P. Mekhaniko-tekhnolohichne obgruntuvannia optymalnoi vzaiemodii robochykh orhaniv z ґрунтом: avtoref. dys. d-ra tekhn. nauk. Kyiv, 2006. 35 s.
7. Kostiuchenko M. M. Mekhanika hruntiv : navchalnyi posibnyk [Elektronnyi resurs] / M. M. Kostiuchenko // Internet-resurs Kyivskoho universytetu. – geol.univ@kiev.ua. – 2013. – Режим доступу до ресурсу: http://www.geol.univ.kiev.ua/lib/mehanika_gruntiv.pdf.

Надійшла (received) 29.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Зубко Владислав Миколайович (Vladyslav Zubko) – д.т.н., професор, Сумський національний аграрний університет, декан інженерно-технологічного факультету, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-2426-2772>; e-mail: zubkovladislav@ukr.net

Жигилій Дмитро Олексійович (Zhyhiliy Dmytro) – к.т.н., доцент, Сумський державний університет, м. Суми Україна; e-mail: zhigiliy.d@gmail.com

Соколік Сергій Петрович (Sokolik Serhii) – Сумський національний аграрний університет, старший викладач кафедри агроінжинірингу, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4496-8681>; e-mail: sokolik1009@gmail.com

В.Ю. ТКАЧОВ, А.П. КОЖУШКО

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ ЕЛЕКТРОТРАКТОРА З УРАХУВАННЯМ ЕКСПЛУАТАЦІЙНИХ РЕЖИМІВ РОБОТИ

Складено математичний апарату для аналізу робочих процесів, які протікають в колісному тракторі на електричній тязі. Використано методику, яка передбачає опис загального руху колісного трактора в процесі виходу на технологічну або транспортну швидкість. Окреслений апарат враховує взаємодію коліс з ґрунтом в функції конструктивних параметрів та фізико-механічних властивостей опорної поверхні. Як результат отримано відомості щодо моделювання руху електротрактора, а саме залежність бажаної та реальної швидкостей від часу розгону; залежність розряду батареї від реальної швидкості руху. Практична значимість роботи полягає в отриманні теоретичної моделі, яка дає змогу проаналізувати можливість використання двигунів постійного струму як силових агрегатів для електротракторів малої потужності.

Ключові слова: електричний трактор, електричний двигун, батарея, лінійне керування, шина, тягова ефективність.

V. TKACHOV, A. KOZHUSHKO

SIMULATION OF ELECTRIC TRACTOR MOVEMENT TAKING INTO ACCOUNT OPERATING MODES

The development of electric drives in the last period of time has reached significant indicators, so electric and hybrid vehicles are becoming widely distributed in the world. At the international level, they began to seriously address the issue of reducing the emissions of harmful gases into the environment, which are produced by vehicles with ICE internal combustion engines by replacing them with electric vehicles. Therefore, the material of this article has the purpose of assembling a mathematical apparatus for the analysis of work processes that occur in a wheeled tractor on electric traction. When solving the set goal, a technique was used, which provided for the description of the general movement of the wheeled tractor in the process of reaching the technological or transport speed. The described device takes into account the interaction of the wheels with the soil as a function of the structural parameters and physical and mechanical properties of the supporting surface. As a result, information was obtained regarding the modeling of the electric tractor movement, namely the dependence of the desired and actual speeds on the acceleration time; dependence of the battery discharge on the real speed of movement. The practical significance of the work consists in obtaining a theoretical model, which makes it possible to analyze the possibility of using direct current motors as power units for low-power electric tractors.

Key words: electric tractor, electric motor, battery, linear control, tire, traction efficiency.

Вступ. Технічний і технологічний розвиток електричних приводів за останній проміжок часу досяг значних показників, тому у світі великого розповсюдження набувають електричні та гібридні транспортні засоби. На міжнародному рівні серйозно почали займатися вирішенням питання щодо зменшення викидів шкідливих газів у навколишнє середовище, які виробляються транспортними засобами з двигунами внутрішнього згоряння ICE шляхом їх заміни на електромобілі. Електропривод зручний в експлуатації та за своєю конструкцією має такі основні частини, як двигун, контролер, акумулятор та інші динамічні компоненти. Якщо електродвигун має гарне керування, то він може легко утримувати високий крутний момент і швидкість в межах загального стабільного динамічного керування. В ході експлуатації електромобілі мають низьку переваг: низьку вартість обслуговування та економію палива. Такі транспортні засоби класифікуються як виключно електричні транспортні засоби, в яких використовується лише джерело енергії та рушійна сила (тобто батарея та електродвигун), а також гібридний електромобіль, у якому електродвигун, як і ДВЗ використовуються для руху транспортного засобу. Вони розподіляються на підкатегорії залежно від їх дизайну та структури.

Зважаючи на це, актуальним є проведення дослідження роботи електричних двигунів як джерела енергії сільськогосподарського трактора. Першим етапом такого дослідження є формування математичної моделі руху такого електротрактора.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В матеріалах робіт [1 – 4] дослідники вирішують окремі питання роботи електротранспорту, вибору силового електроприводу,

розробки принципових схем керування електроприводом, оцінки економічного, соціального та екологічного ефекту. В роботі [5] автори проаналізували технічні рішення світових тракторобудівників при побудові трансмісій колісних тракторів, зокрема розглянули трактори на електричній тязі: Multi Tool Trac [6], John Deere (GridCON, 1RE, Joker) [7], Fendt e100 Vario [8], а також Kramer 5055e, Escorts Farmtrac 26E, Case 580 EV «Project Zeus», Rigitrac SKE50, JCB 525-60e [9].

З 2015 року на ВАТ «ХТЗ» та ТОВ «AutoEnterprise» розробляють дві моделі легких електротракторів ХТЗ-3512 Edison та ХТЗ-2511 Electro. Модель ХТЗ-2511 Electro обладнаний електродвигуном потужністю 27 л. (20 кВт) та АКБ ємністю 30 кВт·год. Цього вистачає на 6 годин роботи у полі. Транспортує причепи вагою двох тонн, при цьому розвиває швидкість до 26 км/год.

Новіша модель ХТЗ-3512 Edison обладнана електродвигуном на 35 л.с (25,7 кВт) з живленням від літій-іонної батареї ємністю 42 кВт·год. Швидкість повного заряджання акумуляторів становить від 2 до 4 годин. У транспортному положенні трактор безперервно може працювати до 8 годин, у силових роботах – до 4 годин. Перевозить причіпний вантаж вагою двох тонн, розвиваючи швидкість до 40 км/год. Техніка даного класу застосовується переважно у тваринницьких та тепличних господарствах [9].

Мета дослідження, постановка задачі. Метою роботи є складання математичного апарату для аналізу робочих процесів, які протікають в колісному тракторі на електричній тязі.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступні задачі:

– складання імітаційної моделі роботи електричного двигуна в системі моделювання MatLab;

– формування загальної моделі руху колісного трактора на електричній тязі.

Імітаційна модель роботи електричного двигуна. Досліджуючи динамічні показники на перехідних режимах руху, які виникають в колісному тракторі в ході експлуатації, перш за все проводять імітаційне моделювання розгінних та гальмівних характеристик. Найбільший вплив на перехідні процеси чинять безліч факторів та параметрів, але базовим є робота силового агрегату. Матеріали даної роботи направлені на формуванні математичної моделі руху електротрактора з метою подальшого дослідження роботи електричного двигуна в умовах сільськогосподарської експлуатації. На рис. 1 показана спрощена схема будови математичного апарату для дослідження показників електротрактора.

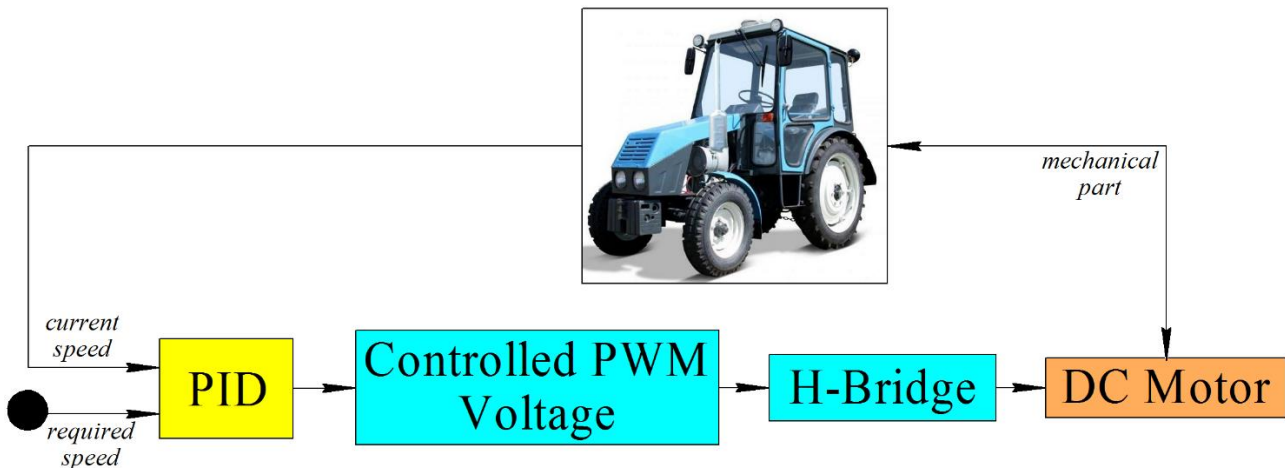
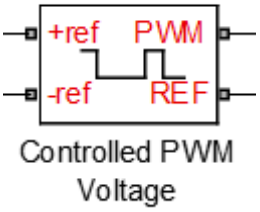
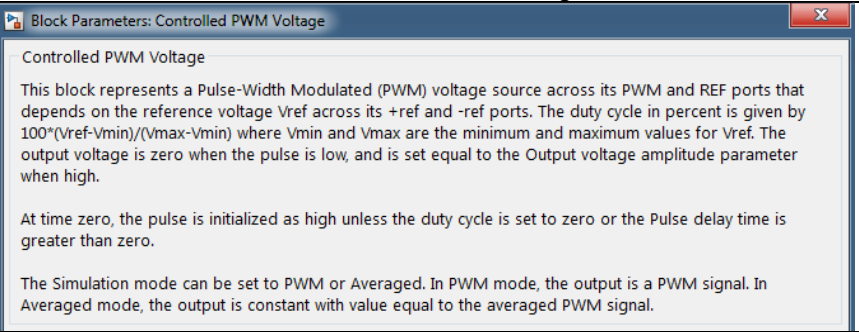
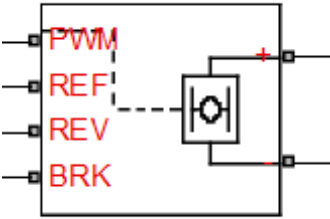
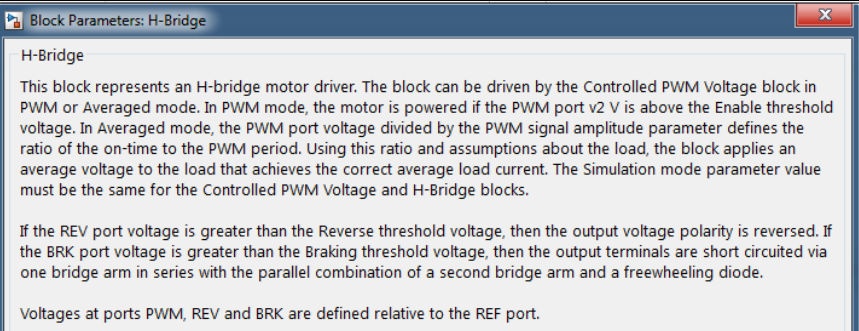
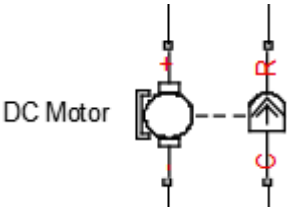
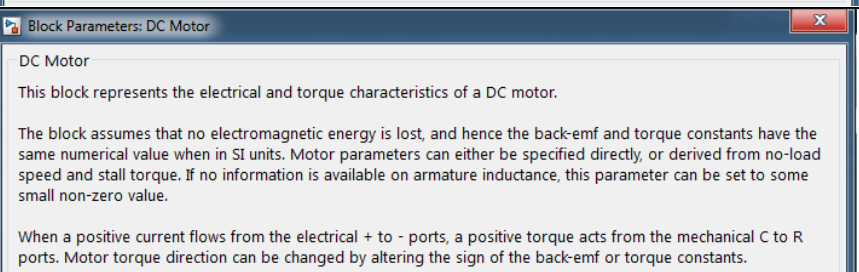


Рис. 1 – Спрощена схема електротрактора

Будова електроприводу ґрунтується на бібліотеках системи динамічного моделювання MatLab, а саме Simulink та Simscape. Бібліотека Simulink використовується передусім для будови математичного апарату, який описує механічну частину електротрактора. Бібліотека Simscape, безпосередньо використовується для будови електроприводу. Оскільки дана робота є базовою та направленою на формування взаємодії електроприводу в сільськогосподарських

умовах експлуатації, то силовим агрегатом приймемо електричний двигун постійного струму (типу 4ПФМ200SYXЛ4). Складові частини електроприводу розглянуті в табл. 1.

Таблиця 1 – Складові частини електроприводу, що реалізуються в MatLab/Simscare

Складові електроприводу	Блок в MatLab/Simscare
 <p>Controlled PWM Voltage</p>	 <p>Block Parameters: Controlled PWM Voltage</p> <p>Controlled PWM Voltage</p> <p>This block represents a Pulse-Width Modulated (PWM) voltage source across its PWM and REF ports that depends on the reference voltage Vref across its +ref and -ref ports. The duty cycle in percent is given by $100 \cdot (V_{ref} - V_{min}) / (V_{max} - V_{min})$ where Vmin and Vmax are the minimum and maximum values for Vref. The output voltage is zero when the pulse is low, and is set equal to the Output voltage amplitude parameter when high.</p> <p>At time zero, the pulse is initialized as high unless the duty cycle is set to zero or the Pulse delay time is greater than zero.</p> <p>The Simulation mode can be set to PWM or Averaged. In PWM mode, the output is a PWM signal. In Averaged mode, the output is constant with value equal to the averaged PWM signal.</p>
 <p>H-Bridge</p>	 <p>Block Parameters: H-Bridge</p> <p>H-Bridge</p> <p>This block represents an H-bridge motor driver. The block can be driven by the Controlled PWM Voltage block in PWM or Averaged mode. In PWM mode, the motor is powered if the PWM port v2 V is above the Enable threshold voltage. In Averaged mode, the PWM port voltage divided by the PWM signal amplitude parameter defines the ratio of the on-time to the PWM period. Using this ratio and assumptions about the load, the block applies an average voltage to the load that achieves the correct average load current. The Simulation mode parameter value must be the same for the Controlled PWM Voltage and H-Bridge blocks.</p> <p>If the REV port voltage is greater than the Reverse threshold voltage, then the output voltage polarity is reversed. If the BRK port voltage is greater than the Braking threshold voltage, then the output terminals are short circuited via one bridge arm in series with the parallel combination of a second bridge arm and a freewheeling diode.</p> <p>Voltages at ports PWM, REV and BRK are defined relative to the REF port.</p>
 <p>DC Motor</p>	 <p>Block Parameters: DC Motor</p> <p>DC Motor</p> <p>This block represents the electrical and torque characteristics of a DC motor.</p> <p>The block assumes that no electromagnetic energy is lost, and hence the back-emf and torque constants have the same numerical value when in SI units. Motor parameters can either be specified directly, or derived from no-load speed and stall torque. If no information is available on armature inductance, this parameter can be set to some small non-zero value.</p> <p>When a positive current flows from the electrical + to - ports, a positive torque acts from the mechanical C to R ports. Motor torque direction can be changed by altering the sign of the back-emf or torque constants.</p>

Таким чином наведено основні постулати створення імітаційної моделі роботи електричного двигуна постійного струму зі скалярним управлінням.

Загальна модель руху колісного трактора. При описі математичного апарату використовується апробована в роботах [10] методика визначення динамічних показників одиночного ведучого колеса в процесі розгону:

$$J_{\Sigma ij} \cdot \frac{d\omega_{ij}}{dt} = M_{kij} - M_{xij} - M_{fij}, \quad (1)$$

де $J_{\Sigma ij}$ – момент інерції пов'язаних з колесом мас, що обертаються; i – правий ($i = r$) або лівий борт ($i = l$); j – передня ($j = 1$) або задня вісь ($j = 2$); $d\omega_{ij}/dt$ – кутове прискорення колеса; ω_{ij} – кутова швидкість колеса $\omega_{ij} = V / [(1 - \delta_{ij}) \cdot r_{dij}]$; V – швидкість руху машинно-тракторного агрегату; δ_{ij} – буксування коліс; r_{dij} – динамічний радіус коліс; M_{kij} – крутний момент, що підведений до піввісі; M_{xij} – момент, що створюється реакцією в подовжній площині колеса; M_{fij} – момент опору коченню колеса.

При визначенні моменту опору кочення колеса, враховують нормальну реакцію дороги, динамічний радіус коліс та коефіцієнт опору кочення [10]

$$M_{fij} = R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \quad (2)$$

де R_{zij} – нормальна реакція дороги в контакті коліс; f_{ij} – коефіцієнт опору коченню.

В процесі розгляду математичної моделі розгону трактора на тяговому діапазоні, враховувались такі параметри, як сила тяги на гаку F_{kp} , буксування δ_{ij} та зсув колеса відносно опорної поверхні S_{ij} .

Буксування та зсув колеса відносно опорної поверхні значною мірою впливає на тягово-зчіпні властивості колісного трактора, які в свою чергу напряму пов'язані з фізичними характеристиками ґрунту, конструктивними параметрами, зчіпною вагою, розміром рушіїв, тиском повітря в шинах та ін. Слід зазначити, що значення нормальної реакції дороги R_{zij} також впливають на тягово-зчіпні властивості.

Сумарна нормальна реакція дороги R_{zij} в процесі розгону машинно-тракторного агрегату визначається наступним чином (схема сил, що діє на машинно-тракторний агрегат з сільськогосподарським знаряддям при рівномірному русі на критичному підйомі, наведена на рис. 2) [10]

– на передні колеса R_{z11} ($R_{zr1} = R_{z11}$):

$$R_{z11} = \left(G \cdot b \cdot \cos \alpha - F_b \cdot h_b - F_j \cdot h - G \cdot h \cdot \sin \alpha - F_{kp} \cdot h_{kp} - \sum_{i,j} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha \right) / 2 \cdot (a + b) \quad (3)$$

– на задні колеса R_{z12} ($R_{zr2} = R_{z12}$):

$$R_{z12} = \left(G \cdot a \cdot \cos \alpha + F_b \cdot h_b + F_j \cdot h + G \cdot h \cdot \sin \alpha + F_{kp} \cdot h_{kp} + \sum_{i,j} R_{ZCTij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} \cdot \cos \alpha \right) / 2 \cdot (a + b) \quad (4)$$

де G – вага трактора; a, b, h – координати центру мас машинно-тракторного агрегату; α – кут підйому; F_b – сила опору повітря; h_b – відстань від опорної поверхні до сили опору повітря; F_j – сила опору прискорення; F_{kp} – сила тяги на гаку; h_{kp} – відстань від опорної поверхні до сили тяги на гаку; R_{ZCTij} – статичне навантаження на колеса машинно-тракторного агрегату.

В роботі [10] сила опору повітря визначається з рівняння

$$F_b = k_b \cdot F \cdot V^2 \quad (5)$$

де k_b – коефіцієнт опору повітря; F – площа лобового опору;

При математичному описі сили опору прискорення машинно-тракторного агрегату враховується вага трактора, прискорення шинно-тракторного агрегату та коефіцієнт урахування мас двигуна внутрішнього згорання і трансмісії, ходової системи [10]

$$F_j = \frac{G \cdot \ddot{X} \cdot k_t}{g} \quad (6)$$

де \ddot{X} – прискорення трактора щодо координатної осі X ; k_t – коефіцієнт урахування мас двигуна і трансмісії, ходової системи, що обертаються; g – прискорення вільного падіння.

Для визначення прискорення трактора щодо координатної осі X застосовується вираз (рис. 2) [10]

$$\ddot{X} = \frac{\left[\left(\sum_{i,j} R_{xij} \right) - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} \right] \cdot g}{G \cdot k_t} \quad (7)$$

де R_{xij} – реакція в подовжній площині колеса.

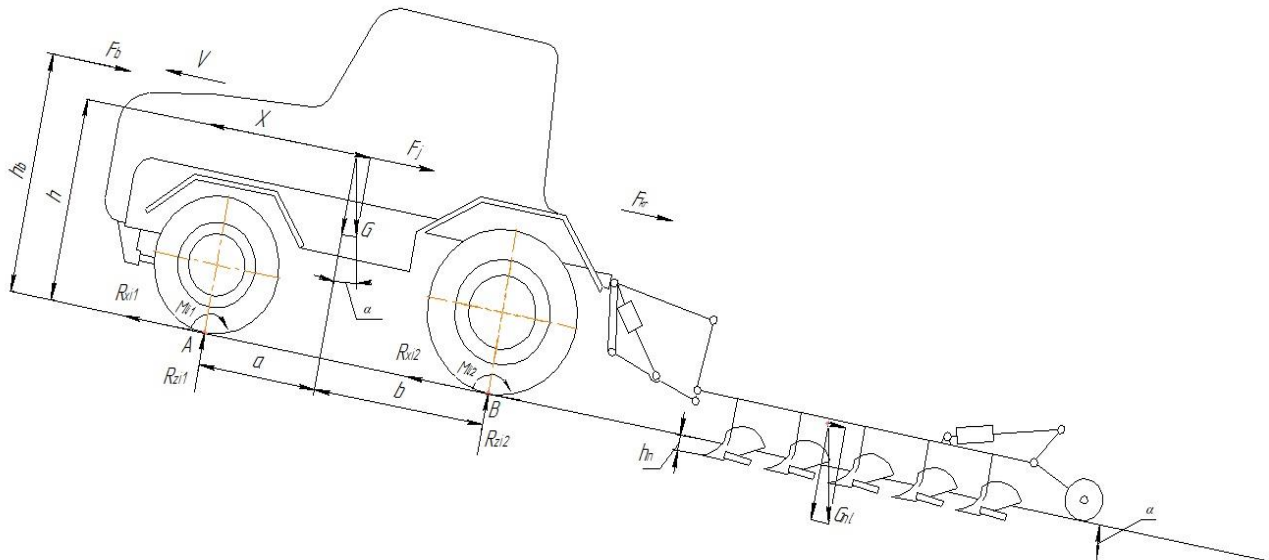


Рис. 2 – Схема сил, діючих на машинно-тракторний агрегат в процесі розгону з сільськогосподарським знаряддям на критичному підйомі

В роботі [10] відзначається, що при математичному описі динаміки одиночного ведучого колеса в процесі розгону необхідно для більшої коректності врахувати буксування. Тому, визначаючи значення крутного моменту M_{kij} , необхідно вирішити систему рівнянь, що наведена нижче

$$\left[\left[\sum_{i,j} \frac{-M_{kij} - R_{zij} \cdot f_{ij} \cdot r_{dij} - J_{\Sigma ij} \cdot \frac{d\omega_{ij}}{dt}}{r_{dij}} \right] - F_b - G \cdot \sin \alpha - F_{kp} \right] \cdot g - \ddot{X} = 0; \quad (8)$$

$$M_{kr1} = M_{kl1}; \quad M_{kr2} = M_{kl2}; \quad \frac{M_{kr1} + M_{kl1}}{M_{kr2} + M_{kl2}} = \frac{R_{zr1} \cdot r_{dr1} + R_{zl1} \cdot r_{dl1}}{R_{zr2} \cdot r_{dr2} + R_{zl2} \cdot r_{dl2}}.$$

Загальна дотична сила тяги ведучих коліс знаходиться з виразу [10]

$$P_k = \sum_{ij} \frac{M_{kij}}{r_{dij}} = \left[\left[\sum_{ij} R_{zij} \cdot f_{ij} + \frac{J_{\Sigma ij} \cdot \frac{d\omega_{ij}}{dt}}{r_{dij}} \right] + F_b + G \cdot \sin \alpha + F_{kp} \right]. \quad (9)$$

Визначаючи тягові властивості колісного рушія, в роботах [11] відзначається, що необхідно знайти такі параметри, як динамічний радіус колеса, площі плями контакту колеса з опорною поверхнею та зсувом ґрунту, котрі, в свою чергу, залежать від прогину шин ведучих коліс

$$f_{uij} = \frac{c_{2ij} \cdot R_{zij}}{2 \cdot (p_{uij} + p_{0ij})} + \sqrt{\left(\frac{c_{2ij} \cdot R_{zij}}{2 \cdot (p_{uij} + p_{0ij})} \right)^2 + c_{1ij} \cdot R_{zij}}, \quad (10)$$

де c_{1ij} , c_{2ij} – коефіцієнти для даної шини; p_{uij} – тиск всередині шини; p_{0ij} – коефіцієнт, який залежить від розмірів шини та її норми шаровості [11]

$$p_{0ij} = \left(16,7 \cdot (n_{cij} - 1) \cdot \sqrt{\frac{D_{ij}}{b_{ij}} - 1,4} \right) - 28, \quad (11)$$

де n_{cij} – норма шаровості шини; D_{ij} , b_{ij} – зовнішній діаметр та ширина профілю шини.

Динамічний радіус коліс визначається з наступного рівняння [11]

$$r_{dij} = \frac{D_{ij}}{2} - f_{uij}. \quad (12)$$

Площа плями контакту колеса з опорною поверхнею представляється як площа еліпсу та визначається наступним чином [11]

$$F_{kij} = \frac{\pi}{4} \cdot a_{kij} \cdot b_{kij}, \quad (13)$$

де a_{kij} , b_{kij} – більша та менша піввісі еліпсу.

Зсув колеса відносно опорної поверхні визначається за допомогою рівняння дотичної сили тяги на ведучих колесах

$$P_{kij} = (c_c \cdot F_{kij} + R_{zij} \cdot \operatorname{tg} \varphi_c) \cdot \left[1 - \frac{k_c}{S_{ij}} \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{ij}}{k_c}} \right) \right], \quad (14)$$

де c_c – напруга тертя між частинками ґрунту унаслідок їх злипання; F_{kij} – площа плям контакту ведучих коліс з ґрунтом; φ_c – кут внутрішнього тертя між частинками ґрунту; k_c – показник інтенсивності напруги в ґрунті.

З наступного рівняння визначається буксування коліс δ_{ij} за допомогою залежності від зсуву ґрунту [11]

$$S_{ij} = \frac{\delta_{ij} \cdot a_{kij}}{1 - \delta_{ij}}. \quad (15)$$

Автори в роботі [11] зауважують, що між відносними швидкостями руху в плямі контакту коліс з опорною поверхнею з'являється кінематична невідповідність, яка викликана наступними чинниками:

- неможливість підібрати передавальне число в приводах мостів, щоб забезпечити рівність лінійних швидкостей в плямі контакту, для колісних тракторів з різними розмірами коліс;
- для тракторів, в яких однаковий розмір коліс, існує імовірність різного зносу шин, а також різного навантаження та тиску в шинах мостів, що значно впливає на значення динамічного радіусу коліс.

Кінематична невідповідність визначається з наступного виразу [11]

$$k_n = \frac{r_{di1}}{r_{di2}} \cdot \frac{u_{i2}}{u_{i1}}, \quad (16)$$

де u_{i1} , u_{i2} – передавальне число ділянок трансмісії приводу переднього та заднього мостів.

Отримані значення буксування з рівняння (15) не будуть узгоджені, так як визначались виключно з властивостей опорної поверхні та характеристик рушія. Для виконання умов узгодженості буксування мостів колісного трактора необхідно щоб виконувалось наступне рівняння

$$\delta_{i2} = 1 - k_n \cdot (1 - \delta_{i1}). \quad (17)$$

Таким чином, наведено загальну математичну модель руху колісного трактора в процесі виходу на технологічну або транспортну швидкість.

Подальшим кроком проведемо імітаційне моделювання електротрактора на базі колісного трактора 4К2 ХТЗ-2511. Вихідні дані: передні шини – 7,5 R16; задні шини – 230/95 R32; загальне передавальне число трансмісії – 54,8; ємність батареї – 20А·год; кут підйому дорожнього полотна – 0 град; сила тяги на гаку – 0 Н. Результати моделювання представлено на рис. 4.

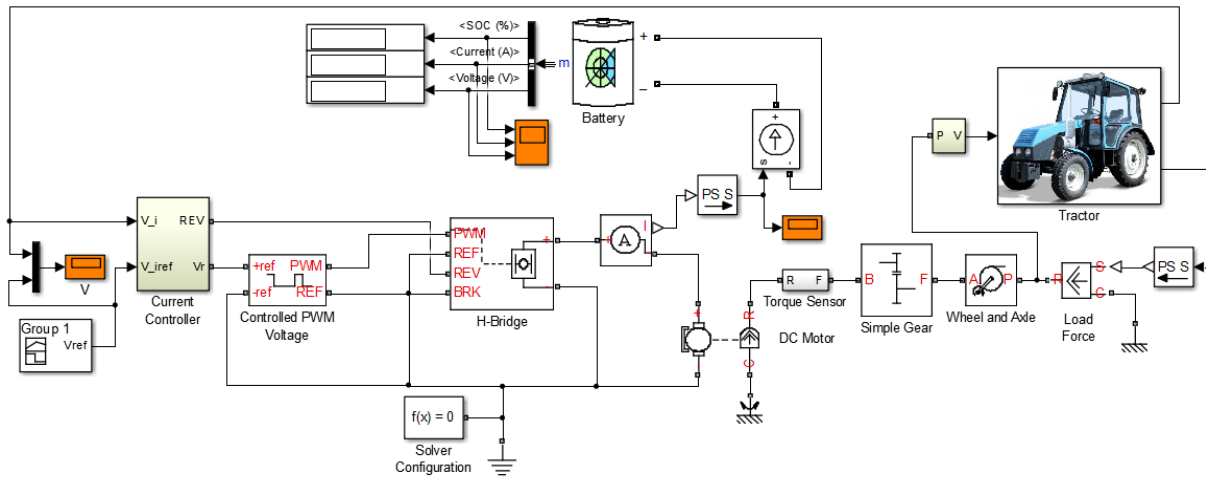


Рисунок 3 – Блок-схема електротрактора в системі MatLab

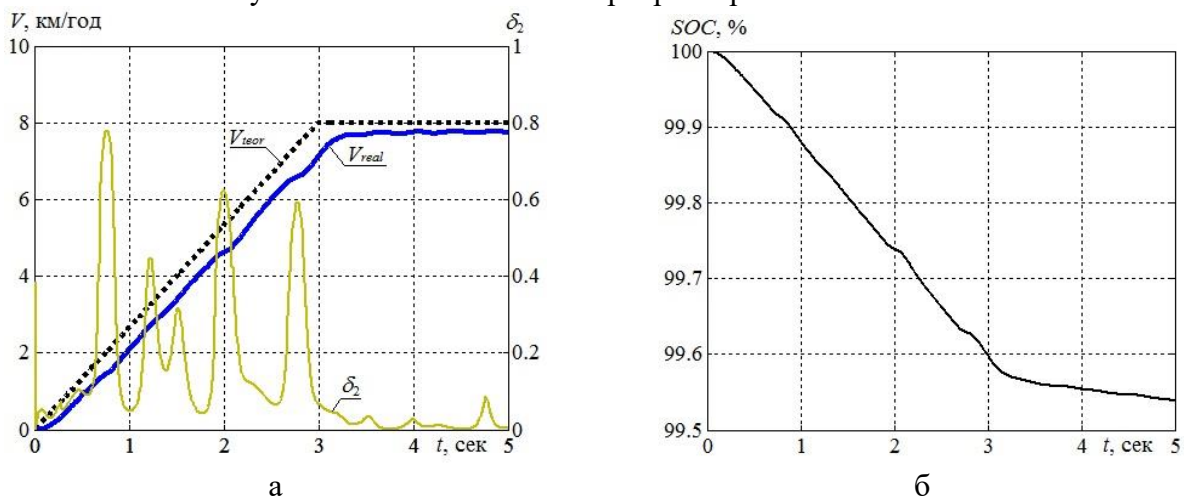


Рисунок 4 – Результати моделювання електротрактора:

а – залежність бажаної (V_{ideal}), реальної (V_{real}) швидкостей та буксування задніх колес від часу (t); б – залежність розряду батареї (SOC) від реальної (V_{real}) швидкості

Таким чином, наведено математичний апарат та результати імітаційного моделювання електротрактора в процесі виходу на технологічну або транспортну швидкість (до 8 км/год).

Висновки. В роботі виконано імітаційне дослідження руху сільськогосподарського колісного трактора типу ХТЗ-2511 на електричній тязі. Як силовий агрегат було обрано двигун постійного струму. Представлено алгоритм побудови роботи електричного двигуна зі скалярним управлінням, реалізація якого була виконана в системі MatLab за допомогою бібліотеки Simscare. Наведено математичний апарат, який описує загальний рух колісного трактора в процесі виходу на технологічну або транспортну швидкість. Окреслений апарат враховує взаємодію коліс з ґрунтом в функції конструктивних параметрів та фізико-механічних властивостей опорної поверхні. Представлено результати моделювання руху електротрактора, а саме залежність бажаної та реальної швидкостей від часу розгону; залежність розряду батареї від реальної швидкості руху.

Список літератури

1. Адамчук В. Електрифікація як фактор створення сільськогосподарської техніки нового покоління. *Техніка і технології АПК*. 2013. № 12. С. 12-15.
2. Мельник Р.В. Ефективність роботи мобільних електрифікованих засобів сільськогосподарського призначення. *Збірник наукових праць Кіровоградського Національного технічного університету, техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація*. 2015. Вип. 27. Кіровоград.

3. Клепиков В. Б., Моисеев А. Н., Семиков А. В. Исследование режима работы асинхронного генератора с самовозбуждением при ненасыщенной магнитной цепи. *Електротехнічні та комп'ютерні системи*. 2011. – № 03 (79). С. 286-288.
4. Клепиков В. Б., Семиков А. В., Моисеев А. Н., Гончар А. С. и др. Из опыта создания электропривода электромобиля с супер- конденсаторным накопителем энергии. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2015. Вип. 112 (1121). С. 195-198.
5. Кожушко А. П., Даниленко В. Д., Селевич С. Г. Аналіз розвитку трансмісійних установок сучасних колісних тракторів. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Автомобіле- та тракторобудування*. Харків : НТУ «ХПІ». 2022. № 2. С. 118-131.
6. Weymann S. Electric drivelines for tractors and agricultural machinery. Part 2. *Agricultural, Horticultural and Forest Engineering*. 2016, 61(5), P. 8 – 10.
7. Kalociński T. Modern trends in development of alternative powertrain systems for non-road machinery. *Combustion Engines*. 2022, № 188(1), P. 42 – 54. <https://doi.org/10.19206/CE-141358>.
8. Mocera F., Somà A. A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines. *New Perspectives on Electric Vehicles*. 2022. <http://doi.org/10.5772/intechopen.99132>.
9. Самородов В.Б., Краснокутський В.М., Ткачов В.Ю. Розвиток електротракторів в Україні. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. : Автомобіле- та тракторобудування*. 2020. № 2. С. 19 – 23.
10. Кожушко А.П. Особливості роботи колісних тракторів з гідрооб'ємно-механічними трансмісіями. *Сільськогосподарські машини*. 2015. №31. С. 70 – 82.
11. Самородов В.Б., Ребров А.Ю. Развитие классических методов тягового расчета трактора с учетом основных технико-экономических показателей МТА. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. 2008. № 58. С. 11 – 20.

References (transliterated)

1. Adamchuk V. Electricity as a factor in the development of new generation technology / *Technique and technology AIC*, 2013, No. 12, P. 12-15.
2. Melnik R.V. Efficiency of the robots of mobile electrical communications. *Zbirnik naukovykh prac Kirovogradskogo National Technical University, technical school in the city of viral education, Galuzev machine, automation*. 2015. Vip. 27. Kirovograd
3. Klepikov V. B., Moiseev A. N., Semikov A. V. Study of the operating mode of an asynchronous generator with self-excitation with an unsaturated magnetic circuit. *Electrical and computer systems*, 2011, No. 03 (79), P. 286-288.
4. Klepikov V. B., Semikov A. V., Moiseev A. N., Gonchar A. S. et al. From the experience of creating an electric drive of an electric car with a super-condenser energy storage. *Newsletter of the National Technical University "KhPI"*. Kharkiv: NTU "KhPI", 2015, VIP. 112 (1121). P. 195-198.
5. Kozhushko A. P., Danylenko V. D., Selevich S. G. Analysis of the development of transmission systems of modern wheeled tractors. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. Ser. : Automobile and tractor construction, 2022, No. 2, P. 118-131.
6. Weymann S. Electric drivelines for tractors and agricultural machinery. Part 2. *Agricultural, Horticultural and Forest Engineering*. 2016, 61(5), P. 8 – 10.
7. Kalociński T. Modern trends in development of alternative powertrain systems for non-road machinery. *Combustion Engines*. 2022, № 188(1), P. 42 – 54. <https://doi.org/10.19206/CE-141358>.
8. Mocera F., Somà A. A Review of Hybrid Electric Architectures in Construction, Handling and Agriculture Machines. *New Perspectives on Electric Vehicles*. 2022. <http://doi.org/10.5772/intechopen.99132>.
9. Samorodov V.B., Krasnokutsky V.M., Tkachev V. Yu. Development of electric tractors in Ukraine. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. Ser. : Automobile and Tractor Construction. 2020. - № 2. - P. 19-23.
10. Kozhushko A.P. Peculiarities of operation of wheeled tractors with hydraulic-volumetric-mechanical transmissions. *Agricultural machinery*, 2015, No. 31, P. 70-82.
11. Samorodov V.B., Rebrov A.Yu. Development of classic methods of tractor traction calculation taking into account the main technical and economic indicators of the MTA. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. 2008, No. 58, P. 11-20.

Надійшла (received): 15.05.2023 p.

Відомості про авторів / About the Authors

Ткачов В'ячеслав Юрійович (Viacheslav Tkachov) – аспірант кафедри автомобіле- та тракторобудування, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4619-5758>; e-mail: engineer.viacheslav@gmail.com

Кожушко Андрій Павлович (Andrii Kozhushko) – доктор технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», доцент кафедри автомобіле- та тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-4725-5911>; e-mail: Andreykozhushko7@gmail.com

І.В. КОЛЕСНИК, І.О. ШЕВЧЕНКО, Ю.І. КОЛЕСНИК

АНАЛІЗ ВПЛИВУ ФАКТОРІВ НА ЕФЕКТИВНІСТЬ ГАЛЬМУВАННЯ ТРАКТОРНО-ТРАНСПОРТНОГО ПОЇЗДУ

Ефективність використання тракторів на транспортних роботах визначається складом тракторного поїзда, кількістю причепів, їх типом та загальною вантажопідйомністю, маневреністю, швидкістю руху тракторного поїзда, його стійкістю, гальмівними якостями, умовами праці оператора. Однак висока швидкість руху тракторного поїзда і реалізація максимальної потужності трактора при різноманітності вантажів, що перевозяться, стан властивостей дорожніх фонів і ряду конструктивних особливостей рухомого складу призводять до підвищення динамічних навантажень. Це викликає виникнення підвищених коливальних процесів у системі «грунт - причіп ~ трактор», погіршує тягово-зчіпні властивості, керованість, стійкість, ергономічні та розгінно-гальмівні властивості.

Ключові слова: трактор, тракторно-транспортний поїзд, гальмування, фактори, тягово-зчіпні з'єднання, продуктивність.

I. KOLIESNIK, I. SHEVCHENKO, Y. KOLIESNIK

ANALYSIS OF THE INFLUENCE OF FACTORS ON THE BRAKING EFFICIENCY OF A TRACTOR-TRANSPORT TRAIN

The efficiency of using tractors in transport works is determined by the composition of the tractor train, the number of trailers, their type and total load capacity, maneuverability, the speed of the tractor train, its stability, braking qualities, and the working conditions of the operator. However, the high speed of the tractor train and the implementation of the maximum power of the tractor with a variety of transported goods, the state of the properties of road backgrounds and a number of design features of the rolling stock lead to an increase in dynamic loads. This causes the occurrence of increased oscillatory processes in the "soil - trailer ~ tractor" system, worsens traction and traction properties, controllability, stability, ergonomics and acceleration and braking properties.

Key words: tractor, tractor-transport train, braking, factors, traction-coupling connections productivity.

Вступ.

Мобільні сільськогосподарські агрегати є частиною матеріально-технічної бази виконання сільськогосподарських механізованих робіт. Визначальним завданням їхнього подальшого розвитку є забезпечення зростання продуктивності за збереження високої якості виконання робіт та високого рівня експлуатаційних показників.

Необхідність у гальмуванні під час управління тракторно-транспортних поїздів виникає дуже часто. Гальмування - це засіб як швидкої зупинки тракторно-транспортний поїзд, а й регулювання швидкості руху.

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

Статистика показує, більшість дорожніх пригод у тому чи іншою мірою пов'язані з гальмуванням [1]. Для вирішення питань, пов'язаних зі зниженням дорожньо-транспортних пригод, скоєних через технічні несправності, необхідно проаналізувати співвідношення несправностей по окремих вузлах тракторно-транспортних поїздів, що впливають на безпеку руху, та виявити вузли, що потребують найбільшої уваги.

З рисунку 1 видно, що найбільш "небезпечними" механізмами тракторно-транспортних поїздів, несправність яких найчастіше спричиняє дорожньо-транспортні пригоди, є гальма.

Справедливо було зроблено висновок [2] на підставі досліджень гальмівних якостей транспортних засобів, що їх гальмові якості є одним з головних показників безпеки руху тракторно-транспортних поїздів і в сучасних умовах зростаючих швидкостей та інтенсивності руху на дорогах вони набувають першочергового значення.

Відповідно до "Правил дорожнього руху" у всіх випадках, коли виникає небезпека, оператор зобов'язаний знижувати швидкість або зупинити тракторно-транспортний поїзд. Насправді умовно розрізняють два виду гальмування. Так зване службове гальмування (96-98% від загальної кількості гальмування) виробляють, щоб зупинити тракторно-транспортний поїзд у заздалегідь наміченому місці або знизити його швидкість.

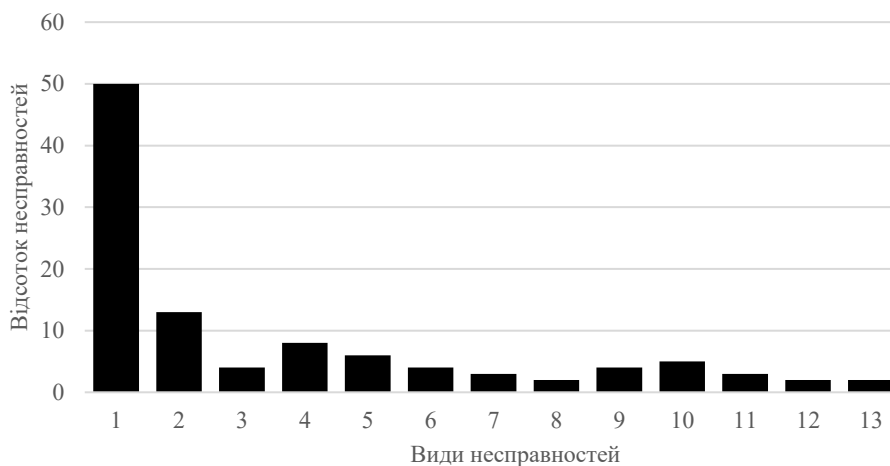


Рис. 1 – Питомий вплив технічних несправностей наступних вузлів і агрегатів тракторно-транспортних поїздів, що стали причиною дорожньо-транспортних пригод:
 1 - гальм, 2 - рульового управління, 3 ходової частини, 4 - фар, 5 - стопсигналу, габаритних ліхтарів, показчиків повороту, 6 та 7 - склоочисника, 8 - відсутність протисонячних козирків, 9 - обмежена оглядовість для оператора, 10 - зношений протектор шин, 11 - шина, що лопнула, 12 - зчїпного пристосування, 13 - інші несправності

Воно здійснюється без квапливості та поспіху, тому не викликає занесення або втрати керування. В екстрених випадках при появі на близькій відстані перешкоди, оператор, як правило, застосовує інтенсивне гальмування (2-4% від загальної кількості гальмування), щоб зупинити тракторно-транспортний поїзд на найкоротшому шляху. У таких ситуаціях оператор зазвичай діє без урахування якості дороги. Він натискає на педаль гальма з найбільшою можливою силою та швидкістю. Режим інтенсивного гальмування несприятливо впливає деталі гальмівної системи та стійкість тракторно-транспортних поїздів. При цьому на останній діють значні поздовжні та поперечні сили, що прагнуть порушити його стійкість, деталі гальм відчувають підвищену напругу та перегріваються, що погіршує їхню дію. При напруженому режимі роботи гальм та їх перегріванні часто виникають несправності. Практика показує, що малонебезпечні несправності, які у звичайних умовах не виявляються, при різких гальмуваннях можуть викликати відмову гальм.

З огляду на ці та інші причини слід вважати, що вирішальним з погляду безпеки руху є екстрене гальмування [3-4].

Мета та постановка задачі дослідження.

Мета роботи полягає у аналізі факторів, які впливають на ефективність гальмування та підвищенні продуктивності тракторних поїздів шляхом удосконалення конструкції тягово-зчїпних з'єднань на основі зниження динамічних навантажень на транспортних роботах.

Основний матеріал та результати дослідження.

Для визначення гальмівних якостей тракторно-транспортних поїздів використовують такі показники: гальмівний шлях - шлях, який проходить автомобіль від моменту натискання на педаль гальма до повної зупинки; уповільнення при гальмуванні та час екстреного гальмування до зупинки тракторно-транспортного поїзду.

Ефективність гальмування, під якою розуміється якісна міра гальмування, що характеризує здатність гальмівної системи та конструктивних особливостей тракторно-транспортних поїздів, що впливають на неї, створювати необхідний штучний опір руху автотракторного засобу, при справній системі гальм залежить від ряду факторів: типу та стану дорожнього покриття. практично від величини коефіцієнта зчеплення, чим обмежується верхня межа тягової сили), а також деталей гальма, ефективності та швидкості натискання на педаль гальма, виду конструкції гальм, конструкції тракторно-транспортних поїздів та тягово-зчіпних пристроїв, що з'єднують його ланки.

Нормативами заводів-виробників встановлені допустимі межі окремих параметрів гальмівної системи, наприклад, зазорів між фрикційними накладками та гальмівним барабаном, величин вільного та повного ходу педалі гальма, тиску в пневматичному приводі гальм, довжини виходу штоків гальмівних камер тощо. Тракторно-транспортний поїзд, що має граничні значення цих величин, допускається до експлуатації, але, природно, матиме знижену ефективність гальмування. Ефективність гальмування залежить також від величини зазорів між фрикційними накладками і гальмівним барабаном, стану накладок, рівномірного притискання їх до барабанів, вільного ходу педалі.

Можна вважати, що при збільшенні проміжків між накладками і гальмівними барабанами ефективність гальмування тракторно-транспортного поїзду з пневматичним приводом може знизитися в середньому на 45-50%, а з гідравлічним приводом - на 20-25%.

Причиною зниження ефективності гальм може стати зростання вільного ходу педалі через знос накладок і гальмівних барабанів. Збільшення вільного ходу педалі зменшує довжину її робочого ходу; педаль може впертись у підлогу кабіни, не забезпечивши повного гальмування.

Процес гальмування тракторно-транспортних поїздів ґрунтується на витраті його кінетичної енергії на подолання сил опору: коченню, підйому та повітря. Однак для швидкої зупинки тракторно-транспортного поїзду ці сили є недостатніми, тому створюється ще й штучний опір руху за допомогою гальмівних механізмів.

При гальмуванні на колеса тракторно-транспортних поїздів діють гальмівні моменти та гальмівні сили (подовжні реакції дороги), спрямовані назустріч руху. Опір руху, що штучно створюється, - це сума гальмівних сил на загальмованих колесах. Гальмування може регулюватися оператором у широких межах. Опір, створюваний гальмуванням, може значно більше суми всіх сил опорів. Це дає можливість оператору регулювати інтенсивність гальмування тракторно-транспортного поїзду та добиватися швидкої його зупинки.

Кінетична енергія тракторно-транспортного поїзду при гальмуванні його коліс, що обертаються, поглинається головним чином роботою сил тертя гальм і частковою роботою сил природних опорів руху. Однак це справедливо тільки тоді, коли накладки коліс, що гальмуються обертаються, труться об поверхню гальмівних барабанів. Якщо при гальмуванні колеса будуть заблоковані, перестануть обертатися, то картина зміниться. Колеса, що не обертаються, ковзатимуть по дорозі (виникне так званий «юз»), і робота тертя відбувається тільки між шиною і поверхнею дороги. Тертя в гальмівному механізмі як поглинач енергії при блокуванні коліс вже не діє.

Одним з найважливіших критеріїв, що визначають інтенсивність гальмування, є якість зчеплення колеса з опорною поверхнею дороги та кількісна характеристика цього критерію, що входить до багатьох розрахункових рівнянь, що застосовуються під час аналізу події.

Гальмівний момент, прикладений до гальмівного колеса, викликає появу подовжніх (дотичних) реакцій з боку опорної поверхні (дороги). За своєю природою вони є сили тертя і зачеплення. Гальмівна сила, необхідна для гальмування, повинна врівноважити суму всіх сил, що забезпечують рух тракторно-транспортного поїзду. Граничне значення гальмівної сили, яке можна реалізувати відповідно до зчіпних властивостей дороги, називають максимальною гальмівною силою P_{ϕ} .

Основними факторами, що впливають на граничне значення гальмівної сили, є: нормальне навантаження на гальмовані колеса; якість поверхні дороги, що визначається в основному

матеріалом дорожнього покриття та його станом; вільний тиск на дорогу; тип та стан шин, конструкція трансмісії.

У разі зростання навантаження на колесо пропорційно збільшуються сили тертя та зачеплення. Тому вважаються, що граничне значення гальмівної сили прямо пропорційне до зчипної навантаження, тобто. сумарному нормальному навантаженні на гальмовані колеса. Отже, максимальну гальмівну силу як окремого колеса, так і тракторно-транспортного поїзду в наближеному вигляді можна виразити як

$$P_{\varphi} = G_{\varphi} \varphi k H \quad (1)$$

де G_{φ} - зчипне навантаження; φ - коефіцієнт пропорційності, званий коефіцієнтом зчеплення.

Коефіцієнт вказує, яку частину вагового навантаження забезпечує дане дорожнє покриття для створення гальмівної сили.

Фізична картина явищ зчеплення досить складна та змінюється залежно від характеру руху колеса. Так як шина еластична, то під впливом навантаження її ділянки вдавлюватимуться у западини рельєфу поверхні дороги, зачіпляючись за них. Радіус колеса, що котиться, неоднаковий: у площі контакту шини він менший, ніж у вільних від контакту місцях. Тому при однаковій кутовій швидкості колеса лінійні швидкості точок лінії, розташованих на зовнішньому колі, будуть неоднаковими. У місцях контакту шини з дорогою вони менші. Ділянки шини, що підходять до площі контакту, стискатимуться, а в протилежній зоні розтягуватимуться. У площі контакту шини з дорогою відбуватиметься зсув гуми та її прослизання по дорожньому покриттю. Це місцеве прослизання ділянок шини, що спостерігається тільки в площі контакту, збільшується зі зростанням гальмівного зусилля і досягає найбільшої величини тоді, коли колесо, що гальмується, знаходиться на межі переходу і заблокованому стані.

Таким чином, при коченні колеса одночасно спостерігаються явища тертя та зачеплення. Так як тертя відбувається на відносно невеликій по протяжності ділянці контакту шини з дорогою, його можна розглядати як тертя спокою.

Види тертя в зоні контакту шини з дорогою залежать від стану покриття та кутової швидкості колеса. На зволжених покриттях, у тих місцях, де водяна плівка відокремлює поверхню шини від дороги, при обертанні колеса може спостерігатися змішане або напіврідинне тертя.

Коли заблоковане колесо ковзає дорогою без обертання, шина працює вже інакше. Тепер протектор ковзає за напрямом руху тракторно-транспортного поїзду. Ковзаючий по дорозі тракторно-транспортний поїзд із заблокованими колесами уподібнюється до саней, забезпечених гумовими полозами. Тертя колеса, що не обертається, може розглядатися як тертя ковзання.

Залежно від умов роботи колеса при гальмуванні та виду зусиль, що діють у площі контакту колеса з покриттям та від напрямку переміщення колеса щодо площини його кочення, розрізняють:

- граничну величину коефіцієнта зчеплення $\varphi_{пр}$, що спостерігається при порівняно незначних відхиленнях гальмівної сили від великої осі відбитка шини;
- Коефіцієнт поздовжнього зчеплення φ_1 при русі колеса з поздовжнім ковзанням та пробуксуванням;
- Коефіцієнт поперечного зчеплення φ_2 під час руху колеса під кутом до площині його кочення, тобто. тоді, коли колесо одночасно обертається і ковзає в бічному (поперечному) напрямку.

Перелічені види коефіцієнтів зчеплення пов'язані між собою залежністю

$$\varphi_{пр}^2 = \varphi_1^2 + \varphi_2^2 \quad (2)$$

При аналізі дорожньо-транспортних пригод найчастіше доводиться оперувати коефіцієнтом поздовжнього зчеплення φ_1 , оскільки в більшості випадків оператор доводить колеса тракторно-транспортного поїзду до блокування. Але оскільки чисельні значення

коефіцієнтів $\varphi_{пр}$ і φ_1 розрізняються незначно, при розрахунках використовують коефіцієнт зчеплення φ_1

При бічних ковзаннях коліс застосовують коефіцієнт поперечного зчеплення:

$$\varphi_2 = (0,5 - 0,85)\varphi_1 \quad (3)$$

Коефіцієнт зчеплення – одна з основних величин, що характеризують експлуатаційні якості дорожніх покриттів, а також взаємодію колеса з дорогою. За його величиною судять про безпечну швидкість руху тракторно-транспортного поїзду.

Аналіз робіт [5, 6] показує, що величина коефіцієнта зчеплення залежить від великої кількості різних факторів, і в першу чергу від типу покриття та його стану, конструкції та матеріалу шин, тиску в них повітря, навантажень на колесо, швидкостей руху, температурних умов, величин ковзання та буксування коліс (табл. 1).

Коефіцієнт зчеплення знижується зі збільшенням швидкості, тому що при цьому тривалість контакту ділянок шини з дорожнім покриттям зменшується, зростає кількість поштовхів від нерівностей дороги та контакт коліс тракторно-транспортного поїзду з поверхнею дороги погіршується [7].

Таблиця 1 – Зміна величини коефіцієнта зчеплення під впливом різних факторів

Чинники, що змінюють коефіцієнт зчеплення	Зміна коефіцієнта зчеплення
1	2
Швидкість руху	Зі збільшенням швидкості руху коефіцієнт зчеплення знижується. На сухому крижаному покритті цього немає.
Нерівності дороги	Нерівності збільшують частоту вертикального навантаження. Коефіцієнт зчеплення знижується через умови, що змінюються в місці контакту шини з дорогою і через підстрибування коліс на нерівностях.
Просочення в'язкими матеріалами поверхні доріг	Надлишок в'язких матеріалів робить поверхню слизькою. У жарку погоду в'язкий матеріал розм'якшується, виступає на поверхню дороги, при цьому коефіцієнт зчеплення зменшується.
Зволоження покриття	На початку дощу коефіцієнт зчеплення зменшується через те, що з вологи, дорожнього пилу, частинок гуми, крапель нафтопродуктів тощо. утворюється рідкий бруд, по якому, як по мастилу, ковзають колеса. Величина коефіцієнта зчеплення при цьому майже вдвічі менша, ніж при русі сухим покриттям. На мокрих, але чистих покриттях коефіцієнт зчеплення менший, ніж на сухих, але більше, ніж на зволжених або вкритих рідким брудом.
Тривалість експлуатації дорожнього покриття (у сухому стані)	У разі збільшення терміну експлуатації покриття коефіцієнт зчеплення зменшується через зменшення шорсткості. Цементобетонні покриття найбільш стійкі: термін їхньої служби 10-12 років, а у асфальтобетонних - 5-8 років. При зношуванні покриття на 50-60% коефіцієнт зчеплення зменшиться на 30-40%. Кам'яні покриття (бруківка, бруківка) поліруються шинами автомобілів, при цьому коефіцієнт зчеплення зменшується.
Зледеніння поверхні дороги, утворення на ній снігового покриву	Коефіцієнт зчеплення у своїй дуже малий; він дещо збільшується при зниженні температури повітря до 0-15°C. Вплив швидкості руху на величину коефіцієнта зчеплення у випадках незначне.

закінчення таблиці 1

Шорсткість покриття	Чим більша шорсткість, тим значніша площа контакту дороги з шиною, при цьому покращується зчеплення і коефіцієнт зчеплення зростає. Найбільша висота нерівностей покриття має перевищувати 4-5 мм. Занадто велика шорсткість покриття призводить до зменшення коефіцієнта зчеплення. При нормальній шорсткості покриття шина зберігає контакт з дорогою, при дощі не утворюється суцільний шар води, що забезпечує контакт шини з дорогою.
Замаслювання поверхні дороги	Замаслювання дороги нафтопродуктами різко знижує коефіцієнт зчеплення. Як на сухих, так і на мокрих дорогах до середини смуги руху коефіцієнт зчеплення майже на 30% менший.
Характер зчеплення колеса з дорогою	Найбільший коефіцієнт зчеплення спостерігається при поздовжньому коченні без бокового ковзання при поздовжньому ковзанні порядку 10-15%). При блокованому колесі (юзі) коефіцієнт зчеплення дещо знижується.
Збільшення навантаження на колесо	На твердих покриттях доріг зі збільшенням навантаження коефіцієнт зчеплення знижується. Його зміна помітніша при великих навантаженнях.
Підвищення тиску повітря у шинах	При збільшенні тиску повітря у шинах коефіцієнт зчеплення спочатку підвищується, а потім починає зменшуватися.
Підвищення температури шини	Зі збільшенням температури шини зчеплення на бетонних поверхнях дещо зменшується, а на асфальтобетонних – покращується. Коефіцієнт зчеплення в цьому випадку збільшується через прилипання елементів протектора до поверхні дороги, що спостерігається за високої температури в зоні контакту при інтенсивному гальмуванні. Якщо матеріал протектора має низькі антизносні якості, то при інтенсивному гальмуванні між шиною та твердим дорожнім покриттям з'являється велика кількість гумового пилу, що знижує коефіцієнт зчеплення.
Тип рисунка протектора шин	Шини з малюнком протектора підвищеної прохідності на м'якому снігу та неуцільненому ґрунті мають більший коефіцієнт зчеплення, ніж шини з дорожнім малюнком. На мокрому покритті шини з малюнком протектора, що має більшу розчленованість, забезпечують вищий коефіцієнт зчеплення.
Зношування протектора шини	При повному стиранні малюнка протектора шини коефіцієнт зчеплення знижується на 35-45%. Особливо сильно зменшується при русі на мокрих і брудних дорогах (приблизно ще на 20-25%).
Вид матеріалу	Шини із високо гістерезисних гум забезпечують більший коефіцієнт зчеплення.

З аналізу видно, що ефективне гальмування на дорозі з даним типом і станом покриття можна досягти шляхом створення гальмівного моменту, при якому колесо доводиться до грані блокування, а умовою реалізації максимальної сумарної гальмівної сили є одночасне доведення всіх коліс до грані блокування і підтримки їх в режимі.

Однак коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою постійно змінюється в процесі експлуатації тракторно-транспортного поїзду, тому здійснити оптимальне гальмування (коли дійсний коефіцієнт зчеплення коліс тракторно-транспортного поїзду є оптимальним), при якому всі колеса будуть доведені до межі блокування, неможливо.

А також механічний привід гальм трактора та пневматичний (гідролінійний) - причепа не узгоджуються між собою по слідчій дії, оскільки гальмівні моменти на осях трактора та причепа нарастають не одночасно і мають різний характер. Внаслідок непостійного коефіцієнта зчеплення коліс з дорогою в процесі експлуатації тракторно-транспортного поїзду та несинхронного гальмування ланок тракторно-транспортного поїзду у тягово-зчипному пристрої виникає динамічне зусилля, яке погіршує якість гальмування та ускладнює роботу оператора.

Висновки.

Наблизити процес гальмування до оптимального можливо шляхом застосування в точці зчеплення ланок тракторно-транспортного поїзду універсального тягово-зчипного пристрою, застосування якого дозволить знизити динамічне зусилля в тягово-зчипному пристрою, тим самим, зменшивши ступінь нерівномірності розподілу гальмівних зусиль.

Список літератури:

1. Кашканов А.А., Ребедайло В.М. Спеціалізований рухомий склад автомобільного транспорту: конструкція. Навчальний посібник. - Вінниця: ВДТУ, 2002. – 164 с.
2. Бухарин Н.А. Кісліков В.Ф., Лущик В.В. Будова і експлуатація автомобілів. – К.: Либідь, 2000. – 400с.
3. В.І Сирота, В.П.Сахно Автомобілі. Основи конструкції, Теорія: Навчальний посібник. -К: Арістей, 2011. – 356 с.
4. «Нове в теорії експлуатаційних властивостей автомобілів та тракторів: Навч. посібн. / М.А. Подригало, В.В. Шелудченко – Суми.: Сумський національний аграрний університет, 2015.– 213с.
5. Повышение устойчивости и управляемости колесных машин в тормозных режимах: Монография / Е. Е. Александров, В. П. Волков, Д. О. Волонцевич и др.; Под ред. Д. О. Волонцевича. – Харьков : НТУ «ХПИ», 2007. – 320 с.
6. Кашканов А.А., Грисяк О.Г.К Безпека руху автомобільного транспорту. Навчальний посібник. –Вінниця: ВНТУ, 2005. – 177с.
7. Сахно В. П. До визначення стійкості руху автопоїзда з керованим напівприцепом / В. П. Сахно, Р. М. Кузнецов, Р. М. Марчук, М. І. Файчук, О. А. Енглезі // Вісник Донецької академії автомобільного транспорту: Науковий журнал. – 2012. – № 4. – С. 61-67.

References (transliterated):

1. Kashkanov A.A., Rebedailo V.M. Specialized ruhomiy warehouse for automotive transport: construction. Head helper. - Vinnitsa: VDTU, 2002. - 164 p.
2. Bukharin N.A. Kislikov V.F., Lushchik V.V. Budova and exploitation of cars. - K.: Libid, 2000. - 400 p.
3. V.I. Sirota, V.P. Sakhno Automobiles. Fundamentals of construction, Theory: A guide. -K: Aristey, 2011. - 356 p.
4. "News in the theory of operational power of cars and tractors: Navch. posibn. / M.A. Podrigalo, V.V. Sheludchenko - Sumi.: Sumy National Agrarian University, 2015. - 213p.
5. Improving the stability and controllability of wheeled vehicles in braking modes: Monograph / E. E. Aleksandrov, V. P. Volkov, D. O. Volontsevich et al.; Ed. D. O. Volontsevich. - Kharkov: NTU "KhPI", 2007. - 320 p.
6. Kashkanov A.A., Grisyuk O.G.K Bezpeka ruhu motor transport. Head helper. -Vinnitsa: VNTU, 2005. - 177p.
7. Sakhno V.P., Kuznetsov R.M., Marchuk R.M., M.I. Faychuk, O. A. Englezi // Bulletin of the Donetsk Academy of Automotive Transport: Scientific journal. - 2012. - No. 4. - S. 61-67.

Надійшла (received) 10.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

Шевченко Ігор Олександрович (Shevchenko Ihor) – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, завідувач кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1280-5290>; e-mail: igorshvchnk@gmail.com

Колеснік Юліана Ігорівна (Koliensnik Yuliana) – Державний біотехнологічний університет, аспірант кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-9915-2455>; e-mail: julianakolesnik26@gmail.com

Є.І. КАЛІНІН, О.Ю. РЕБРОВ, В.М. КОЛОДНЕНКО

ФОРМУВАННЯ СЛІДКУЮЧОГО РУХУ КОЛІСНОГО ТРАКТОРА В УМОВАХ ЙОГО АВТОМАТИЧНОГО ВОДІННЯ

В роботі проаналізовано вплив конструктивних параметрів колісних та гусеничних машин на можливість їх представлення в якості систем автоматичного керування. Складена математична модель динаміки самохідної машини по опорній поверхні. Аналіз результатів досліджень показує, що відведення коліс, що характерне переважно для транспортних машин, призводить до досить складної математичної моделі об'єкта управління. Фізично це пояснюється розбіжністю напрямків сили тяги та вектору швидкості. Аналогічний результат виходить у тому випадку, коли досліджується гусенична машина. Але фізична причина появи у схемі ідеальної форсуючої ланки тут, звичайно, інша: під дією тягового опору зміщується назад відносно опорної точки миттєвий полюс повороту. Своєрідність самохідної машини як об'єкта, що виконує рух стеження, виявляється в тому, що в структурну схему додається ще одна інтегруюча ланка. Тому в одноконтурній структурній схемі системи автоматичного водіння завжди присутні мінімум дві послідовно з'єднані інтегруючі ланки.

Ключові слова: трактор, самохідна машина, система автоматичного водіння, динаміка, слідкуючий рух.

E. KALININ, O. REBROV, V. KOLODNENKO

FORMATION OF THE FOLLOWING MOVEMENT OF A WHEEL TRACTOR UNDER THE CONDITIONS OF ITS AUTOMATIC DRIVING

The paper analyzes the influence of the design parameters of wheeled and tracked machines on the possibility of their presentation as automatic control systems. A mathematical model of the dynamics of a self-propelled machine on a support surface is developed. The analysis of the research results shows that wheel deflection, which is characteristic mainly for transport vehicles, leads to a rather complex mathematical model of the control object. Physically, this is explained by the divergence of the directions of the traction force and the velocity vector. A similar result is obtained in the case when a tracked machine is investigated. But the physical reason for the appearance of an ideal forcing link in the scheme here is, of course, different: under the action of traction resistance, the instantaneous pole of rotation shifts back relative to the reference point. The peculiarity of a self-propelled machine as an object performing a tracking movement is revealed in the fact that another integrating link is added to the structural diagram. Therefore, in the single-circuit structural diagram of the automatic driving system, there are always at least two serially connected integrating links.

Key words: tractor, self-propelled machine, automatic driving system, dynamics, following movement.

Вступ.

Приєднання автомату-водія до самохідної машини дає якісно новий підхід, що називається «система автоматичного водіння» (САВ).

Функціональна схема САВ відображає загальний принцип її побудови. В цю схему повинні входити такі елементи, які були б функціональним еквівалентом системи «водій-машина». Вивчення системи «водій-самохідна машина» має очевидний практичний сенс для автоматизації водіння, яка в такому плані виступає як одна з задач технічної біоніки.

В задачах управління самохідними машинами вивчення так званого «ручного» керування нерідко слугує джерелом направляючих ідей для автоматизації. В процесах ручного управління встановлюється гнучка координація рухів, що відображають мету управління. При водінні самохідної машини гнучкість і пристосованість подібних актів повинні бути особливо великими через змінність властивостей системи «машина-опорна поверхня». Першим, хто звернув на це увагу, був, скоріш за все, Н. Вінер, назвавши свій метод ручного керування автомобілем «керуванням за допомогою «інформаційного» зворотного зв'язку». Відомо, що в подальшому за таким принципом були виконані найбільш досконалі системи автоматичного управління, названі системами, що самоналаштовуються.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

Мета системи автоматичного водіння – забезпечити найкращий збіг траєкторії опорної точки машини із заданою опорною траєкторією за найменшої інтенсивності керуючих впливів [1 – 4].

Виходячи з цієї мети, система автоматичного водіння повинна трактуватися як своєрідна система стеження, оскільки рух опорної точки є рухом стеження. Оскільки в теорії трактора і автомобіля [5, 6, 8] не розглядався рух машин, як рух стеження (при ручному керуванні це, очевидно, не мало сенсу), то цікавим є вивчення руху колісного трактора з точки зору його функціонування з системою автоматичного водіння [7, 8, 10].

При цьому, самохідна машина виступає тут як об'єкт управління у вигляді твердого керованого тіла, що виконує приписаний рух на площині шляхом цілеспрямованої зміни його орієнтації відносно опорної траєкторії. Водіння тлумачиться в рамках теоретичної механіки як накладання на машину нежорсткої в'язі з опорною траєкторією, а в рамках теорії автоматичного керування – як запровадження негативного зворотного зв'язку між виходом та входом машини (об'єктом керування) [9, 10].

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є формування принципів автоматичного водіння трактора як системи стеження з метою подальшого аналізу функціонування останньої.

Математична модель колісної машини як об'єкту управління.

Самохідна машина, що виконує рух стеження, являє собою об'єкт з двома взаємопов'язаними вихідними величинами. Першою вихідною величиною є поперечне (бічне) зміщення $x_0 \sim \varepsilon$, що характеризує відстань між опорною точкою O_1 і опорною траєкторією (рис. 1).

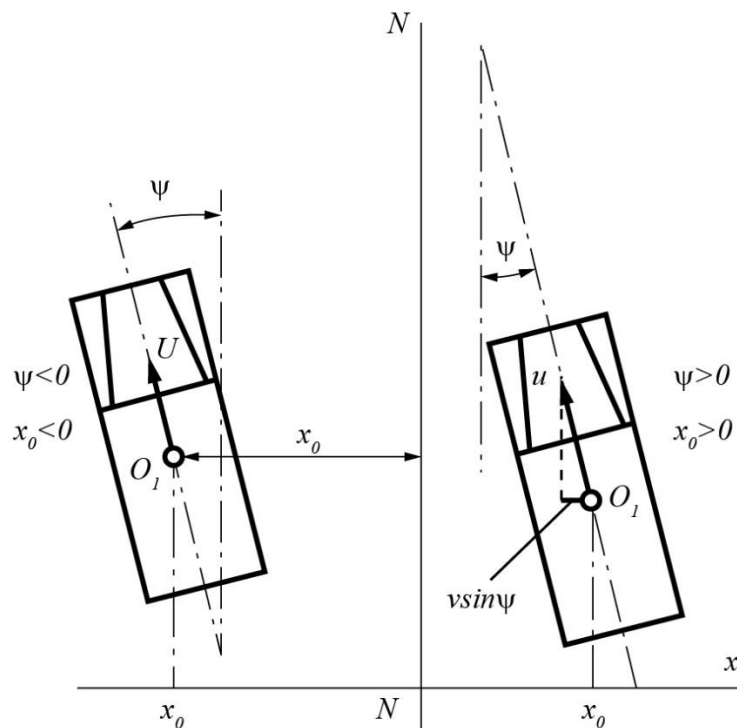


Рис. 1 – Визначення вихідних величин самохідної колісної машини як об'єкта керування при русі стеження

Другою вихідною величиною служить курсовий кут ψ між поздовжньою віссю самохідної машини та опорною траєкторією. Якщо опорну траєкторію NN поєднати з віссю ординат, то величина та знак x_0 визначаються за абсцисою точки O_1 . Знак величини ψ зручно вважати позитивним, якщо для перетину поздовжньої осі з опорною траєкторією необхідно продовжити вісь у напрямку вектору швидкості машини. В іншому випадку приймається $\psi < 0$. При цьому знак ψ залежить від знаку x_0 , але у процесі керованого руху самохідної машини зв'язок між ψ і x_0 простежується дуже наочно.

Прямим результатом керуючого впливу x_y на поворотний механізм машини, служить поява першої похідної $d\psi / dt$ (якщо не враховувати перехідний процес).

Непрямим результатом є одночасна зміна ψ і x_0 . Якщо керований поворот машини припиняється в момент, коли $\psi \neq 0$, то зміна x_0 не припиняється і тоді:

$$\frac{dx_0}{dt} = v \sin \psi \quad (1)$$

Якщо $\psi < 8^\circ$, що зазвичай виконується при русі стеження, то:

$$\frac{dx_0}{dt} \approx v\psi \quad (2)$$

та

$$x_0 = \int v\psi dt \quad (3)$$

Зменшуючись до нуля, x_0 потім змінює знак та продовжує необмежено збільшуватися, не дивлячись на те, що $\psi = const$.

Зв'язок між ψ та x_y також має інтегральний характер, оскільки під час керованого повороту:

$$\frac{d\psi}{dt} = k_0 x_y \quad (4)$$

$$\psi = \int k_0 x_y dt + \psi_0 \quad (5)$$

де ψ_0 – значення курсового кута до початку повороту; k_0 – коефіцієнт посилення об'єкта, що залежить від ефективності поворотного механізму і швидкості руху v , оскільки $\frac{d\psi}{dt} = \frac{v}{R}$, де

R – радіус кривизни траєкторії керованого повороту, причому $R = f\left(\frac{1}{x_y}\right)$.

З (2) та (4) отримаємо:

$$\frac{d^2 x_0}{dt^2} = v \frac{d\psi}{dt} = vk_0 x_y \quad (6)$$

Звідси, у першому наближенні, передавальна функція самохідної машини матиме вигляд:

$$W_{x_0} = \frac{k}{p^2} \quad (7)$$

де $k = k_0 v$ – коефіцієнт посилення; p – оператор диференціювання.

Аналіз результатів досліджень.

Цій спрощеній математичній моделі самохідної машини відповідає структурна схема, що показана на рис. 2, а, де самохідна машина, як об'єкт управління за x_0 , є послідовним з'єднанням двох ідеальних інтегруючих ланок.

Необхідне уточнення першого наближення пов'язано з тим, що встановлення кінцевого значення відбувається миттєво, як передбачалося вище. Чим більша швидкість руху і вага машини, тим сильніше проявляється інерційність керованого повороту, що пояснюється зростанням кінетичної енергії. Отже, машина поводить як інерційна інтегруюча ланка, рівняння динаміки якої

$$T \frac{d^2 \psi}{dt^2} + \frac{d\psi}{dt} = k_0 x_y \quad (8)$$

В результаті передавальна функція набуває вигляду

$$W_{x_0} = \frac{k}{p^2(Tp+1)} \quad (9)$$

а в структурну схему (рис. 2, б) додається аперіодична (інерційна) ланка.

Постійна часу T , що залежить від кінетичної енергії машини, збільшується зі зростанням v і моменту інерції машини відносно вертикальної осі, що проходить через центр інерції.

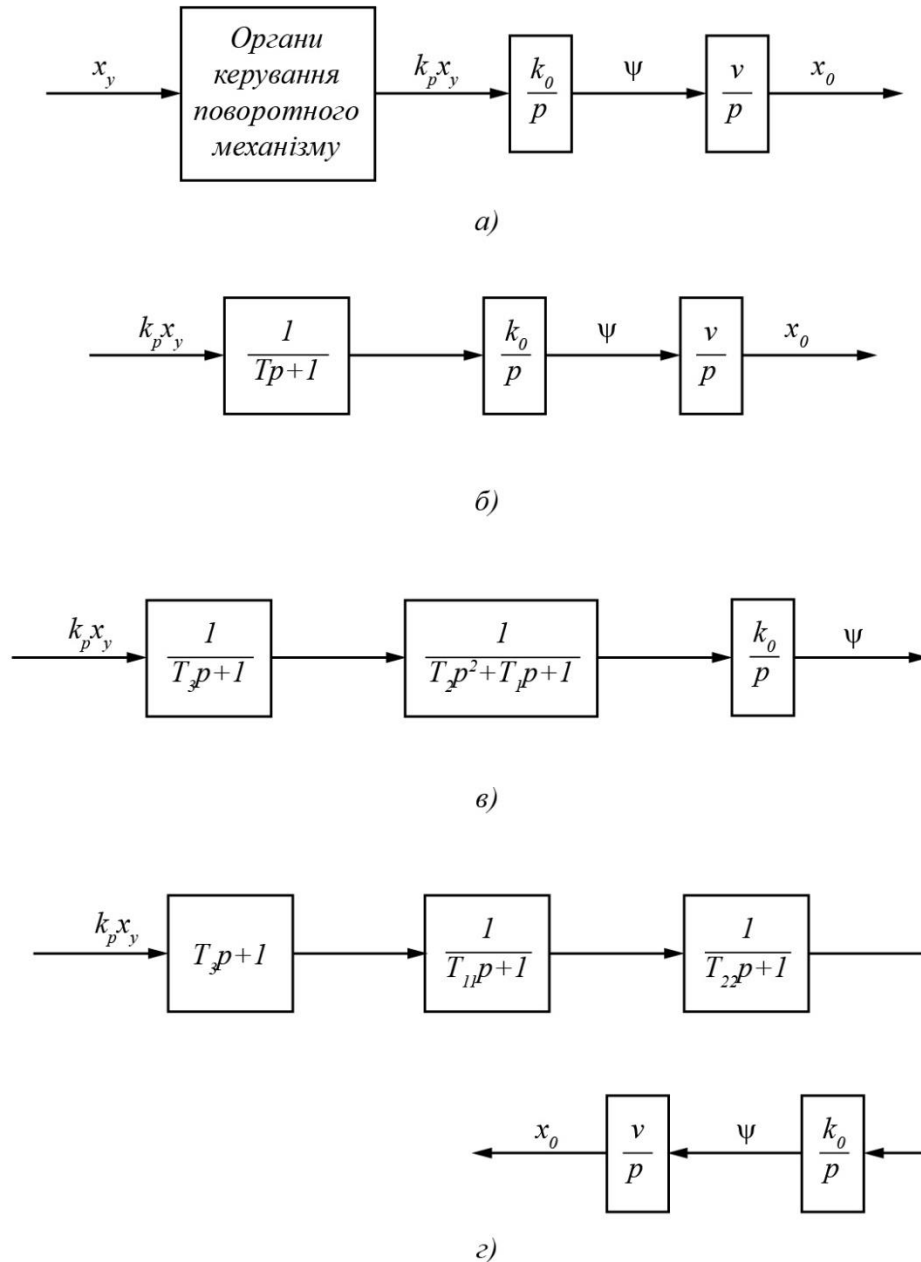


Рис. 2 – Математичні моделі (структурні схеми) самохідної машини як об'єкту управління

Слід врахувати, однак, що коефіцієнти посилення інтегруючих ланок і постійна часу T інерційної ланки істотно залежать від заздалегідь непередбачуваних і постійно мінливих факторів, які дестабілізують швидкість v . Тому самохідна машина є об'єктом управління з нестационарними параметрами, що доволі суттєво ускладнює автоматизацію її водіння. Крім того, коефіцієнт посилення першої інтегруючої ланки (з вихідною величиною ψ) зазвичай залежить від x_y . Це помітно і в колісних машинах, оскільки

$$\frac{d\psi}{dt} = \frac{v}{R} \approx \frac{v}{L \operatorname{ctg} \alpha} \approx \frac{v}{L \operatorname{ctg} k_p x_y} \quad (10)$$

Необхідно звернути увагу, що особливо сильно виявляється нелінійність в гусеничних машинах з фрикційними органами управління поворотним механізмом. Тому гусенична машина повинна розглядатися як суттєво нелінійний об'єкт управління. Нестационарність цього об'єкта також значно більша, ніж колісної машини, оскільки коефіцієнт посилення першої інтегруючої ланки дуже залежить від опору руху, насамперед від тягового опору сільськогосподарського знаряддя.

Для подальшого уточнення передавальної функції колісної самохідної машини потрібен аналіз диференційного рівняння руху в горизонтальній площині з урахуванням пружності шин, що викликає відведення коліс. Нижче наводиться без висновку результат перетворення цього рівняння, вперше отриманого Я.І. Певзнером при деяких припущеннях (кути повороту передніх коліс рівні і досить малі ($<15^\circ$), ковзання коліс відсутнє, кути відведення для коліс однакові та лінійно залежать від бічних реакцій):

$$\frac{d^3\psi}{dt^3} + (A+D)\frac{d^2\psi}{dt^2} + (AD-BC)\frac{d\psi}{dt} = (mD-nB)k_0x_y + mk_0\frac{dx_y}{dt} \quad (11)$$

де

$$\begin{aligned} A &= \frac{a_0^2 k_A + b^2 k_B}{Jv_a}; \\ B &= \frac{a_0 k_A - b k_B}{Jv_a}; \\ C &= v_a + \frac{a_0 k_A - b k_A}{Mv_a}; \\ D &= \frac{k_B + k_A}{Mv_a}; \\ m &= \frac{k_A a_0}{J}; \\ n &= \frac{k_A}{M}. \end{aligned} \quad (12)$$

тут прийняті наступні позначення: a_0 – відстань від центру інерції машини до передньої осі; b – відстань від центру інерції до задньої осі; M – маса машини; J – момент інерції відносно вертикальної осі; v_a – швидкість машини; k_A і k_B – коефіцієнти опору відведення осей машини, що рівні сумі коефіцієнтів опору відведення правого та лівого коліс.

Ввівши нові позначення коефіцієнтів у вигляді постійних часу і виконуючи необхідні перетворення, отримуємо передавальну функцію за ψ (їй відповідає структурна схема, що зображена на рис. 2, в):

$$W_\psi = \frac{k_0(T_3 p + 1)}{p(T_2 p^2 + T_1 p + 1)} \quad (13)$$

Передавальна функція за x_0 набуває вигляду:

$$W_{x_0} = \frac{k(T_3 p + 1)}{p^2(T_2 p^2 + T_1 p + 1)} \quad (14)$$

Їй відповідає структурна схема, що наведена на рис. 2, г у вигляді послідовного з'єднання наступних чотирьох ланок: двох інтегруючих, коливальної та ідеальної форсуючої ланки. Останнє, в свою чергу, представляє паралельне з'єднання підсилювальної ланки з коефіцієнтом посилення 1 і диференціуючої ланки з передатною функцією $T_3 p$. Коливальна ланка при

$2T_2 < T_1$ вироджується в послідовне з'єднання двох інерційних ланок з постійними часу T_{11} і T_{22} .

Висновки.

Отже, відведення коліс, що характерне переважно для транспортних машин, призводить до досить складної математичної моделі об'єкта управління. Фізично це пояснюється розбіжністю напрямків сили тяги та вектору швидкості.

Аналогічний результат виходить у тому випадку, коли досліджується гусенична машина. Але фізична причина появи у схемі ідеальної форсуючої ланки тут, звичайно, інша: під дією тягового опору зміщується назад відносно опорної точки O_1 (рис. 1) миттєвий полюс повороту.

Своєрідність самохідної машини як об'єкта, що виконує рух стеження, виявляється в тому, що в структурну схему додається ще одна інтегруюча ланка. Тому в одноконтурній структурній схемі системи автоматичного водіння завжди присутні мінімум дві послідовно з'єднані інтегруючі ланки.

Список літератури

1. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегата з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2015. Вип. 156. С. 327-334.
2. Гуськов В.В. Тракторы. В III ч. Ч. III. Конструирование и расчет: учеб. пособие для вузов. Минск : Выш. шк., 1981. 383 с.
3. Пастух С.Н., Кустаров Р.А. Динамика машин: учеб. пособие. Москва: Воен.-инженер. акад., 2005. 189 с.
4. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів. *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. 2017. № 7. С. 100-108.
5. Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Шевченко І.О. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу. *Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка*. 2016. Вип. 168. С. 73-79.
6. Shuliak, M.; Klets, D.; Kalinin, Y.; Kholodov, A. Selecting a Rational Operation Mode of Mobile Powertrain Using Measuring and Control Complex. In *Proceedings of the 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications*. Kherson. Ukraine. 12–15 June 2019. Volume 2387. pp. 141–151.
7. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin Y., Holovina E. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor. *EUREKA, Physics and Engineering*. 2020. 4, pp. 90-100.
8. Лебедев А.Т., Калінін Є.І., Шуляк М.Л., Колеснік І.В. Аналітична модель повороту трактора з шарнірнозчленованою рамою. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2016. Вип. 173. С. 161 – 167.
9. Лебедев А.Т., Калінін Є.І. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин. *Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка*. 2009. Вип. 89. С. 37 – 45.
10. Кожушко А.П. Підвищення техніко-економічних показників колісних тракторів з безступінчастими трансмісіями раціональною зміною параметрів регулювання гідромашин в процесі розгону : автореф. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук : спец. 05.22.02. Харків, 2016. – 24 с.
11. Кожушко А.П., Григор'єв О.Л. Математичне моделювання вільних і вимушених коливань рідини в горизонтальній ємності з вільною поверхнею. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях*. 2018. № 3 (1279). С. 41 – 51.
12. Razaghi R., Sharavi M., Feizi M. M. Investigating the effect of sloshing on the energy absorption of tank wagons crash. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 2015. № 39(2). P. 187 – 200.

References (transliterated)

1. Kalinin Ye.I. Chastotno-dynamichna matematychna model traktornoho ahrehata z peredacheiu krutnoho momentu do rushiiv silskohospodarskoi mashyny. *Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka*. 2015. Vyp. 156. S. 327-334.
2. Huskov V.V. Traktori. V III ch. Ch. III. Konstruyrovanye y raschet: ucheb. posobyе dlia vtuzov. Mynsk : Vysh. shk., 1981. 383 s.
3. Pastukh S.N., Kustarov R.A. Dynamyka mashyn: ucheb. posobyе. Moskva: Voen.-ynzhener. akad., 2005. 189 s.
4. Kalinin Ye.I., Romanchenko V.M., Yurieva H.P. Formuvannia umovy stiikosti liniinoi systemy pry vypadkovykh zburenniakh yii parametriv. *Tekhnichniyi servis ahropromyslovoho, lisovoho ta transportnoho kompleksiv*. 2017. № 7. S. 100-108.
5. Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Shevchenko I.O. Doslidzhennia perekhidnykh protsesiv v korobtsi zminnykh peredach mobilnoho enerhetychnoho zasobu. *Visnyk KhNTUSH im. Petra Vasylenka*. 2016. Vyp. 168. S. 73-79.

6. Shuliak, M.; Klets, D.; Kalinin, Y.; Kholodov, A. Selecting a Rational Operation Mode of Mobile Powertrain Using Measuring and Control Complex. *In Proceedings of the 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications*. Kherson. Ukraine. 12–15 June 2019. Volume 2387. pp. 141–151.
7. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin Y., Holovina E. Mathematical model of diesel engine characteristics for determining the performance of traction dynamics of wheel-type tractor. *EUREKA, Physics and Engineering*. 2020. 4, pp. 90-100.
8. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I., Shuliak M.L., Koliesnik I.V. Analitichna model povorotu traktora z sharnirnozhchlenovanoi ramoiu. *Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka*. 2016. Vyp. 173. S. 161 – 167.
9. Lebediev A.T., Kalinin Ye.I. Otsinka mozhlyvosti pidvyshchennia tiahovo-enerhetychnykh vlastyvostei mashynno-traktornoho ahrehatu pry vykonanni ornnykh robot na ahrofoni pidvyshchenoї volohosti shliakhom vstanovlennia zdvoienykh shyn. *Visnyk KhNTUSH im. P. Vasylenka*. 2009. Vyp. 89. S. 37 – 45.
10. Kozhushko A.P. Pidvyshchennia tekhniko-ekonomichnykh pokaznykiv kolisnykh traktoriv z bezstupinchastymy transmisiiami ratsionalnoi zminoiu parametriv rehuliuвання hidromashyn v protsesi rozghonu : avtoref. na zdobuttia nauk. stupenia kand. tekhn. nauk : spets. 05.22.02. Kharkiv, 2016. – 24 s.
11. Kozhushko A.P., Hryhoriev O.L. Matematychni modeliuvannia vilnykh i vymushenykh kolyvan ridyny v horyzontalnii yemnosti z vilnoi poverkhnei. *Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Matematychni modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh*. 2018. № 3 (1279). S. 41 – 51.
12. Razaghi R., Sharavi M., Feizi M. M. Investigating the effect of sloshing on the energy absorption of tank wagons crash. *Transactions of the Canadian Society for Mechanical Engineering*. 2015. № 39(2). P. 187 – 200.

Надійшла (received) 11.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

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

Колодненко Віталій Миколайович (Kolodnenko Vitalii) – Сумський національний аграрний університет, старший викладач кафедри агроінжинирингу, м. Суми, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0002-8450-6759>; e-mail: kolodnenko_vn@ukr.net.

Є.І. КАЛІНІН, В.І. АЧКЕВИЧ, О.М. АЧКЕВИЧ, О.М. ПОГОРІЛИЙ

ВИКОРИСТАННЯ КВАДРАТИЧНОГО КРИТЕРІЯ ЯКОСТІ ДЛЯ СИНТЕЗУ СКЛАДНИХ СИСТЕМ УПРАВЛІННЯ КОЛІСНИМИ МАШИНАМИ

Основними труднощами, які виникають при синтезі системного управління колісними машинами за квадратичним критерієм якості, є вибір елементів вагових матриць, при яких синтезована система вимагає динамічних характеристик. Тому в роботі розглянуто питання про встановлення залежності динамічних властивостей оптимальної системи від значень елементів вагової матриці за критерієм якості. Оскільки ці елементи є найбільш важливими параметрами синтезу, то надається можливість призначити вагові коефіцієнти, безпосередньо виходячи з вимог до параметрів перехідного процесу в системі.

Ключові слова: самохідна машина, автоматизована система управління, динаміка, критерій якості, автопілот

E. KALININ, V. ACHKEVYCH, O. ACHKEVYCH, O. POGORILYY

USING A QUADRATIC QUALITY CRITERION FOR THE SYNTHESIS OF COMPLEX CONTROL SYSTEMS

The main difficulties, which are blamed for the synthesis of system control of wheeled machines according to the quadratic criterion of efficiency, are the choice of elementary matrices, with which the system of dynamic characteristics is synthesized. Therefore, in the robot, the information about the establishment of the fallowness of the dynamic powers of the optimal system in terms of the value of the elements of the matrix of the criterion according to the criterion of capacity is considered. Since the number of elements is the most important parameters for the synthesis, it is hoped that it will be possible to recognize the most important coefficients, without intermediary swaying through the parameters of the transitional process in the system.

Key words: self-propelled vehicle, automated control system, dynamics, performance criterion, autopilot.

Вступ.

Автоматизована система управління рухом колісного трактора (автопілот) не замінює механізатора, але завдяки руху за раціональним курсом дозволяє знизити його стомлюваність, підвищити ефективність технологічних процесів і продуктивність виконуваних робіт, а також зменшити витрату палива, насіння та добрив.

Автоматизована система керування рухом трактора повинна не лише визначати його відхилення від заданої траєкторії, а й коригувати напрямок його переміщення з метою тієї самої оптимізації. Для оцінки такої оптимізації можна використовувати квадратичний критерій якості, який дозволяє оцінити ще на етапі проектування синтез складних систем управління.

Аналіз останніх досягнень і публікацій.

В даний час дослідження з підвищення стійкості руху колісних транспортних засобів проводять за двома основними напрямками. Перше з них – розробка автоматизованих систем керування рухом колісної машини, в основі якого лежить принцип зміни крутних моментів, що підводяться до її ведучих коліс.

У разі розподілу сили тяги по всіх колесах можна використовувати всю вагу трактора в якості зчпного, що покращує його динаміку та прохідність, а також дозволяє реалізувати алгоритми керування, що підвищують його керованість та курсову стійкість. Докладно ці методи описані в роботах [1 – 3].

Другий напрямок досліджень — забезпечення стійкості руху транспортного засобу шляхом автоматичного коригування кута повороту керованих коліс [4–9]. У публікаціях [10, 11] розглянуті комбінації перерахованих вище способів керування.

При цьому, основними труднощами, які виникають при синтезі системного управління колісними машинами за квадратичним критерієм якості, є вибір елементів вагових матриць, при яких синтезована система вимагає динамічних характеристик.

Мета та постановка задачі.

Метою даної роботи є синтез методики встановлення залежності між значеннями коренів характеристичного рівняння, які в кінцевому рахунку характеризують властивості отриманої оптимальної системи, та елементами цієї матриці критеріїв якості..

Синтез математичної моделі об'єкту керування.

Нехай об'єкт управління описується матричним рівнянням виду:

$$\dot{X} = AX + BU \quad (1)$$

де X – вектор фазових координат системи ($n \times 1$); U – вектор управління ($p \times 1$); A – матриця динамічних властивостей об'єкта ($n \times n$); B – матриця коефіцієнтів посилення за керуючими впливами ($n \times p$). Надалі розширимо вектор U до розміру ($n \times 1$), передбачаючи при цьому стовпці $p+1, p+2, \dots, n$ матриці B рівними нулю. Потрібно мінімізувати квадратичний критерій якості виду:

$$I(U) = \int_{t_0}^{\infty} (x^T \Phi X + U^T \Psi U) dt \quad (2)$$

Розв'яжемо поставлене завдання на умовний екстремум методом класичного варіаційного обчислення. Для цього складемо допоміжний функціонал виду:

$$I_0(U) = \int_{t_0}^{\infty} [(X^T \Phi X + U^T \Psi U) - 2\lambda^T (\dot{X} - AX - BU)] dt \quad (3)$$

де λ – множник Лагранжа.

Розв'язання варіаційної задачі мінімізації функціоналу (3) для системи (1) дає систему рівнянь наступного вигляду:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX + BU; \\ \dot{\lambda} &= -\Phi X - A^T \lambda; \\ U &= -\Psi^{-1} B^T \lambda. \end{aligned} \quad (4)$$

Підставивши значення U в перше рівняння системи (4), отримаємо:

$$\begin{aligned} \dot{X} &= AX - B\Psi^{-1}B^T \lambda; \\ \dot{\lambda} &= -\Phi X - A^T \lambda. \end{aligned} \quad (5)$$

Для отримання оптимального рівняння розв'яжемо систему (5), передбачаючи, що:

$$\lambda = KX \quad (6)$$

де K – поки невідома матриця розміру ($n \times n$).

Помножуючи першу рівність у системі (5) на матрицю K і віднімаючи з неї другу рівність цієї системи, остаточно отримаємо:

$$KA + A^T K - KB\Psi^{-1}B^T K + \Phi = 0 \quad (7)$$

З рівняння системи (4) та виразу (6), отримаємо значення оптимуму:

$$U = -\Psi^{-1} B^T KX \quad (8)$$

Систему (5) назвемо допоміжною системою диференціальних рівнянь. Матриця цієї системи A_c дорівнює:

$$A_c = \begin{bmatrix} A & -B\Psi^{-1}B^T \\ -\Phi & -A^T \end{bmatrix} \quad (9)$$

Після обчислення керування U за формулою (8) динаміку оптимальної системи можна описати однорідним матричним рівнянням виду:

$$\dot{X} = (A - B\Psi^{-1}B^T K)X \quad (10)$$

Матриця динамічних властивостей оптимальної замкнутої системи прийме вигляд:

$$A_0 = A - B\Psi^{-1}B^T K \quad (11)$$

а її характеристичне рівняння представляється виразом

$$\Delta(s) = |A_0 - sE| = |A - B\Psi^{-1}B^TK - sE| \quad (12)$$

Запишемо характеристичне рівняння вихідної системи

$$\bar{\Delta}(s) = |A - sE| \quad (13)$$

Очевидно, що має місце рівність виду:

$$|-A^T - sE| = (-1)^n |A^T + sE| = (-1)^n |A + sE| = (-1)^n \bar{\Delta}(-s) \quad (14)$$

Характеристичне рівняння для допоміжної системи (5) з матрицею (9) визначається виразом виду:

$$|A_c - sE| = 0 \quad (15)$$

Записавши очевидну рівність

$$|A_c - sE| = \det \begin{bmatrix} A - sE & -B\Psi^{-1}B^T \\ -\Phi & -A^T - sE \end{bmatrix} = \det \begin{bmatrix} E & 0 \\ K & A^T - KB\Psi^{-1}B^T + sE \end{bmatrix} \times \\ \times \begin{bmatrix} A - B\Psi^{-1}B^TK & B\Psi^{-1}B^T \\ 0 & E \end{bmatrix} \begin{bmatrix} E & 0 \\ K & -E \end{bmatrix}, \quad (16)$$

Отримаємо

$$|A_c - sE| = (-1)^n \det(A^T - KB\Psi^{-1}B^T + sE) \det(A - B\Psi^{-1}B^TK - sE) = \\ = (-1)^n \Delta(s) \Delta(-s), \quad (17)$$

тобто $2n$ власних значень матриці A_c складаються з власних значень матриці оптимальної системи (10) та їх дзеркального відображення відносно уявної s -площини.

Вираз (11) можна подати у такому вигляді

$$|A_c - sE| = \det \begin{bmatrix} A - sE & 0 \\ -\Phi & E \end{bmatrix} = \det \begin{bmatrix} E & -(A - sE)^{-1}B\Psi^{-1}B^T \\ 0 & -(A^T + sE) - \Phi(A - sE)^{-1}B\Psi^{-1}B^T \end{bmatrix} \quad (18)$$

тоді отримаємо

$$|A_c - sE| = \det|A - sE| \det|-(A^T + sE - \Phi(A - sE)^{-1}B\Psi^{-1}B^T)| = \\ = (-1)^n \bar{\Delta}(s) \bar{\Delta}(-s) \det|E - (A^T + sE)^{-1} \Phi(A - sE)^{-1} B\Psi^{-1}B^T|. \quad (19)$$

Використовуючи властивості матриць, з виразу (12) маємо:

$$|A_c - sE| = (-1)^n \bar{\Delta}(s) \bar{\Delta}(-s) \left\{ 1 + \frac{1}{\bar{\Delta}(s) \bar{\Delta}(-s)} \sum_{k_1=1}^n \varphi_{k_1} N_{k_1}(s) N_{k_1}(-s) + \right. \\ + \frac{1}{\bar{\Delta}^2(s) \bar{\Delta}^2(-s)} \sum_{k_2=k_1+1}^n \sum_{k_1=1}^n \varphi_{k_1} \varphi_{k_2} N_{k_1 k_2}(s) N_{k_1 k_2}(-s) + \dots + \frac{1}{\bar{\Delta}^k(s) \bar{\Delta}^k(-s)} \times \\ \times \sum_{k_k=k_{k-1}+1}^n \sum_{k_{k-1}=k_{k-2}+1}^{n-1} \dots \sum_{k_2=k_1+1}^{n-k+2} \sum_{k_1=1}^{n-k+1} \varphi_{k_1} \varphi_{k_2} \dots \varphi_{k_k} N_{k_1 k_2 \dots k_k}(s) N_{k_1 k_2 \dots k_k}(-s) + \dots + \\ \left. + \frac{1}{\bar{\Delta}^n(s) \bar{\Delta}^n(-s)} \varphi_1 \varphi_2 \dots \varphi_n N_{12 \dots n}(s) N_{12 \dots n}(-s) \right\}, \quad (20)$$

де $N_{k_1 k_2 \dots k_n}(s)$ – добуток співмножників, що відповідає кореням, які розташовані у лівій s -напівплощині; $N_{k_1 k_2 \dots k_n}(-s)$ – добуток всіх співмножників, що відповідають кореням, які розташовані у правій s -напівплощині ($k = 1, 2, 3, \dots, n$).

Аналіз результатів досліджень.

Вираз (13) являє собою добуток характеристичного багаточлена оптимальної системи та відповідного йому багаточлена з коренями, які симетричні відносно уявної осі у вигляді явної функції від φ_{kk} . Таким чином, з виразу (13) можна однозначно визначити чисельні значення

вагових коефіцієнтів по заданому спектру матриці динамічних властивостей оптимальної системи.

При використанні виразу (13) для знаходження елементів вагових матриць доцільно застосовувати ПК, особливо для систем, порядок яких $n > 3$.

На першому етапі дослідження всі вагові коефіцієнти критерію якості (2) можна покласти рівними нулю за винятком одного, що стоїть за «найважливішою» фазовою координатою об'єкта.

Якщо система, що отримана, задовольнятиме заданим вимогам, то на цьому можна зупинитися. Якщо ж при розв'язуванні рівнянь динаміки будь-яка фазова координата виходить за межі допустимих значень, то необхідно ввести ваговий коефіцієнт по цій координаті і знову перевірити параметри перехідного процесу.

Оскільки в загальному випадку розмірність вектору управління $U (p \times 1)$ менша за розмірність вектору фазових координат $X (n \times 1)$, тобто $p < n$, то підсумовування за K_k у виразі (13) слід проводити до K_p , оскільки всі багаточлени $N_{k_1 k_2 \dots k_k}(s)$ при $k > p$ обертаються в нуль. Це впливає з того, що при $p < n$ в матриці B , як вказувалося на початку статті, були додані нульові стовпці, а визначники з нульовими стовпцями дорівнюють нулю. У результаті висловленого твердження, розв'язок завдання значно спрощується.

Висновки.

Розглянемо приклад. Нехай маємо наступні матриці:

$$A = \begin{bmatrix} -0,86 & 0,86 & 0 & -0,61 \cdot 10^{-5} & 0,62 \cdot 10^{-3} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 4,78 & -4,78 & -0,766 & 0,12 \cdot 10^{-4} & -0,458 \cdot 10^{-3} \\ 257 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -19,4 & -9,57 & 0 & -0,366 \cdot 10^{-4} & -0,056 \end{bmatrix};$$

$$B = \begin{bmatrix} 0,0248 & 0,84 \cdot 10^{-4} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1,29 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -0,744 & 0,193 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}; \quad (21)$$

$$\Phi = \text{diag}(\varphi_{11}, \varphi_{22}, \varphi_{33}, \varphi_{44}, \varphi_{55});$$

$$\Psi = E.$$

Щоб визначити чисельні значення φ_{ki} , при яких синтезована система задовольняє заданим вимогам, розпишемо визначник $|A_c - sE|$ але викладеною методикою згідно з виразом (13), прийнявши:

$$\varphi_{11} = \varphi_{22} = \varphi_{33} = \varphi_{55} = 0 \text{ а } \varphi_{44} \neq 0 \quad (22)$$

Будемо мати:

$$|A_c - sE| = -\{-(s \pm 0,814 \pm 2,19j)(s \pm 2,43 \pm 0,109j) \times \\ \times (s \pm 0,0047) - \varphi_{44} 40,6(s \pm 7,02)(s \pm 6,27)(s \pm 0,0456)\}. \quad (23)$$

Кореневий годограф при $\varphi_{44} = \text{var}$ представлений на рис. 1, де цифрами 1, 2, 3, 4 позначені значення коренів відповідно при $\varphi_{44} = 0$, $\varphi_{44} = 0,1 \cdot 10^{-4}$, $\varphi_{44} = 0,1 \cdot 10^{-3}$, $\varphi_{44} = 0,1 \cdot 10^{-1}$. Тут вказані корені, що відповідають характеристичному рівнянню матриці оптимальної системи. Виходячи із заданого спектра матриці динамічних властивостей оптимальної системи, однозначно можна визначити елементи вагових матриць у показнику якості і після синтезу оптимального регулятора забезпечити системі задані динамічні властивості.

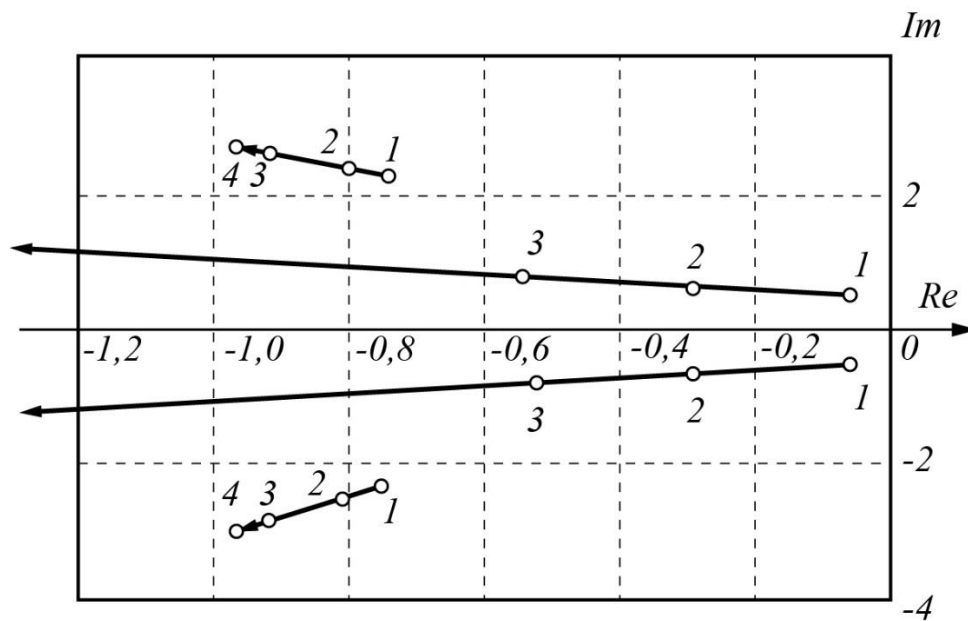


Рис. 1 – Кореневий годограф оптимальної системи

Таким чином, можна казати про те, що запропонована залежність динамічних властивостей оптимальної системи від значень елементів вагової матриці в критерії якості дозволяє визначати вагові коефіцієнти безпосередньо виходячи з вимог до параметрів перехідного процесу в системі.

Список літератури

1. Shuliak, M.; Klets, D.; Kalinin, Y.; Kholodov, A. Selecting a Rational Operation Mode of Mobile Powertrain Using Measuring and Control Complex. In *Proceedings of the 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications*. Kherson, Ukraine. 12–15 June 2019. Volume 2387. pp. 141–151.
2. Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proceedings of the American Control Conference*. 1997. vol. 2. pp. 1136–1140.
3. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Journal of Automobile Engineering*. 2002. vol. 216(2). pp. 115–124.
4. Yang, L. B. Application of artificial intelligence in electrical automation control. *Procedia Computer Science, Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Intelligent Robotics (ICMIR-2019)*. 2020. Vol. 166. pp 292–295.
5. Guijarroa, M. et al. Automatic segmentation of relevant textures in agricultural images. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2011. Vol. 75. pp 75–83.
6. Civele, C. Development of an IOT based tractor tracking device to be used as a precision agriculture tool for Turkey's agricultural tractors. *Scholars Journal of Agriculture and Veterinary Sciences*. 2019. Vol. 6, pp. 199–203.
7. Inoue, K., Kaizu, Y., Igarashi, S. & Imou, K. The development of autonomous navigation and obstacle avoidance for a robotic mower using machine vision technique. In *IFAC-Paper, 6 IFAC Conference on Sensing, Control and Automation Technologies for Agriculture AGRICONTROL*. 2019. pp. 173–177.
8. Mogili, U. R. & Deepak, B. B. V. L. Review on application of drone systems in precision agriculture. *Procedia Computer Science, International Conference on Robotics and Smart Manufacturing (RoSMa2018)*. 2018. Vol. 133, pp. 502–509.
9. Akbarzadeh, S., Paap, A., Ahderom, S., Apopei, B. & Alameh, K. Plant discrimination by support vector machine classifier based on spectral reflectance. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2018. Vol. 148. pp. 250–258.
10. Wang, A., Zhang, W. & Wei, X. A review on weed detection using ground-based machine vision and image processing techniques. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2019. Vol. 158. pp. 226–240.
11. Ren, G., Lin, T., Ying, Y., Chowdhary, G. & Ting, K. C. Agricultural robotics research applicable to poultry production: A review. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020. Vol. 169. pp.105–116.
12. Williams, L. R., Moore, S. T., Bishop-Hurley, G. J. & Swain, D. L. A sensor-based solution to monitor grazing cattle drinking behaviour and water intake. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020. Vol. 168. pp. 105–141.

References (transliterated)

1. Shuliak, M.; Klets, D.; Kalinin, Y.; Kholodov, A. Selecting a Rational Operation Mode of Mobile Powertrain Using Measuring and Control Complex. *In Proceedings of the 15th International Conference on ICT in Education, Research and Industrial Applications*. Kherson, Ukraine. 12–15 June 2019. Volume 2387. pp. 141–151.
2. Langson W., Alleyne A. Multivariable bilinear vehicle control using steering and individual wheel torques. *Proceedings of the American Control Conference*. 1997. vol. 2. pp. 1136–1140.
3. Mokhiamar O., Abe M. Active wheel steering and yaw moment control combination to maximize stability as well as vehicle responsiveness during quick lane change for active vehicle handling safety. *Journal of Automobile Engineering*. 2002. vol. 216(2). pp. 115–124.
4. Yang, L. B. Application of artificial intelligence in electrical automation control. *Procedia Computer Science, Proceedings of the 3rd International Conference on Mechatronics and Intelligent Robotics (ICMIR-2019)*. 2020. Vol. 166. pp 292–295.
5. Guijarroa, M. et al. Automatic segmentation of relevant textures in agricultural images. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2011. Vol. 75. pp 75–83.
6. Civele, C. Development of an IOT based tractor tracking device to be used as a precision agriculture tool for Turkey's agricultural tractors. *Scholars Journal of Agriculture and Veterinary Sciences*. 2019. Vol. 6, pp. 199–203.
7. Inoue, K., Kaizu, Y., Igarashi, S. & Imou, K. The development of autonomous navigation and obstacle avoidance for a robotic mower using machine vision technique. *In IFAC-Paper, 6 IFAC Conference on Sensing, Control and Automation Technologies for Agriculture AGRICONTROL*. 2019. pp. 173–177.
8. Mogili, U. R. & Deepak, B. B. V. L. Review on application of drone systems in precision agriculture. *Procedia Computer Science, International Conference on Robotics and Smart Manufacturing (RoSma2018)*. 2018. Vol. 133, pp. 502–509.
9. Akbarzadeh, S., Paap, A., Ahderom, S., Apopei, B. & Alameh, K. Plant discrimination by support vector machine classifier based on spectral reflectance. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2018. Vol. 148. pp. 250–258.
10. Wang, A., Zhang, W. & Wei, X. A review on weed detection using ground-based machine vision and image processing techniques. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2019. Vol. 158. pp. 226–240.
11. Ren, G., Lin, T., Ying, Y., Chowdhary, G. & Ting, K. C. Agricultural robotics research applicable to poultry production: A review. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020. Vol. 169. pp.105–116.
12. Williams, L. R., Moore, S. T., Bishop-Hurley, G. J. & Swain, D. L. A sensor-based solution to monitor grazing cattle drinking behaviour and water intake. *Computers and Electronics in Agriculture*. 2020. Vol. 168. pp. 105–141.

Надійшла (received) 08.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

Ачкевич Василь Іванович (Achkevych Vasyl) – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри охорони праці та біотехнічних систем у тваринництві, м. Київ, Україна, ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-1537-6997>; e-mail: achkevychv@gmail.com.

Ачкевич Оксана Миколаївна (Achkevych Oksana) – кандидат технічних наук, доцент, Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна, ORCID: <http://orcid.org/0000-0001-9878-6563>; e-mail: achkevych@nubip.edu.ua.

Погорілий Олександр Миколайович (Pogorilyu Oleksandr) – Національний університет біоресурсів і природокористування України, доцент кафедри тракторів, автомобілів та біоенергоресурсів, м. Київ, Україна; e-mail: pogolmyk@gmail.com

М.Л. ШУЛЯК, М.О. МІКУЛІНА, Я.В. МУДРИЙ, В.О. ПИРОГОВ

ВПЛИВ ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ НА ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ТЕХНОЛОГІЧНОГО ПРОЦЕСУ В РОСЛИННИЦТВІ

У статті формується інформаційна база для аналізу, оцінювання та вибору оптимальних за ефективністю варіантів залучення безпілотних авіаційних систем для вирішення завдань ефективного землекористування. На думку авторів, особливою актуальністю відрізняються завдання використання земельних ресурсів на тих сільських територіях, які розташовані віддалено та у важкодоступних районах. Проблеми щорічного зростання чисельності населення планети потребують розвитку високих технологій в аграрному секторі, створення обґрунтованого землеробства. Перспективним напрямом такого землеробства є використання БПЛА. Їх застосування доцільно при вирішенні наступних завдань: інвентаризації сільгоспугідь, створенні електронних карт полів, оцінюванні обсягів робіт та здійсненні контролю за їх виконанням, веденні оперативного моніторингу стану посівів, оцінці схожості та врожайності певних сільськогосподарських культур, обробці посівів засобами захисту рослин та боротьбі зі шкідниками. Прогнозовано, що й надалі БПЛА активно прийматимуть участь у всіх сферах життєдіяльності людства, включаючи і сільське господарство. Ці апарати здатні значно збільшити продуктивність праці за загальною тенденцією зниження витрат виробництва.

Ключові слова: точне землеробство, БПЛА, сільське господарство.

M. SHULIAK, M. MIKULINA, Ya. MUDRYI, V. PIROGOV

THE EFFECT OF THE USE OF UNMANNED AERIAL VEHICLES ON INCREASING THE EFFICIENCY OF THE TECHNOLOGICAL PROCESS IN PLANT FARMING

In the article, an information base is formed for the analysis, evaluation and selection of the most effective options for involving unmanned aerial systems in solving the problems of effective land use. According to the authors, the tasks of using land resources in those rural territories that are located remotely and in hard-to-reach areas are particularly relevant. The problems of the annual growth of the population of the planet require the development of high technologies in the agricultural sector, the creation of rational agriculture. A promising direction of precision agriculture is the use of UAVs. Their use is expedient in solving the following tasks: inventorying agricultural land, creating electronic maps of fields, estimating the volume of work and monitoring their implementation, conducting operational monitoring of the state of crops, assessing the germination and yield of certain agricultural crops, protecting agricultural lands appointment, treatment of crops with means of plant protection and pest control. We predict that in the future UAVs will be actively felt in all spheres of human activity, including agriculture. These devices are able to significantly increase labor productivity with a general tendency to reduce production costs.

Recently, innovative tools have appeared and are being used: satellite and computer technologies, which have become available for various spheres of the national economy. Their development and implementation in the agricultural sector led to the development of precision agriculture. The basis of advanced technologies of sustainable farming is the rejection of the use of the plow. A set of techniques is being formed that are aimed at combating soil degradation, which contributes to a decrease in fertility, loss of moisture and a drop in productivity.

Key words: precision agriculture, UAV, agriculture.

Вступ. Стрімкий розвиток БПЛА сприяє змінам моделей виробництва у багатьох сферах, зокрема у сільському господарстві. Можливість досягнення економічної ефективності формує інтерес до використання безпілотних літальних апаратів. За витратами на експлуатацію авіаційні операції БЛА виходять дешевше за супутникові технології дистанційного зондування Землі (ERS) і дешевше за пілотовані літаки, так, година польоту БПЛА на сільськогосподарських роботах майже вдвічі дешевша у порівнянні з годинною вартістю повітряних робіт укомплектованого літака Ан-2. Додатковими перевагами БПЛА є те, що вони програмується на польоти заданими маршрутами, можуть досліджувати територію автономно та зависати над нею. Ця властивість БПЛА – величезна перевага перед іншими літальними апаратами. До того ж, склався широкий спектр використання БПЛА: розпорошення реагентів, моніторинг стану посівів. Використання БПЛА сприяє збільшенню врожаю у кілька разів. Землеробство є однією з найважливіших галузей сільського господарства, яка забезпечує

населення світу харчовими продуктами. Однак, у зв'язку зі зростанням населення та збільшенням попиту на продукти харчування, виникає необхідність у підвищенні ефективності виробництва продукції рослинництва. У цьому контексті, безпілотні літальні апарати, які широко використовуються в різних сферах, можуть стати важливим інструментом інноваційності землеробства.

Аналіз останніх досягнень та публікацій. У працях вітчизняних та зарубіжних вчених приділено велику увагу системному аналізу застосування різних за типом моделей БПЛА. Перспективам розвитку БПЛА були присвячені роботи таких вчених, як: Матійчик М. П., Митрахович М. М., Пронь С.В., Харченко В. П., Гребенников А. Г., Мялиця А. К., Парфенюк В. В. Але й на даний час не визначено повного переліку робіт, які можуть успішно виконуватися із використанням БПЛА.

Одним з основних впливів безпілотних літальних апаратів на землеробство є зниження питомих витрат на виробництво одиниці сільськогосподарської продукції. Завдяки безпілотним літальним апаратам, зменшується необхідність в залученні великої кількості низькокваліфікованого персоналу для виконання рутинних задач, що може суттєво зменшити витрати на собівартість продукції. Крім того, використання безпілотних літальних апаратів дозволяє зменшити час, необхідний для виконання робіт на полях, що дозволяє збільшити продуктивність роботи завдяки ефективному використанню технічних характеристик БПЛА (рис. 1) [5].

Використання БПЛА дозволяє вирішувати нагальні проблеми сільськогосподарського ринку України, за їх допомогою здійснюється: моніторинг ґрунтів, контроль за рослинами з повітря, аерофотозйомки фермерських угідь, картографування тощо. Передовими флагманами у застосуванні БПЛА в Україні є підприємства DroneUA та UkrSpec_Systems. Останнє є одним з основних в Україні по використанню БПЛА планерного типу PD-1, на якому улаштоване новітнє обладнання і телевізійні камери [5].

Квадрокоптер ХК Х380 Detect GPS RTF (ХК-Х380)	
Матеріал: пластик	
Час польоту: 30 хв.	
Швидкість: 60 км/год.	
Ємність акумулятору 5200 мАч	
Маса : 945 гр.	
Радіус дії до 1 км	
Квадрокоптер DJI PHANTOM	
Матеріал: пластик	
Час польоту: 28 хв.	
Швидкість 72 км/год.	
Швидкість зльоту: (макс.) 6 м/с	
Маса : 945 гр.	
Радіус дії до 5 км	

Рис. 1 – Технічні характеристики типових безпілотних літальних апаратів

Окрім зниження витрат на собівартість, використання безпілотних літальних апаратів також може збільшити точність та якість робіт на полях. Безпілотні літальні апарати здатні здійснювати зйомку з висоти та створювати карту рельєфу, що дозволяє точніше визначити місця, де необхідно здійснювати захисні заходи та зробити роботи більш ефективними. Також

безпілотні літальні апарати можуть бути використані для моніторингу рослинності, зокрема, для визначення її стану та здоров'я. Для цього зазвичай використовуються спектральні камери, які здатні реєструвати різні види світла, включаючи інфрачервоне та ультрафіолетове випромінювання. Аналізуючи дані, отримані з таких камер, можна визначити стан рослинності та вчасно виявити можливі проблеми [2].

Підвищення ефективності систем поливу, також досягається із застосуванням безпілотних літальних апаратів. Деякі моделі здатні виявляти рівень вологості ґрунту та рівень води у ґрунті. Це дозволяє планувати та розподіляти полив з метою забезпечення реалізації біопотенціалу рослин та оптимальної витрати води.

Мета та постановка задачі дослідження. Метою даної роботи є розглянути вплив використання БПЛА на ефективність виконання технологічних операцій у землеробстві. Стрімкий розвиток БПЛА сприяє змінам моделей виробництва у багатьох сферах, зокрема у сільському господарстві. Можливість досягнення економічної ефективності формує інтерес до використання безпілотних літальних апаратів, проте для оцінки такої ефективності не вистачає теоретичної бази та експериментальних досліджень за даним напрямом.

Основний матеріал та результати дослідження. Одним із важливих аспектів використання безпілотних літальних апаратів є зменшення втрат врожаю. За допомогою даних, отриманих з камер та сенсорів, можна визначити рівень забруднення ґрунту, виявити шкідників та хвороби рослин, що може позначатися на їх здоров'ї та врожаї. Якщо проблема буде виявлена вчасно, то можна вжити заходів для її усунення та зменшення втрат врожаю. Крім того, використання безпілотних літальних апаратів дозволяє покращити ефективність обробки ґрунту. За допомогою даних, отриманих з датчиків, можна визначити оптимальний час для обробки ґрунту та вибрати оптимальний тип обробки, що дозволяє збільшити врожайність та знизити витрати на захист рослин [4].

Більш того, безпілотні літальні апарати можуть виявляти нерівномірність засіву та розсіву на полі, що є ключовим фактором для досягнення високих врожаїв. Завдяки цим даним, землероби можуть вчасно вжити необхідних заходів для покращення рівномірності засіву та розсіву, що забезпечує оптимальний ріст та розвиток рослин. Також, безпілотні літальні апарати можуть використовуватись для моніторингу та контролю за різними агрохімічними процесами. Завдяки цьому землероби можуть ефективніше контролювати всі етапи вирощування та збирання врожаю, що знижує втрати та збільшує продуктивність.

Одним із найбільш перспективних напрямів використання безпілотних літальних апаратів у землеробстві є використання даних, зібраних апаратами, для комплексного підходу в роботі систем точного землеробства. Це означає, що землероби можуть використовувати цифрові технології та точне картографування, щоб підбирати оптимальні настройки для різних ділянок поля, забезпечуючи максимальну продуктивність та ефективність [7].

Саме така синергія з системами точного землеробства дозволяє зменшити втрати, пов'язані з переробкою та використанням ресурсів, а також збільшити врожайність та знизити витрати на паливо та засоби захисту рослин. Завдяки цим перевагам використання безпілотних літальних апаратів веде до зниження затрат на землеробство та підвищення врожайності. Однак, на сьогоднішній день використання безпілотних літальних апаратів в землеробстві не є широко поширеною практикою. Хоча науково-технічний прогрес і дозволяє використовувати безпілотні літальні апарати в землеробстві, технологічні підходи до їх використання були розроблені відносно недавно, а їх запровадження у виробництво потребує подальших досліджень, тому багато фермерів не володіють достатньою кількістю інформації про їх переваги та можливості застосування. Також існує проблема недостатньої кількості фахових спеціалістів, що мають необхідні знання та навички з експлуатації БПЛА. Оговорені проблеми, відштовхують від їх використання [1].

На даний момент безпілотні літальні апарати використовуються, окремими господарствами, переважно для картографування поля, виявлення хвороб та шкідників, контролю за врожаєм, аналізу ґрунту та застосування добрив. Проте можливості їх застосування є набагато

ширшими. Одним з можливих напрямків використання безпілотних літальних апаратів в землеробстві є контроль за рівнем вологості ґрунту. За допомогою спеціальних датчиків безпілотні літальні апарати можуть вимірювати вологість ґрунту на різних глибинах, що дозволяє точно визначати потреби кожної ділянки у зрошенні. Це допомагає збільшити ефективність зрошування, знизити витрати на воду та підвищити врожайність. Інший напрямок використання безпілотних літальних апаратів у землеробстві полягає в аналізі ґрунту та картографуванні. Завдяки спеціальним камерам та сенсорам безпілотних літальних апаратів можна провести детальний аналіз ґрунту, визначити його структуру та якість. На основі отриманих даних можна зробити висновки щодо оптимального використання ґрунту, вибрати найкращу стратегію землеробства та збільшити врожайність [6].

Крім того, картографування поля за допомогою безпілотних літальних апаратів дозволяє збирати велику кількість даних про рельєф та структуру поля. Це допомагає зробити точну карту поля з визначенням границь різних зон, що дозволяє ефективно планувати роботи на полі та зменшити витрати на використання ресурсів. Також, безпілотні літальні апарати можуть проводити оцінку пошкоджень на полі, що дає змогу вчасно виявляти шкідники та захищати врожай від них.

Стратегія розвитку безпілотної сільськогосподарської авіації на підставі SWOT-аналізу представлена на рис.2.



Рис. 2 – SWOT-аналіз розвитку безпілотної авіації (складено на основі [7])

Отже, безпілотні літальні апарати мають великий потенціал у покращенні ефективності землеробства, зниженні витрат та підвищенні врожайності. Завдяки новітнім технологіям, які використовуються у дронів, землероби можуть отримати більш точну та швидко інформацію про стан своїх полів, що дозволяє розробляти більш ефективні коротко- та довгострокові стратегії раціонального землеробства.

Безпілотні літальні апарати можуть використовуватись для моніторингу росту рослин, що дозволяє збільшити врожайність та знизити витрати на добрива та інші ресурси. За допомогою камер та сенсорів, встановлених на дронах, можна зібрати детальну інформацію про рослини, таку як їхню висоту, густину, кольори та форму, що дозволяє визначити їхні потреби в добривах та воді [3].

Крім того, безпілотні літальні апарати допомагають у виявленні хвороб та шкідників рослин на стадіях, які є недоступними для інших методів моніторингу, це дозволяє ефективно контролювати поширення хвороб та шкідників на ранніх (початкових) етапах. Використання

безпілотних літальних апаратів у землеробстві також дозволяє збільшити точність та швидкість розподілу засобів захисту рослин, що зменшує вплив на довкілля та збільшує ефективність їхнього використання (зменшення втрат).

Збір інформації про ґрунт, за допомогою дронів дозволяє отримувати детальну інформацію про вологість ґрунту, його хімічний склад та структуру. Основна перевага такого підходу, це можливість здійснювати роботи в складних умовах та важкодоступних місцях, де люди не можуть дістатися або діяти безпечно [3].

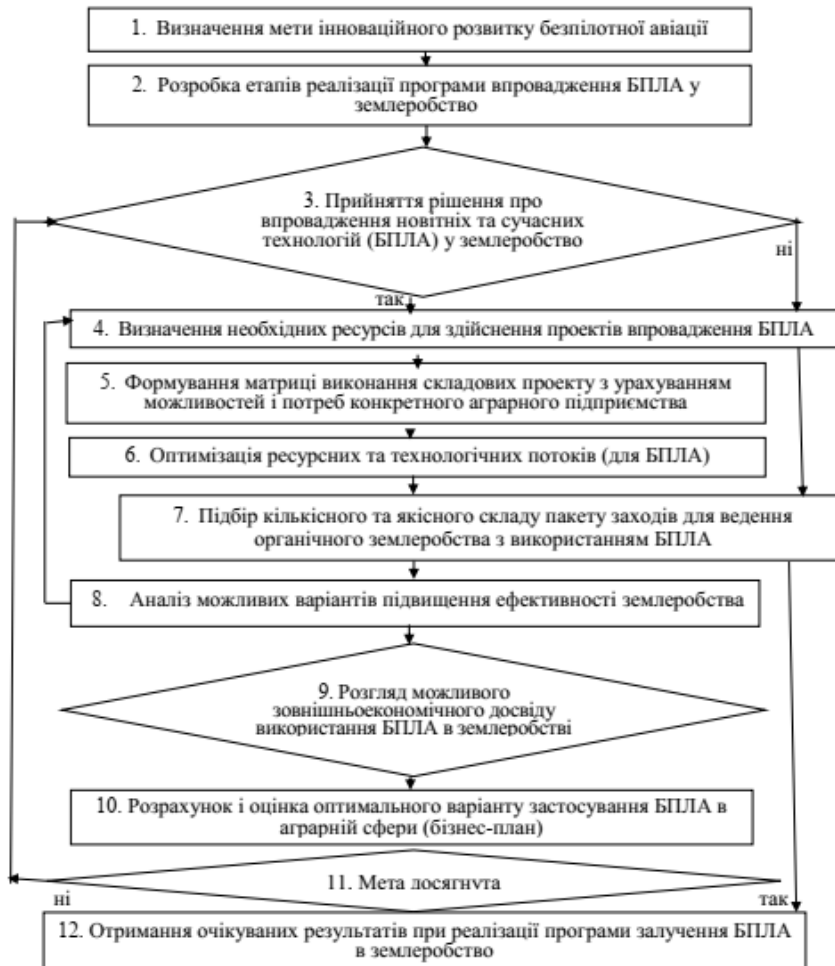


Рис. 3 – Алгоритм реалізації програми залучення БПЛА в землеробство

В даній роботі розроблено алгоритм реалізації програми залучення БПЛА в технологічні процеси виготовлення продукції рослинництва (рис. 3). Запропонована до розгляду модель дозволяє побудувати оптимізовану базу розвитку аграрного формування покровоко: «наукове обґрунтування-розробка моделі-впровадження у виробництво-конкурентоспроможність продукції-прибуток підприємства».

Модернізаційний стан національної економіки сприяє розробці заходів, спрямованих на сталий розвиток аграрного виробництва.

Розроблена авторами модель має виступити основою механізму реалізації програми захисту та нормалізації стану земельних ресурсів сільськогосподарського призначення, у якій активно будуть використовуватися новітні технології та розробки галузі. В подальшому підхід із збільшенням частки використання БПЛА у землеробстві має сприяти складанню паспорта якості земель, де будуть враховуватись, як статичні так і змінні параметри.

Висновки.

Аналіз проведений в даній роботі доводить, що загалом, використання безпілотних літальних апаратів в землеробстві дозволяє значно покращити ефективність та точність робіт,

знизити собівартість продукції та витрати палива, збільшити врожайність та знизити ризик виникнення негативних наслідків від використання хімічних препаратів. Проте було виявлено, що технологічні підходи до використання БПЛА були розроблені відносно недавно, а їх запровадження у виробництво потребує подальших досліджень. Також існує проблема недостатньої кількості фахових спеціалістів, що мають необхідні знання та навички з експлуатації БПЛА. Враховуючи все вищезазначене, можна стверджувати, що безпілотні літальні апарати є перспективною технологією для землеробства, яка має великий потенціал для подальшого розвитку та удосконалення, а технологічні основи їх використання повинні бути науково обґрунтовані.

Список літератури:

1. Огляд правового поля дронів в Україні. URL: <https://uprom.info/news/other/oglyad-problemivikoristannyabezpilotnikiv-v-ukrayini/> (дата звернення 20.02.2023)
2. Роль безпілотників у сільському господарстві. URL: <https://www.imena.ua/blog/drones-in-agriculture/> (дата звернення 09.03.2023)
3. Галузі майбутнього: як безпілотники підкорюють Україну. URL: <https://mind.ua/publications/20187343-galuzi-majbutnogo-yakbezpilotnikipdkoryuyut-ukrayinu> (дата звернення 28.02.2023)
4. Дрони стають ще розумнішими. URL: <http://propozitsiya.com/ua/drony-dlya-silskogo-gospodarstva-stayutuserozumnishymy> (дата звернення 29.03.2023)
5. Дрони для аграріїв. URL: <http://www.50northspatial.org/ua/drones-in-agriculture> (дата звернення 29.03.2023)
6. Агрокоптер. URL: <http://agrimatika.com.ua/agrokopter-abo-dron-poloviy/> (дата звернення 19.04.2023)
7. Пронь С.В. Удосконалення транспортно-технологічного процесу для забезпечення вирощування сільськогосподарських культур: дис. ... канд. техн. наук : 05.22.01. Київ, 2019. 234 с.

References (transliterated):

1. Ohliad pravovoho polia droniv v Ukraini. URL: <https://uprom.info/news/other/oglyad-problemivikoristannyabezpilotnikiv-v-ukrayini/> (data zvernennia 20.02.2023)
2. Rol bezpilotnykiv u silskomu hospodarstvi. URL: <https://www.imena.ua/blog/drones-in-agriculture/> (data zvernennia 09.03.2023)
3. Haluzi maibutnoho: yak bezpilotnyky pidkoryuiut Ukrainu. URL: <https://mind.ua/publications/20187343-galuzi-majbutnogo-yakbezpilotnikipdkoryuyut-ukrayinu> (data zvernennia 28.02.2023)
4. Drony staiut shche rozumnishymy. URL: <http://propozitsiya.com/ua/drony-dlya-silskogo-gospodarstva-stayutuserozumnishymy> (data zvernennia 29.03.2023)
5. Drony dlia ahrariiv. URL: <http://www.50northspatial.org/ua/drones-in-agriculture> (data zvernennia 29.03.2023)
6. Ahrokopter. URL: <http://agrimatika.com.ua/agrokopter-abo-dron-poloviy/> (data zvernennia 19.04.2023)
7. Pron S.V. Udoskonalennia transportno-tekhnologichnoho protsesu dlia zabezpechennia vyroshchuvannia silskohospodarskykh kultur: dys. ... kand. tekhn. nauk : 05.22.01. Kyiv, 2019. 234 s.

Надійшла (received) 10.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Шуляк Михайло Леонідович (Shuliak Mykhailo) – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри агроінжинірингу, Сумський національний аграрний університет, вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-7286-6602>, e-mail: m.l.shulyak@gmail.com

Мікуліна Марина Олександрівна (Mikulina Maryna) – кандидат економічних наук, доцент кафедри агроінжинірингу, Сумський національний аграрний університет, вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-6918-5192>, e-mail: marinamikulina1@ukr.net

Мудрий Ярослав Володимирович (Mudryi Yaroslav) – здобувач вищої освіти PhD, Сумського національного аграрного університету, вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна; e-mail: kaf.agreng@gmail.com

Пирогов Вячеслав Олексійович (Pirogov Viacheslav) – здобувач вищої освіти PhD, Сумського національного аграрного університету, вул. Герасима Кондратьєва, 160, м. Суми, Україна; e-mail: kaf.agreng@gmail.com

О.Ю. РЕБРОВ, М.М. МАЛЬКО, А.О. РЕБРОВА, М.Є. ЯКУНІН

МЕТОДИКА ВИЗНАЧЕННЯ РАЦІОНАЛЬНИХ ТИПОРОЗМІРІВ ШИН ДЛЯ КОМПЛЕКТУВАННЯ КОЛІСНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ТРАКТОРІВ

В статті наведена методика визначення раціональних типорозмірів шин для комплектування колісних сільськогосподарських тракторів, яка включає декілька етапів. На першому етапі з широкої номенклатури шин виключаються з розгляду типорозміри, що не задовольняють композиційним обмеженням за зовнішнім діаметром, шириною профілю та посадковим діаметром. На другому етапі виключаються з розгляду шини, які не пройшли перевірку за вантажопідйомністю та оціночною величиною максимального тиску на ґрунт. На третьому етапі визначаються показники чистої продуктивності та погектарної витрати палива при відвальному та безвідвальному обробітку ґрунту. Разом з цим, за уточненими методиками визначається максимальний тиск на ґрунт та ймовірність виконання агроекологічних вимог трактором щодо максимального тиску на ґрунт у весняний та літньо-осінній періоди.

На підставі отриманих даних сформовано критерій ефективності трактора на відповідних шинах, що включає складові тягової ефективності та екологічної безпеки рушія. За запропонованим критерієм оцінюється перспективність застосування наявних типорозмірів шин, що пройшли зазначені перевірки. Для отримання повної інформації методика передбачає також визначення доцільності застосування здвоєних або зтроєних шин та баластування трактора. За запропонованою методикою проведено дослідження перспективності застосування типорозмірів шин для трактора ХТЗ-160У.

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

O. REBROV, M. MALKO, A. REBROVA, V. YAKUNIN

METHOD OF DETERMINING OF REASONABLE TIRE SIZES FOR WHEELED AGRICULTURAL TRACTORS

The article presents the method of determining rational tire sizes for wheeled agricultural tractors, which includes several stages. At the first stage, from the broad nomenclature of tires, the sizes that do not satisfy the compositional restrictions on the outer diameter, profile width and mounting diameter are excluded from consideration. At the second stage, tires that have not passed the load capacity and estimated value of the maximum pressure on the soil are excluded from consideration. At the third stage, the indicators of net productivity and fuel consumption per hectare are determined in fallow and no-fall tillage. Along with this, the maximum pressure on the soil and the probability of fulfilling the agro-ecological requirements by the tractor regarding the maximum pressure on the soil in the spring and summer-autumn periods are determined according to the specified methods.

On the basis of the obtained data, a tractor efficiency criterion was formed on the appropriate tires, which includes the components of traction efficiency and environmental safety of the tractor. According to the proposed criterion, the perspective of using the existing tire sizes that have passed the specified inspections is evaluated. To obtain complete information, the method also involves determining the expediency of using dual or triple tires and ballasting the tractor. According to the proposed method, a prospective study of the use of tire sizes for the KhTZ-160U tractor was conducted.

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

Вступ.

При створенні нових конструкцій колісних сільськогосподарських тракторів або їх модернізації виникає питання комплектування трактора перспективними типорозмірами шин. Обґрунтування вибору шин має декілька аспектів, оскільки тракторні шини взаємодіють з ґрунтовим середовищем і забезпечують виконання сільськогосподарських технологій. Дослідження показують [1, 2], що за рахунок обґрунтованого вибору шин можна забезпечити усереднене підвищення ефективності трактора за рядом показників на величину до 11-14%, а за окремими показниками на 15-26%. При цьому рух трактора по сільськогосподарським угіддям може супроводжуватися надмірним пресуванням та ущільненням ґрунту. Для запобігання переущільненню ґрунту, і, як наслідок, його поступової деградації, що неодмінно впливає на родючість ґрунтів та вартість сільськогосподарської продукції, в Україні введений

в дію стандарт ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт» [3]. Стандарт обмежує максимальний тиск на ґрунт залежно від його гранулометричного складу, вологості та пори року. При обґрунтованому виборі тракторних шин можна досягти суттєвого зниження максимального тиску на ґрунт та підвищення частки території України, де трактор може експлуатуватися без порушення агроекологічних норм ДСТУ [3] в декілька разів [1, 2].

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

При виконанні тракторами польових технологічних операцій ефективність та безпечність їх роботи визначається процесами, що протікають при взаємодії шин з ґрунтом. Суттєве підвищення ефективності колісного трактора, яке визначається збільшенням продуктивності та зменшенням витрати палива, можливе за рахунок баластування [4-6]. Але надмірне баластування, призводить до переущільнення ґрунтів, їх подальшій деградації та втраті врожайності сільськогосподарських культур [7-9].

Таким чином, виникає протиріччя між підвищенням ефективності трактора за рахунок збільшення його зчпної ваги та виконанням агроекологічних вимог і збереженням родючості та потенціалу ґрунтів.

З огляду на зазначене протиріччя, актуальним є питання створення методики визначення перспективних до застосування тракторних сільськогосподарських шин, яка базувалася б на принципах одночасного забезпечення агроекологічних вимог щодо дії ходових систем на ґрунт та підвищення до максимально досяжних потенційних тягових властивостей трактора при виконанні технологічних операцій механічного обробітку ґрунту.

Мета та постановка задачі дослідження.

Метою даної роботи є розробка методики визначення перспективних до застосування шин для створюваних або модернізованих колісних сільськогосподарських тракторів, яка, на основі науково-обґрунтованих підходів, дасть змогу отримувати необхідні розрахункові дані для прийняття рішень.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання: узагальнення наявних компонувальних, навантажувальних, розрахункових і агроекологічних обмежень щодо типорозмірів шин та їх характеристик; моделювання процесів реалізації трактором взаємодії з ґрунтовим середовищем; виключення з розгляду типорозмірів шин, що не задовольняють обмеженням; формування показників ефективності та екологічної безпеки трактора при комплектуванні рядом перспективних типорозмірів шин; аналіз показників на прикладі трактора ХТЗ-160У при застосуванні одинарних, здвоєних та зтросєних шин при експлуатаційній масі та при максимальному баластуванні; виявлення найбільш перспективних до застосування типорозмірів шин.

Основний матеріал та результати дослідження.

Розглянемо основні принципи та обмеження, які мають місце при виборі типорозмірів шин. До компонувальних обмежень слід віднести наступне. В першу чергу це – зовнішні діаметри передніх і задніх шин D_1, D_2 , які обмежуються максимальними значеннями D_{1lim}, D_{2lim} для забезпечення компоновки кабіни, мінімального радіусу повороту, статичної стійкості. Також, зазвичай, лімітується максимальна ширина профілю шин b_{1lim}, b_{2lim} , що тісно пов'язано з питаннями реалізації мінімального радіусу повороту, можливості міжрядного обробітку при одинарній або здвоєній комплектації (максимум 480-520 мм), необхідності задовольнити транспортному габариту трактора. Третім лімітованим показником може бути мінімальні посадкові діаметри передніх і задніх шин D_{n1lim}, D_{n2lim} , які не можуть бути занадто малими з компоновальних міркувань для розміщення колісних редукторів та гальм.

На першому етапі виключаються з розгляду типорозміри шин, що не задовольняють компоновальним обмеженням:

$$D_{1,2} \leq D_{1,2lim}; \quad b_{1,2} \leq b_{1,2lim}; \quad D_{n1,2} \geq D_{n1,2lim} \quad (1)$$

Для тракторів класичної компоновки 4К4а (MFWD – Mechanical front wheel drive tractors)

додатковим обмежуючим фактором є відповідна різниця ΔRCI індексів довжини окружності кочення шин (RCI – Rolling circumference index). Величина ΔRCI встановлюється на стадії компоновки трактора та реалізується відповідною кінематикою міжосьового приводу.

У першому наближенні визначається максимальна навантага на шину переднього та заднього моста в статичному положенні та при максимальній силі тяги трактора, відповідно:

$$G_{k1\max} = \frac{G \cdot l_2}{2 \cdot L}; \quad G_{k2\max} = \frac{G \cdot (l_1 + \varphi_{\text{кр}} \cdot h_{\text{кр}})}{2 \cdot L} \quad (2)$$

де l_1, l_2, L – відстань від осі переднього, заднього моста до центру тяжіння та повздожня база трактора, відповідно; $\varphi_{\text{кр}}, h_{\text{кр}}$ – коефіцієнт використання зчпної ваги трактора при максимальній силі тяги на гаку та висота її прикладання відносно опорної поверхні.

Внутрішній тиск в шині, відповідно до максимальної радіальної навантаги на шину G_k (2):

$$p_{\text{ш}} = p_{\text{min}} + \frac{(p_{\text{max}} - p_{\text{min}})}{(Q_{\text{max}} - Q_{\text{min}})} \cdot (G_k - Q_{\text{min}}) \quad (3)$$

де $p_{\text{min}}, p_{\text{max}}$ – мінімально допустимий та максимально допустимий внутрішній тиск в шині; $Q_{\text{min}}, Q_{\text{max}}$ – допустима навантага при мінімально допустимому та максимально допустимому внутрішньому тиску в шині.

З розгляду виключаються шини, що вимагають занадто високого внутрішнього тиску, який, в принципі, не передбачає їх використання на сільськогосподарських польових операціях. Шини вибраковуються за умови:

$$p_{\text{ш1,2}} \leq p_{\text{шlim}} \quad (4)$$

де $p_{\text{шlim}}$ – граничне значення внутрішнього тиску повітря, коли шина ще може використовуватися на сільськогосподарських польових операціях, $p_{\text{шlim}} = 160$ кПа.

Наступним суттєвим обмеженням, що може заважати використанню шин на польових сільськогосподарських операціях, є виконання вимог ДСТУ 4521:2006 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт» [3] щодо максимального тиску на ґрунт.

В першому наближенні максимальний тиск на ґрунт можна визначити відповідно ДСТУ 4428:2005 «Техніка сільськогосподарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт» [10], використовуючи значення максимальної радіальної навантаги G_k (2):

$$q_{\text{max}} = \frac{1,5 \cdot G_k}{k_{\Sigma} \cdot k_D \cdot F_F} \quad (5)$$

де k_{Σ} – коефіцієнт, що враховує умови роботи рушія; k_D – коефіцієнт, що враховує зовнішній діаметр шини; F_F – контурна площа плями контакту шини.

Величина контурної площі контакту шини F_F вказується в технічних даних виробника та відповідає режиму експлуатації з індексом швидкості A_6 , тобто, при тривалій дії значного крутного моменту.

Таким чином, з розгляду можна виключити шини, що не задовольняють умові:

$$q_{\text{max}} < [q_{\text{max}}] \quad (6)$$

де $[q_{\text{max}}]$ – допустимий тиск на ґрунт (нормативна величина для одиночного трактора) [3].

Рівень допустимого тиску на ґрунт $[q_{\text{max}}]$ визначається, в першу чергу, його станом та вологістю. При обґрунтуванні узагальненого рівня допустимого тиску на ґрунт без прив'язки до конкретних ґрунто-кліматичних умов можна оперувати показником ймовірності виконання агроекологічних вимог на території України [11], а також узагальненими даними щодо технічного рівня сучасного тракторобудування щодо агроекологічного аспекту [12].

Надалі для реалізації методики визначення раціональних типорозмірів шин запроваджується математична модель тракторних сільськогосподарських шин [1, 2], технічні показники яких необхідно в обов'язковому порядку ідентифікувати.

Для визначення показників трактора при комплектації відповідними шинами визначається розрахунковий тиск в шинах з урахуванням можливості здвоєння шин:

$$p_{\text{пш1,2}} = p_{\text{мін1,2}} + \frac{(p_{\text{макс1,2}} - p_{\text{мін1,2}})}{(Q_{\text{макс1,2}} - Q_{\text{мін1,2}}) \cdot k_{\text{dual1,2}}} \cdot \left(\frac{G_{k1,2}}{\text{dual}_{1,2}} - Q_{\text{мін1,2}} \cdot k_{\text{dual1,2}} \right) \quad (7)$$

де $\text{dual}_{1,2}$, $k_{\text{dual1,2}}$ – кількість шин в колісній системі (1, 2 або 3 – одинарні, здвоєні або зтроєні) та коефіцієнт зміни допустимої навантаги при одинарних, здвоєних та зтроєних шинах (1,0; 0,88; 0,82) для передніх та задніх шин, відповідно.

При застосуванні здвоєних або зтроєних шин мінімально допустимий внутрішній тиск в шині $p_{\text{мін,dual}}$ для сучасних конструкцій може становити 40-60 кПа. Тому, в остаточному підсумку необхідний внутрішній тиск в шині визначається як максимум з трьох:

$$p_{\text{ш1,2}} = \max(p_{\text{пш1,2}}; p_{\text{мін1,2}}; p_{\text{мінdual1,2}}) \quad (8)$$

Слід відзначити, що для коректного розрахунку вихідні дані шин мають містити величину внутрішнього тиску $p_{\text{мін}}$, що відповідає мінімально допустимому тиску при здвоєнні/зтроєнні, а величина навантаги відповідати $Q_{\text{мін}}$ для одинарної шини та індексу швидкості A_6 . При такому алгоритмі, якщо розрахунковий тиск в шині менше за мінімально допустимий, це свідчить про запас вантажопідйомності шини, який може бути реалізований за рахунок баластування трактора.

Для подальшого аналізу ефективності шин моделюється зовнішня швидкісна характеристика тракторного двигуна, яка може бути апроксимована, наприклад, сплайном. Використання зовнішньої швидкісної характеристики є класичним в теорії трактора, оскільки дає розрахункове уявлення про потенційно досяжні тягові показники трактора.

Для контролю рівня навантаження шин в тяговому технологічному процесі використовується коефіцієнт навантаження шини (%):

$$k_{\text{п1,2}} = \frac{G_{k1,2}}{[Q]_{\text{пш1,2}} \cdot k_{\text{dual1,2}}} \cdot 100\% \quad (9)$$

де $[Q]_{\text{пш1,2}}$ – допустимі радіальні навантаги на одинарну передню/задню шину при даному тиску повітря $p_{\text{ш1,2}}$:

$$[Q]_{\text{пш1,2}} = Q_{\text{мін1,2}} + \frac{(Q_{\text{макс1,2}} - Q_{\text{мін1,2}})}{(p_{\text{макс1,2}} - p_{\text{мін1,2}})} \cdot (p_{\text{ш1,2}} - p_{\text{мін1,2}}) \quad (10)$$

Максимальна величина $k_{\text{п1,2}}$ не повинна перевищувати 100%, 88% та 82% для одинарних/здвоєних/зтроєних шин, відповідно.

Наступним кроком визначається можливість баластування трактора на обраних шинах за рахунок запасу вантажопідйомності шин. Ступінь баластування розраховується відносно навантаги на шину:

$$\lambda_{b1,2} \leq \frac{[q_{\text{макс}}] \cdot k_{\Sigma} \cdot k_{D1,2} \cdot F_{F1,2}}{1,5 \cdot G_{k1,2}} - 1 \quad (11)$$

Величина баласту для окремої шини приймається як мінімальне значення розрахованого ступеня баластування в усьому діапазоні режимів роботи двигуна:

$$G_{bk1,2} = \min(\lambda_{b1,2} \cdot G_{k1,2}) \quad (12)$$

Тоді, вага максимально баластованого трактора з урахуванням виконання умови (6):

$$G_{b0} = 2 \cdot [(G_{k1} + G_{bk1}) \cdot \text{dual}_1 + (G_{k2} + G_{bk2}) \cdot \text{dual}_2 + (\text{dual}_1 - 1) \cdot m_{t1} \cdot g + (\text{dual}_2 - 1) \cdot m_{t2} \cdot g] \quad (13)$$

де $m_{t1,2}$ – маса передніх і задніх шин в зборі з диском та елементами системи здвоєння.

Слід відзначити, що для деяких шин величини ступеня баластування (11) та ваги баласту (12) можуть бути негативними. Тобто, такі шини не мають запасу вантажопідйомності для баластування трактора. Отже, такі шини виключаються з розгляду при виконанні умови:

$$G_{b0} \leq G_0 \quad (14)$$

де G_0 – експлуатаційна вага трактора без баласту.

На цій процедурі виключення з розгляду шин за окремими обмеженнями завершується. Надалі проводяться розрахунки оціночних показників ефективності використання різних типорозмірів шин. Визначається ймовірність виконання трактором на відповідних шинах агроекологічних вимог щодо максимального тиску на ґрунт при виконанні весняних та літньо-осінніх польових операцій [1, 2, 11].

Наступним етапом є розрахунок тягових показників трактора з урахуванням характеристики двигуна, параметрів трансмісії, показників шин, їх взаємодії з ґрунтом та процесів колієутворення.

Тягові показники розраховуються на основі застосування залежності Ханамото [1, 2], що набула широкого вжитку, при кінематично пов'язаному блокованому міжосьовому приводі ведучих мостів. Коефіцієнт буксування переднього мосту розраховуються чисельним методом з рівняння:

$$P_{кдв} = P_{к\phi 1} \cdot \left[1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_1)}{\delta_1 \cdot a_{k1}} \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{-\delta_1 \cdot a_{k1}}{k_c \cdot (1 - \delta_1)} \right) \right) \right] + P_{к\phi 2} \cdot \left[1 - \frac{k_c \cdot (1 - (1 - k_n \cdot (1 - \delta_1)))}{(1 - k_n \cdot (1 - \delta_1)) \cdot a_{k2}} \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{-(1 - k_n \cdot (1 - \delta_1)) \cdot a_{k2}}{k_c \cdot (1 - (1 - k_n \cdot (1 - \delta_1)))} \right) \right) \right] \quad (15)$$

де $P_{кдв}$ – сумарна дотична сила тяги мостів, що визначена по двигуну; $P_{к\phi 1,2}$ – гранична дотична сила тяги ведучих мостів по зчепленню з опорною поверхнею при буксуванні 100%; $a_{k1,2}$ – довжина плями контакту передніх та задніх шин з опорною поверхнею, відповідно; k_n – коефіцієнт кінематичної невідповідності приводів ведучих мостів; k_c – коефіцієнт деформації ґрунту.

$$P_{кдв} = \frac{M_{дв}(\omega) \cdot \eta_T}{G_0} \cdot \left(\frac{2 \cdot G_{k1} \cdot dual_1 \cdot u_1}{r_{k1}} + \frac{2 \cdot G_{k2} \cdot dual_2 \cdot u_2}{r_{k2}} \right) \quad (16)$$

де $M_{дв}(\omega)$ – крутний момент двигуна за зовнішньою швидкісною характеристикою, залежно від кутової швидкості колінчастого валу ω ; η_T – ККД трансмісії трактора; $r_{k1,2}$ – динамічні радіуси шин коліс переднього і заднього мостів; $u_{1,2}$ – передавальне число приводів переднього і заднього мостів.

$$P_{к\phi 1,2} = 2 \cdot \left((C_c \cdot F_{k1,2} + G_{k1,2} \cdot tg(\varphi_c)) \cdot dual_{1,2} \cdot k_{пр1,2} + (dual_{1,2} - 1) \cdot m_{1,2} \cdot g \cdot tg(\varphi_c) \cdot k_{пр1,2} \right) \quad (17)$$

де C_c , φ_c – напруга здвигу в ґрунті та кут внутрішнього тертя в ґрунті; $G_{k1,2}$ – поточна величина радіальної навантаги на шини; $F_{k1,2}$ – поточна величина площі плями контакту шин з ґрунтом; $k_{пр1,2}$ – коефіцієнт, що враховує кількість проходів шин слід по сліду.

$$k_n = \frac{1 - \delta_2}{1 - \delta_1} = \frac{r_{k1} \cdot u_2}{r_{k2} \cdot u_1} \quad (18)$$

Коефіцієнт буксування шин заднього моста трактора:

$$\delta_2 = 1 - k_n \cdot (1 - \delta_1) \quad (19)$$

Дійсна швидкість трактора:

$$V = V_1 = \frac{\omega \cdot r_{k1}}{u_1} \cdot (1 - \delta_1) = V_2 = \frac{\omega \cdot r_{k2}}{u_2} \cdot (1 - \delta_2) \quad (20)$$

Дотичні сили тяги ведучих мостів:

$$P_{k1,2} = P_{к\phi 1,2} \cdot \left(1 - \frac{k_c \cdot (1 - \delta_{1,2})}{\delta_{1,2} \cdot a_{k1,2}} \cdot \left(1 - \exp \left(\frac{-\delta_{1,2} \cdot a_{k1,2}}{k_c \cdot (1 - \delta_{1,2})} \right) \right) \right) \quad (21)$$

Сила опору коченню ведучих мостів:

$$P_{f1,2} = 0,81 \cdot \frac{2 \cdot k_0 \cdot k_{np1,2}}{100 \cdot \sqrt{a_{k1,2} \cdot b_{k1,2}}} \cdot b_{k1,2} \cdot h_{r1,2}^2 \cdot dual_{1,2} \quad (22)$$

де k_0 – коефіцієнт об'ємного зминання ґрунту; $b_{k1,2}$ – ширина плями контакту передніх та задніх шин з опорною поверхнею, відповідно; $h_{r1,2}$ – глибина колії після проходження шин переднього та заднього мостів, відповідно визначається розв'язанням рівняння:

$$h_{r1,2} = \sqrt[3]{\frac{G_{k1,2}^2}{\left(\frac{k_0 \cdot k_{np1,2}}{100 \cdot \sqrt{a_{k1,2} \cdot b_{k1,2}}}\right)^2 \cdot b_{k1,2}^2 \cdot D_{1,2} \cdot \left(1 + \frac{f_{ш1,2}}{h_{r1,2}}\right)}} \quad (23)$$

де $f_{ш1,2}$ – радіальна деформація шин, що визначається відповідно моделі тракторної шини [1].

Ширина захвату знаряддя при відвальному полицевому обробітку (оранці):

$$B_v = \frac{P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2} - f_{п} \cdot G_{п}}{k \cdot h \cdot (1 + \varepsilon \cdot V^2)} \quad (24)$$

де $f_{п}$, $G_{п}$ – коефіцієнт опору плуга та його вага, відповідно; h – глибина оранки; k , ε – питомий опір та коефіцієнт швидкісних втрат при оранці.

Ширина захвату знаряддя при безвідвальному обробітку (культивуваці):

$$B_k = \frac{P_{k1} + P_{k2} - P_{f1} - P_{f2}}{k_k \cdot (1 + \varepsilon_k \cdot V)} \quad (25)$$

де k_k , ε_k – питомий опір та коефіцієнт швидкісних втрат при культивуваці.

Чиста продуктивність технологічної операції відвального та безвідвального обробітку ґрунту, га/год:

$$S_v = 0,36 \cdot B_v \cdot V; \quad S_k = 0,36 \cdot B_k \cdot V \quad (26)$$

Чиста погектарна витрата палива технологічної операції відвального та безвідвального обробітку ґрунту, кг/га:

$$W_v = \frac{G_t(\omega)}{S_v}; \quad W_k = \frac{G_t(\omega)}{S_k}, \quad (27)$$

де $G_t(\omega)$ – погодинна витрата палива двигуном за зовнішньою швидкісною характеристикою залежно від кутової швидкості колінчастого валу ω .

На цьому розрахунок тягових показників трактора на різних шинах завершується. Наступним кроком визначаються оціночні показники ефективності трактора.

Для узгодження оціночних показників з їх допустимими межами, що визначаються технологічним процесом та загальними вимогами до тракторів, введемо бінарні коефіцієнти K_v , K_{δ} , які характеризують відповідність режиму функціонування трактора вказаним вимогам. Бінарні коефіцієнти дорівнюють 1, якщо режим роботи трактора не виходить за допустимі межі, інакше вони дорівнюють 0. Коефіцієнт K_v сигналізує про відповідність вимогам швидкісного режиму технологічної операції. Для відвального обробітку ґрунту прийнятний допустимий швидкісний діапазон – (1,6...3,0) м/с, а для безвідвального обробітку – (1,6...5,0) м/с. Коефіцієнт K_{δ} сигналізує про відповідність буксування рушіїв переднього та заднього ведучих мостів трактора допустимій межі для колісних тракторів.

З огляду на впроваджені коефіцієнти, усереднене (інтегральне) значення оціночних показників можна представити наступним чином:

$$S_{vi} = \frac{\sum S_v}{\sum K_v \cdot K_{\delta 1} \cdot K_{\delta 2}}; S_{ki} = \frac{\sum S_k}{\sum K_v \cdot K_{\delta 1} \cdot K_{\delta 2}}; W_{vi} = \frac{\sum W_v}{\sum K_v \cdot K_{\delta 1} \cdot K_{\delta 2}}; W_{ki} = \frac{\sum W_k}{\sum K_v \cdot K_{\delta 1} \cdot K_{\delta 2}} \quad (28)$$

Для порівняння трактора на різних шинах доцільно використати нормовані показники:

$$S_{vn} = \frac{S_{vi}}{\max(S_{vi})}; S_{kn} = \frac{S_{ki}}{\max(S_{ki})}; W_{vn} = \frac{\min(W_{vi})}{W_{vi}}; W_{kn} = \frac{\min(W_{ki})}{W_{ki}}. \quad (29)$$

Наприкінці отримуємо підсумковий коефіцієнт ефективності трактора на відповідних шинах, що охоплює технологічні процеси оранки та культивуації:

$$K_{ef} = \frac{S_{vn} + S_{kn} + W_{vn} + W_{kn}}{4}. \quad (30)$$

Для урахування складової екологічної безпеки рушія у вигляді ймовірності виконання трактором агроекологічних вимог ДСТУ при виконанні сільськогосподарських операцій у весняний та літньо-осінній періоди впроваджено підсумковий показник:

$$R = \sqrt{K_{ef}^2 + p_{spr}^2 + p_{aut}^2} \quad (31)$$

де p_{spr} , p_{aut} – ймовірність виконання трактором на відповідних шинах агроекологічних вимог ДСТУ у весняний та літньо-осінній періоди.

Відповідно до наведеної методики, були визначені показники R (31) для трактора ХТЗ-160У при комплектуванні одинарними, здвоєними та зтроєними шинами для ваги трактора без баласту та з максимальним баластом (табл. 1). Наведені дані тільки для перших 10 типорозмірів шин, що задовольняють обмеженням. Для кожного варіанту комплектації дані відсортовані за спаданням показника R .

Таблиця 1 – Показники трактора ХТЗ-160У при комплектуванні перспективними шинами

Одинарні шини				Здвоєні шини				Зтроєні шини			
Без баласту		З баластом		Без баласту		З баластом		Без баласту		З баластом	
Код*	R	Код	R	Код	R	Код	R	Код	R	Код	R
374	1,22	568	1,306	374	1,402	374	1,544	374	1,425	374	1,66
375	1,174	375	1,305	375	1,363	375	1,488	375	1,389	375	1,566
568	1,166	374	1,267	568	1,348	568	1,472	568	1,381	568	1,472
691	1,071	691	1,101	704	1,261	691	1,323	79	1,289	690	1,355
505	1,07	10	1,075	10	1,261	10	1,306	691	1,302	704	1,353
79	1,057	505	1,066	691	1,225	79	1,304	704	1,27	691	1,35
537	1,025	704	1,063	79	1,211	704	1,297	10	1,268	79	1,35
76	1,024	76	1,05	77	1,268	641	1,237	77	1,316	10	1,35
704	1,003	79	1	690	1,231	77	1,23	690	1,282	77	1,335
77	0,986	537	0,982	642	1,242	735	1,228	641	1,283	642	1,273

* – код (умовний порядковий номер) типорозміру шини із наявної загальної вибірки, яка містить шини таких виробників як Mitas, Trelleborg, Michelin, GoodYear, Firestone.

Отримані дані свідчать, що застосування здвоєних та зтроєних шин підвищує ефективність трактора не тільки за рахунок покращення екологічного показника, а й за рахунок підвищення тягової ефективності. Сумісне застосування здвоєння/зтроєння та баластування суттєво підвищує ефективність трактора при, практично, незмінному показнику екологічності. Найбільш високі показники ефективності трактор ХТЗ-160У має при комплектуванні шинами 374, 375, 568 (виділені жирним у табл. 1). Ці коди відповідають наступним шинам: 374 – VF600/60 R30 147(D) Michelin Xeobib; 375 – VF600/60 R34 149(D) Michelin Xeobib; 568 – VF600/70 R30 165(D) Mitas HC2000.

Таким чином, обґрунтований вибір шин дає змогу підвищити ефективність трактора за запропонованим показником на величину, що може досягати 20-30%, а при сумісному застосуванні здвоєння/зтроєння і баластування, навіть, більше.

Висновки. Розроблена методика дає змогу здійснити обґрунтований вибір перспективних до застосування тракторних сільськогосподарських шин з широкої номенклатури існуючих типорозмірів. Визначення раціональних типорозмірів шин для комплектування конкретного трактора здійснюється на основі запропонованого критерію, що включає складові тягової ефективності та екологічної безпеки рушія. Перспективні до застосування шини можуть мати на 20-30% вищий запропонований показник ефективності, а при сумісному застосуванні здвоєння/зтроєння і баластування, навіть, більше.

Список літератури

1. Наукове обґрунтування підвищення ефективності колісних рушіїв сільськогосподарських тракторів на енергоємних технологічних операціях обробки ґрунту: дис. ... д-р техн. наук: 05.22.02 / Ребров Олексій Юрійович. – Харків, 2021. – 423 с.
2. Вибір параметрів шин сільськогосподарських тракторів: монографія / О.Ю. Ребров. – Харків. Видавець: О.А. Мірошніченко, 2021. – 304 с. іл.
3. ДСТУ 4521:2006 Техніка сільськогосподарська мобільна. Норми дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2007. 8с.
4. Damanauskas V. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage / V. Damanauskas, A. Janulevicius, G. Pupinis // Journal of Agricultural Science. – 2015. Vol. 7, No. 2. – P. 197–215. DOI: <http://dx.doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>.
5. Janulevicius A. Tractor ballasting in field work / A. Janulevicius, K. Giedra // Mechanika. – 2008, No. 73. – P. 27–34.
6. Damanauskas V. Influence of adjustable front ballast on tractor fuel consumption at winter wheat stubble harrowing / V. Damanauskas, A. Janulevicius // 20th International Scientific Conference Engineering for Rural Development. 26-28.05.2021 Jelgava, LATVIA. DOI: <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2021.20.TF145>.
7. Надикто В. Визначення максимального буксування колісних рушіїв з урахуванням обмеження їх тиску на ґрунт / В. Надикто // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 7. -С. 34-38.
8. Надикто В. Т. Проблема баластування колісних тракторів / Надикто В. Т. // Техніка і технології АПК. – 2013. – № 2. – С. 7–9.
9. Потенційні можливості баластування колісного трактора за умовою екофільності шини в залежності від тиску повітря в ній / В. П. Кувачов, В. Б. Мітков, А. М. Аюбов, О. В. Шульга // Науковий вісник ТДАТУ. – 2016. –Вип. 6, т. 3. – С. 26–32.
10. ДСТУ 4428:2005 Техніка сільсько-господарська мобільна. Методи визначення дії ходових систем на ґрунт. Київ, 2006. 8 с.
11. Ребров О.Ю. Розподіл допустимого тиску на ґрунт ходових систем колісних тракторів за територією України / О.Ю. Ребров // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Математичне моделювання в техніці та технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2018. – № 27 (1303). – С. 110–116.
12. Ребров О.Ю. Оціночний аналіз дії на ґрунт ходових систем колісних сільськогосподарських тракторів / О.Ю. Ребров, Б.І. Кальченко, М.Є. Якунін, В.А. Макаров, І.Г. Бучко, О.М. Реброва, О.В. Артюшенко, О.М. Леоненко // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Сер. Автомобіле- і тракторобудування. – Харків: НТУ «ХПІ». – 2022. – № 1. – С. 36–43.

References (transliterated)

1. Naukove obgruntuvannya pidvyshchennia efektyvnosti kolisnykh rushiiv silskohospodarskykh traktoriv na enerhoiemnykh tekhnolohichnykh operatsiiah obrobittu ґruntu [Scientific substantiation of increasing of wheeled agricultural tractor's propulsors efficiency on energy intensive technological operations of soil tillage. – Manuscript]: dys. ... d-r tekhn. nauk: 05.22.02 / Rebrov Oleksii Yuriiovych. – Kharkiv, 2021. – 423 s.
2. Vybir parametriv shyn silskohospodarskykh traktoriv: monohrafiia [Choice of parameters of agricultural tractors tires: monograph] / O.Yu. Rebrov. – Kharkiv. Vydavets: O.A. Miroshnychenko, 2021. – 304 s. il.
3. DSTU 4521:2006 Tekhnika silskohospodarska mobilna. Normy dii khodovykh system na ґrunt. Kyiv, 2007. 8 s.
4. Damanauskas V. Influence of Extra Weight and Tire Pressure on Fuel Consumption at Normal Tractor Slippage / V. Damanauskas, A. Janulevicius, G. Pupinis // Journal of Agricultural Science. – 2015. Vol. 7, No. 2. – P. 197–215. DOI: <http://dx.doi.org/10.5539/jas.v7n2p55>.
5. Janulevicius A. Tractor ballasting in field work / A. Janulevicius, K. Giedra // Mechanika. – 2008, No. 73. – P. 27–34.
6. Damanauskas V. Influence of adjustable front ballast on tractor fuel consumption at winter wheat stubble harrowing / V. Damanauskas, A. Janulevicius // 20th International Scientific Conference Engineering for Rural Development. 26-28.05.2021 Jelgava, LATVIA. DOI: <http://dx.doi.org/10.22616/ERDev.2021.20.TF145>.
7. Nadykto V. Vyznachennia maksymalnoho buksuvannia kolisnykh rushiiv z urakhuvanniam obmezhenia yikh tysku na hrunt / V. Nadykto // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2014. – № 7. -С. 34-38.

8. Nadykto V. T. Problema balastuvannia kolisnykh traktoriv / Nadykto V. T. // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2013. – № 2. – S. 7–9.
9. Potentsiini mozhyvosti balastuvannia kolisnogo traktora za umovoiu ekofilnosti shyny v zalezhnosti vid tysku povitria v nei / V. P. Kuvachov, V. B. Mitkov, A. M. Aiubov, O. V. Shulha // Naukovyi visnyk TDATU. – 2016. – Vyp. 6, t. 3. – S. 26–32.
10. DSTU 4428:2005 Tekhnika silsko-hospodarska mobilna. Metody vyznachennia dii khodovykh system na grunt. Kyiv, 2006. 8 s.
11. Rebrov O.Yu. Rozpodil dopustymoho tysku na grunt khodovykh system kolisnykh traktoriv za terytoriiu Ukrainy / O.Yu. Rebrov // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. Matematychni modeliuvannia v tekhnitsi ta tekhnolohiiakh. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2018. – № 27 (1303). – S. 110–116.
12. Rebrov O.Iu. Otsinochnyi analiz dii na hrunt khodovykh system kolisnykh silskohospodarskykh traktoriv / O.Iu. Rebrov, B.I. Kalchenko, M.Ie. Yakunin, V.A. Makarov, I.H. Buchko, O.M. Rebrova, O.V. Artiushenko, O.M. Leonenko // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Ser. Avtomobile- i traktorobuduvannia. – Kharkiv: NTU «KhPI». – 2022. – № 1. – S. 36–43.

Надійшла (received) 30.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

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

Малько Максим Миколайович (Maksym Malko) - кандидат технічних наук, доцент, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», професор кафедри системного аналізу та інформаційно-аналітичних технологій, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0125-2141>; e-mail: maxim.malko@khp.edu.ua

Реброва Анастасія Олексіївна (Rebrova Anastasiia) – студентка, Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», кафедра системного аналізу та інформаційно-аналітичних технологій, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-0009-0208>; e-mail: anastasiia.rebrova@cs.khp.edu.ua

Якунін Максим Євгенович (Yakunin Maksym) – Національний технічний університет «Харківський політехнічний інститут», аспірант кафедри автомобіле- і тракторобудування, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4918-6558>; e-mail: yakunin_maksim92@ukr.net

С.О. ПОЛЯШЕНКО, О.В. ЄСІПОВ, С.В. ШУШЛЯПІН

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ АВТОМАТА ВОДІННЯ САМОХІДНОЇ МАШИНИ З ДВОМІРНИМ УПРАВЛІННЯМ

Для побудови математичної моделі машини з двомірним керуванням зроблені спрощувальні припущення щодо характеру її руху та траєкторії рядка. Наведено аналіз точності та синтезовано математичну модель руху вздовж рядків просапної культури сільськогосподарського агрегату з сільськогосподарським знаряддям, розташованим між передньою та задньою осями коліс, керованих пристроєм автоматичного водіння з датчиком у передній частині агрегату. Визначено алгоритм керування автоматом водіння самохідної машини, найбільш простий та зручний, але досить точний для практичного використання при розробці подібних (стежучих) систем.

Ключові слова: автомат водіння, рух самохідної машини, математична модель, помилка відстеження, траєкторія рядка.

S. POLYASHENKO, O. IESIPOV, S. SHUSHLYAPIN

MATHEMATICAL MODEL OF AUTOMATIC DRIVING OF A SELF-PROPELLED CAR WITH TWO-DIMENSIONAL CONTROL

To build a mathematical model of a machine with two-dimensional control, simplifying assumptions were made regarding the nature of its movement and the line trajectory. An accuracy analysis is presented and a mathematical model of the movement along rows of row crops of an agricultural unit with an agricultural implement located between the front and rear axles of the wheels controlled by an automatic driving device with a sensor in the front of the unit is synthesized. The algorithm for controlling the automatic driving of a self-propelled car is defined, which is the most simple and convenient, but accurate enough for practical use in the development of similar (tracking) systems.

Key words: automatic driving, movement of a self-propelled car, mathematical model, tracking error, line trajectory.

Вступ.

Практика розвитку сільськогосподарських машин поставила задачу розробки систем автоматичного водіння у низку актуальних практичних завдань. Об'єктивні причини цього явища полягають у наступному: – сучасні машини, переважно збиральні, виконують комплекси технологічних операцій, а керує ними, як правило, один оператор. Його дуже значне психофізичне навантаження зумовлене, в основному, необхідністю постійно спрямовувати рух машини. За даними низки досліджень на водіння витрачається до 80% часу та енергії оператора [1], необхідні для управління машиною; – збільшені швидкості руху машин та підвищені вимоги до точності їх водіння збільшили напруженість операції водіння; – впровадження автоводіння є кроком у виконанні соціальної програми, що передбачає поліпшення умов праці у сільському господарстві.

Аналіз останніх досягнень та публікацій.

На сучасному рівні розвитку техніки потреби сільськогосподарського виробництва можуть бути задоволені впровадженням пристроїв для індивідуального водіння машин на робочому гоні, причому основний інтерес становлять автоматичні системи водіння машин за природними базовими траєкторіями (борозна, грядка, ряд рослин, брівка нескошеного хліба і т.д.) [2, 3], а також системи орієнтації та автоводіння широкозахватних машин для суцільної обробки полів [7, 8, 9, 10].

Перевагами систем автоматичного водіння є: - точність руху агрегатів по міжряддям; - зниження навантаження на тракториста (машиніста); - можливість роботи в темний час доби і в умовах поганої видимості. Рух може здійснюватися як по прямолінійних, так і по криволінійних траєкторіях.

У роботах [4, 5, 11] побудовано математичну модель і на її основі проведено дослідження точності відстеження рядків автоматом водіння самохідної сільськогосподарської машини, у якої керованими є лише передні колеса. Ми розглянемо загальніший, в теоретичному плані мало досліджений випадок самохідної машини з двовимірним керуванням.

Мета та постановка задачі дослідження.

Метою даної роботи є підвищення точності відстеження заданої траєкторії руху самохідної сільськогосподарської машини та поліпшення ергономічних показників роботи механізатора.

Для досягнення поставленої мети вирішувались завдання узгодження показників керованості, проаналізовано точність та стійкість руху сільськогосподарської машини з знаряддям вздовж рядків просапної культури та визначено раціональний алгоритм керування автоматом водіння, який визволяє механізатора в автоматичному режимі руху від необхідності постійно контролювати переміщення енергонасиченої машини вздовж рядків.

Основний матеріал та результати дослідження.

Для побудови математичної моделі уявлятимемо самохідну машину так, як це зображено на рисунку 1, де α_A і α_B – кути повороту відповідно задніх і передніх коліс машини по відношенню до її поздовжньої осі AB . За позитивний напрямок відліку кутів α_A і α_B (і всіх кутів, які будуть нами введені в подальшому) приймемо напрямок проти годинникової стрілки. Так що на рисунку 1 кут α_A позитивний, α_B – від'ємний. Слідкуючий пристрій автомата водіння зображено на рисунку спрощено у вигляді повертаючої відносно точки C штанги CP , кінець P якої під час руху знаходиться на рядку $y = f(x)$.

Завдання автомата водіння полягає у формуванні з кожний момент часу управлінь $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$ за інформацією від слідкуючого пристрою – кути φ повороту штанги CP (у момент t і в попередні t моменти часу) таким чином, щоб помилка відстеження $\omega_Q(t)$ – відхилення середини осі робочих органів від рядка $y = f(x)$ не перевищувала граничної величини ω_q .

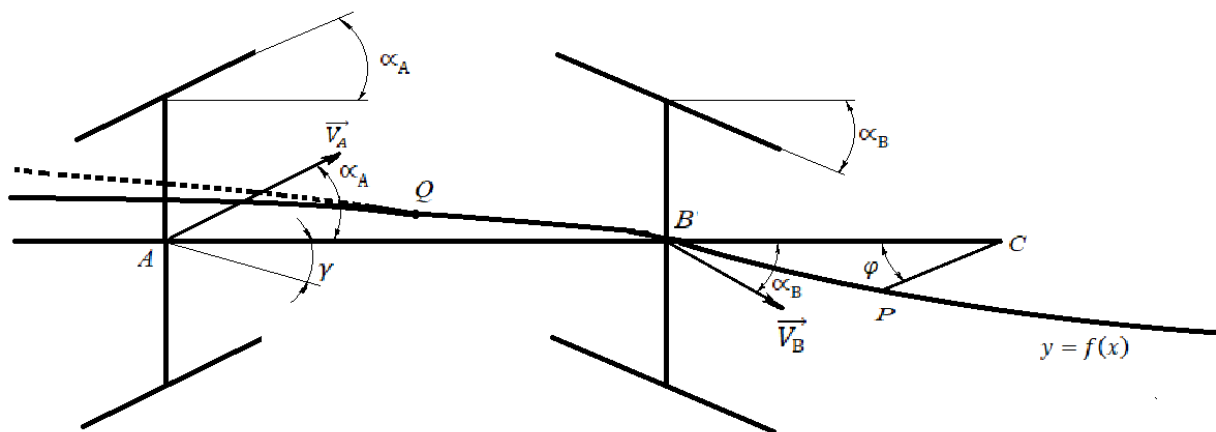


Рис. 1 – Схема самохідної машини з двомірним управлінням

Для побудови математичної моделі машини з двовимірним керуванням зробимо такі спрощувальні припущення щодо характеру її руху та траєкторії рядка $y = f(x)$:

- 1) вектор швидкості \vec{V}_A точки A спрямований під кутом α_A до осі машини AB , а вектор швидкості \vec{V}_B – під кутом α_B до осі AB ;
- 2) модуль швидкості точки A постійний і дорівнює V ;
- 3) рядок є досить гладкою і плавною кривою $y = f(x)$, мало ухиляється від осі x -ів і має малу кривизну;
- 4) рух машини щодо рядка такий, що кути $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$ (і всі кути, які нами будуть введені в подальшому) є малими величинами.

Зазначимо, що на практиці припущення 1) виконується дуже приблизно через властиве колесам бічне відведення. Однак у роботі [4] показано, що для реальної машини з керуваннями α_A і α_B і уведенням коліс можна побудувати еквівалентну модель з такими (пропорційними α_A і α_B) управліннями, для якої виконано припущення 1) і руху якої практично у всі моменти часу збігаються з необхідною точністю з рухами реальної машини з уведенням коліс.

Тому вважатимемо, що такі управління α_A і α_B нами вже підібрані і тим самим припущення 1 виконується.

В якості узагальнених координат, що повністю характеризують положення машини на площині, приймемо x_A, y_A – координати точки A в системі координат xOy і кут γ між віссю x – ів і поздовжньої віссю машини AB .

Виведемо диференціальні рівняння руху машини. Відповідно до припущень 1), 2) вектор швидкості \vec{V}_A має постійний модуль V і спрямований під кутом $\gamma + \alpha_A$ до осі x – ів. Так як складові вектора в системі координат xOy в кожен момент часу рівні відповідно $\dot{x}_A(t), \dot{y}_A(t)$, то, проєктуючи $\vec{V}_A(t)$ на осі координат, отримуємо перші два рівняння руху машини

$$\dot{x}(t) = V \cos(\gamma(t) + \alpha_A(t)) \quad (1)$$

$$\dot{y}(t) = V \sin(\gamma(t) + \alpha_A(t)) \quad (2)$$

Для виведення третього рівняння руху скористаємося припущенням 1) для точки B , згідно з яким $\vec{V}_B(t)$ спрямований під кутом $\gamma(t) + \alpha_B(t)$, до осі x – ів і отже, справедливе рівняння

$$\dot{y}_B(t) = \dot{x}_B(t) \tan(\gamma(t) + \alpha_B(t)) \quad (3)$$

З рисунка неважко бачити, що

$$x_B = x_A + L_{AB} \cdot \cos(\gamma) = y_A + L_{AB} \cdot \sin(\gamma)$$

де L_{AB} – відстань між точками A та B .

Підставляючи ці вирази рівняння (3), після деяких спрощень маємо

$$\dot{y}_A \cdot \cos(\gamma + \alpha_B) - \dot{x}_A \cdot \sin(\gamma + \alpha_B) + L_{AB} \cdot \dot{\gamma} \cdot \cos(\alpha_B) = 0$$

звідки з урахуванням виразів (1), (2) для $\dot{x}_A(t), \dot{y}_A(t)$ отримуємо після нескладних перетворень третє рівняння руху машини

$$\gamma(t) = \frac{V \cdot \sin(\alpha_B(t) - \alpha_A(t))}{L_{AB} \cdot \cos(\alpha_B(t))} \quad (4)$$

У припущенні 4) про малі кути диференціальні уранення (1), (2), (4) після їх лінеаризації можна записати в більш простому вигляді:

$$\dot{x}_A(t) = V \quad (5)$$

$$\begin{cases} \dot{y}_A(t) = V(\gamma(t) + \alpha_A(t)) \\ \dot{\gamma}(t) = \frac{V}{L_{AB}}(\alpha_B(t) - \alpha_A(t)) \end{cases} \quad (6)$$

Рівняння (5) відразу інтегрується і тому далі не розглядатиметься

$$x_A(t) = V \cdot t \quad (7)$$

для простоти прийнято $x_A(0) = 0$.

Надалі нам знадобляться вирази для координат точок Q і P через узагальнені координати точки A і кут γ . З малюнка неважко бачити, що

$$x_Q = x_A + L_{AQ} \cdot \cos(\gamma); \quad x_P = x_A + L_{AC} \cdot \cos(\gamma) - l \cdot \cos(\varphi + \gamma) \quad (8)$$

$$y_Q = y_A + L_{AQ} \cdot \sin(\gamma); \quad y_P = y_A + L_{AC} \cdot \sin(\gamma) - l \cdot \sin(\varphi + \gamma) \quad (9)$$

де L_{AQ}, L_{AC} – відстань від точки A до точок Q і C на поздовжній осі машини;

l – довжина штанги слідкуючого пристрою.

З урахуванням припущення 4) отримані вище вирази можна лінеаризувати та приблизно записати в більш простому вигляді:

$$x_Q = x_A + L_{AQ}; \quad x_P = x_A + L \quad (10)$$

$$y_Q = y_A + L_{AQ} \cdot \gamma; y_p = y_A + L \cdot \gamma - l \cdot \varphi \quad (11)$$

де застосовано позначення $L = L_{AC} - l$.

Тепер для побудованої нами моделі самохідної машини розглянемо завдання відстеження автоматом водіння рядка $y = f(x)$. Оскільки точка P пристрою постійно знаходиться на рядку, то при $t \geq 0$ повинно виконуватися з урахуванням виду x_p (10) і залежності (7) $x_A(t)$ рівність

$$y_p(t) = f(x_p(t)) = f(V \cdot t + L) \quad (12)$$

Алгоритм вибору управліннь $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$ за значеннями кута φ в автоматі водіння повинен бути таким, щоб помилка відстеження $\omega_Q(t)$ не перевищувала граничної величини ω_q тобто виконувалася нерівність

$$y_Q(t) - f(x_Q(t)) \leq \omega_q$$

Найкращим за точністю відстеження є алгоритм, що забезпечує "ідеальне відстеження", при якому практично весь час руху $\omega_Q(t) = 0$. У цьому випадку має виконуватися з урахуванням виду x_p (10) та залежності $x_A(t)$ (7) рівність

$$y_Q(t) = f(x_Q(t)) = f(V \cdot t + L_{AQ}) \quad (13)$$

Щоб алгоритм вибору управліннь автомата водіння не залежав від невідомої нам заздалегідь функції рядка $f(x)$, ми її виключимо з рівності (13) за допомогою рівності (12). Легко бачити, що

$$f(V \cdot t + L) = f(V \cdot (t + \tau) + L_{AQ}) \quad (14)$$

де τ прийнята величина

$$\tau = \frac{L - L_{AQ}}{V} \quad (15)$$

Тоді рівність (13) з урахуванням (12) та (14) призводить до наступного рівняння "ідеального відстеження"

$$y_Q(t + \tau) = y_p(t) \quad (16)$$

яке з урахуванням виразів (11) записується наступним чином

$$y_Q(t + \tau) + L_{AQ} \cdot \gamma \cdot (t + \tau) = y_A(t) + L \cdot \gamma(t) - l \cdot \varphi(t) \quad (17)$$

Покажемо, що отриманий вислів насправді є інтегральним рівнянням щодо управліннь $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$. У силу рівнянь руху (6) маємо:

$$\gamma(s) = \gamma(t) + \frac{V}{L_{AB}} \cdot \int_t^{\rho} (\alpha_B(s) - \alpha_A(s)) ds$$

$$y_A(t + \tau) = y_A(t) + V \cdot \int_t^{t+\tau} (\gamma(\rho) + \alpha_A(\rho)) d\rho$$

$$\gamma(t + \tau) = \gamma(t) + \frac{V}{L_{AB}} \cdot \int_t^{t+\tau} (\alpha_B(s) - \alpha_A(s)) ds$$

З урахуванням отриманих виразів, а також формули (15) для τ рівняння ідеального відстеження перетворюється після нескладних перетворень на наступне інтегральне рівняння щодо управління $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$.

$$\frac{V^2}{L_{AB}} \cdot \int_t^{t+\tau} \left[\int_t^{\rho} (\alpha_B(s) - \alpha_A(s)) ds \right] d\rho + \frac{V}{L_{AB}} \cdot \int_t^{t+\tau} [L_{AB} \cdot \alpha_B(s) + L_{AB} \cdot \alpha_A(s)] ds + l \cdot \varphi(t) = 0 \quad (18)$$

де L_{QB} – відстань від точки Q до точки B .

Практично неможливо сконструювати систему автоводіння, що виробляє управління $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$ згідно з рівнянням (18). Тому обмежимося його наближеним рішенням, скориставшись припущенням 3).

При малій кривизні рядка $y = f(x)$ час τ , що визначається формулою (15), можна вважати настільки малим, що протягом його управління $\alpha_A(S)$ і $\alpha_B(S)$ практично не змінюються і рівні $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$.

У такому випадку рівняння (18) дає наступний зв'язок між $\alpha_A(t)$, $\alpha_B(t)$ і $\varphi(t)$ і отримуємо наступне

$$\frac{V^2 \cdot \tau^2}{2L_{AB}} \cdot (\alpha_B(t) - \alpha_A(t)) + \frac{V \cdot \tau}{L_{AB}} (L_{AQ} \cdot \alpha_B(t) + L_{QB} \cdot \alpha_A(t)) + l \cdot \varphi(t) \quad (19)$$

З урахуванням виразу (15) для τ одержуємо наступне співвідношення

$$(L_{AQ} + L) \cdot \alpha_B(t) + (2L_{AB} - L - L_{AQ}) \cdot \alpha_A(t) = \frac{2 \cdot l \cdot L_{AB}}{L - L_{AQ}} \varphi(t) \quad (20)$$

Таким чином, при малих τ ми отримали, що $\alpha_A(t)$ і $\alpha_B(t)$ можна вибирати функціями тільки від $\varphi(t)$ (тобто, що не залежать від значень φ в моменти часу, що передують t). При цьому, якщо управління вважати лінійно залежними від $\varphi(t)$

$$\alpha_A(t) = k_A \cdot \varphi(t); \alpha_B(t) = -k_B \cdot \varphi(t) \quad (21)$$

(знаки перед позитивними коефіцієнтами k_A і k_B поставлені з геометричних міркувань, що видно з рисунка), то коефіцієнти k_A і k_B повинні задовольняти, як видно з (20), наступного співвідношення

$$(L_{AQ} + L) \cdot k_B + (L + L_{AB} - 2L_{AB}) \cdot k_A = \frac{2 \cdot l \cdot L_{AB}}{L - L_{AQ}} \quad (22)$$

Висновки.

При цьому приблизно (з точністю до величини порядку τ) буде виконуватися рівняння (18), а значить і (16) "ідеального відстеження". Отже, траєкторія точки Q приблизно повторюватиме траєкторію точки P , тобто відстежуватиметься заздалегідь невідомий рядок $y = f(x)$.

Таким чином, цілком придатними для практичного використання в автоматі водіння машини з двовимірним керуванням є алгоритми виду (20), в яких передавальні коефіцієнти k_A і k_B повинні задовольняти співвідношенню (21).

Список літератури:

1. Шибанов Г.П. Количественная оценка деятельности человека в системах человек – техника. – М.: Машиностроение, 1983. – 263 с.
2. Поляшенко С.О., Парфьонова Н.С. Система автоматичного водіння самохідної колісної машини // Декл. пат. № 71847А Україна, МКИ А01В69/04, № 20031213154; Заявлено 30.12.2003; Опубл. 15.12.2004, Бюл. № 12
3. Лебедев А.Т., Поляшенко С.О., Парфьонова Н.С. Система автоматичного водіння // Декл. пат. № 71844А Україна, МКИ А01В69/04, № 20031213151; Заявлено 30.12.2003; Опубл. 15.12.2004, Бюл. № 12
4. Кашурко А.С., Коробов В.И., Подольский Е.Н. Исследование математической модели самоходной корнеуборочной машины КС-6. // Исследование и изыскание новых рабочих органов сельхозмашин: Сб. науч. тр / ВИСХОМ.-М.:НПО ВИСХОМ: – М., 1975. – Вып.12.– С. 82 - 90.
5. Кашурко А.С., Коробов В.И., Подольский Е.Н., Синяков В.А. Математическая модель автомата вождения самоходной машины, отслеживающего кривую с помощью копира // Вестник Харьковского университета.-1976.- № 134 Математика и механика: – М., – Вып.41.– С. 3-11.
6. Кашурко А.С., Синяков В.А. О кинематическом подходе к описанию движения самоходной сельскохозяйственной машины // Исследование и разработки в области автоматизации сельскохозяйственной техники: Сб. науч. тр / ВИСХОМ.-М.:НПО ВИСХОМ, 1980.- Вып 100,- С. 68.
7. Есипов А.В., Поляшенко С.А Точность движения МТА при межрядной обработке посевов сахарной свеклы // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. пр. Вып. 15, Харків, ХДТУСГ, 2003. – С.

308–314.

8. Поляшенко С.А., Есіпов А.В. Взаимодействие копирующего устройства тракторного агрегата с почвой и усилителем автоматического управления // Тракторная энергетика в растениеводстве: Сб. науч. тр. Вып. 6, Харьков, ХГТУСХ, 2003. – С. 142–149.
9. Поляшенко С.А., Есіпов А.В. Устойчивость движения копирующего устройства машинно-тракторного агрегата с системой автоматического управления // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. пр. Вып. 29, Харків, ХДТУСГ, 2004. – С. 34–41.
10. Поляшенко С.О., Антипенко А.М., Калінін Є. І., Поляшенко В.С. Прямолинійність руху комбінованого сільськогосподарського агрегату // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства // Зб. наук. пр. Вып. 41 - Харків, ХДТУСГ - 2005, – С. 117–126.
11. Поляшенко С.А., Есіпов О.В., Манойло В.М., Щодо питання точності слідування при автоводінні агрегату з навісним знаряддям // Зб. наук. пр., Вісник ХНТУСГ Випуск №198 «Механізація сільськогосподарського виробництва», - Харків, ХДТУСГ -2019.

References (transliterated):

1. Shibanov G.P. Kolichestvennaya otsenka deyatelnosti cheloveka v sistemakh chelovek – tekhnika. – M.: Mashinostroyeniye, 1983. – 263 s.
2. Polyashenko S.O., Parfonova N.S. Sistema avtomatichnogo vodінnya samokhіdnoї kolіsnoї mashini // Dekl. pat. № 71847A Ukraїna, MKI A01V69/04, № 20031213154; Zayavleno 30.12.2003; Opubl. 15.12.2004, Byul. № 12
3. Lebedev A.T., Polyashenko S.O., Parfonova N.S. Sistema avtomatichnogo vodінnya // Dekl. pat. № 71844A Ukraїna, MKI A01V69/04, № 20031213151; Zayavleno 30.12.2003; Opubl. 15.12.2004, Byul. № 12
4. Kashurko A.S., Korobov V.I., Podol'skiy Ye.N. Issledovaniye matematicheskoy modeli samokhodnoy korneborochnoy maliny KS-6. // Issledovaniye i izyskaniye novykh rabochikh organov sel'khoz mashin: Sb. nauch. tr / VISKHOM.-M.: NPO VISKHOM: – M., 1975. – Vyp.12.– S. 82 - 90.
5. Kashurko A.S., Korobov V.I., Podol'skiy Ye.N., Sinyakov V.A. Matematicheskaya model' avtomata vozhdeniya samokhodnoy mashiny, otslezhivayushchego krivuyu s pomoshch'yu kopira // Vestnik Khar'kovskogo universiteta. - 1976.- № 134 Matematika i mekhanika: – M., – Vyp.41.– S. 3-11.
6. Kashurko A.S., Sinyakov V.A. O kinematicheskoy podkhode k opisaniyu dvizheniya samokhodnoy sel'skokhozyaystvennoy mashiny // Issledovaniye i razrabotki v oblasti avtomatizatsii sel'skokhozyaystvennoy tekhniki: Sb. nauch. tr / VISKHOM.-M.: NPO VISKHOM, 1980.- Vyp 100,- S. 68.
7. Yesipov A.V., Polyashenko S.A. Tochnost' dvizheniya MTA pri mezhryadnoy obrabotke posevov sakharnoy svekly // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. пр. Вып. 15, Харків, ХДТУСГ, 2003. – С. 308–314.
8. Polyashenko S.A., Yesipov A.V. Vzaimodeystviye kopiruyushchego ustroystva traktornogo agregata s pochvoy i usilitelem avtomaticheskogo upravleniya // Traktornaya energetika v rasteniyevodstve: Sb. nauch. tr. Vyp. 6, Khar'kov, KHGTUSKH, 2003. – S. 142–149.
9. Polyashenko S.A., Yesipov A.V. Ustoychivost' dvizheniya kopiruyushchego ustroystva mashinno-traktornogo agregata s sistemoy avtomaticheskogo upravleniya // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства: Зб. наук. пр. Вып. 29, Харків, ХДТУСГ, 2004. – С. 34–41.
10. Polyashenko S.O., Antipenko A.M., Kalіnіn Є. І., Polyashenko B.S. Pryamolіnіynіst' rukhu kombinovanogo sil'skogospodars'kogo agregatu // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства // Зб. наук. пр. Вып. 41 - Харків, ХДТУСГ - 2005, – С. 117–126.
11. Polyashenko S.A., Есіпов О.В., Манойло В.М., Shchodo pitannya tochnostі slіdkuvannya pri avtovodінnі agregatu z navіsnim znaryaddyam // Зб. наук. пр., Вісник ХНТУСГ Випуск №198 «Механізація сільськогосподарського виробництва», - Харків, ХДТУСГ -2019.

Надійшла (received) 30.05.2023 р.

Відомості про авторів / About the Authors

Поляшенко Сергій Олексійович (Polyashenko Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, доцент кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-0133-4902>; e-mail: s.polyashenko@gmail.com

Есіпов Олександр Вікторович (Iesipov Olexander) – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, доцент кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7395-2892>; e-mail: Iesipov_al@ukr.net.

Шушляпін Сергій Володимирович (Shushlyapin Sergey) – кандидат технічних наук, доцент, Державний біотехнологічний університет, доцент кафедри тракторів і автомобілів, м. Харків, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-6638-7832>; e-mail: sergshushlyapin@gmail.com.

ЗМІСТ

Автомобілебудування

<i>А.Т. Лебедєв</i> Вдосконалення системи підготовки спеціалістів технічного спрямування у закладі вищої освіти.....	3
<i>В. О. Коваленко, О. О. Коваленко, В. В. Стрижак, О. М. Вудвуд, А.Ю. Васильєв, М. Г. Стрижак</i> Чисельний експеримент з динаміки роботи баштового крану.....	12
<i>Г.А. Аврунін, І.І. Мороз</i> Аналіз технічного рівня шестеренних гідромашин ВАТ «Гідросила».....	27
<i>М.А. Подригало, Р.О. Кайдалов, М.М. Альокса, В.І.Омельченко</i> Аналіз показників енергетичної ефективності багатовісних автомобілів та багатоланкових автопоїздів.....	40
<i>С.О. Лузан, В.А. Бантковський</i> Підвищення антифрикційних властивостей поверхонь деталей машин шляхом плазмового напилення покриття порошком ПГ-19М-01 замість литої бронзової втулки.....	47

Тракторобудування

<i>А.П. Кожушко, О.С. Трембач</i> Вплив транспортування сільськогосподарської цистерни на елементи трансмісії колісного трактора в процесі розгону.....	55
<i>В.Л. Чернишев, П.М. Калінін, М.Є. Сергієнко, А.М. Сергієнко, М.Г. Медведєв, Д.Є. Хаустов</i> Моделювання перехідних процесів у силовій передачі трансмісії військової гусеничної машини.....	64
<i>В.М. Зубко, Д.О. Жигилій, С.П. Соколік</i> Моделювання взаємодії жорсткого колеса з ґрунтом з метою виявлення зон ущільнень.....	77
<i>В.Ю. Ткачов, А.П. Кожушко</i> Імітаційне моделювання руху електротрактора з урахуванням експлуатаційних режимів роботи.....	83
<i>І.В. Колєсник, І.О. Шевченко, Ю.І. Колєсник</i> Аналіз впливу факторів на ефективність гальмування тракторно-транспортного поїзду.....	91
<i>Є.І. Калінін, О.Ю.Ребров, В.М. Колодненко</i> Формування слідкуючого руху колісного трактора в умовах його автоматичного водіння.....	98
<i>Є.І. Калінін, В.І. Ачкевич, О.М. Ачкевич, О.М. Погорілий</i> Використання квадратичного критерія якості для синтезу складних систем управління колісними машинами.....	105
<i>М.Л. Шуляк, М.О. Мікуліна, Я.В. Мудрий, В.О. Пирогов</i> Вплив використання безпілотних літальних апаратів на підвищення ефективності технологічного процесу в рослинництві....	111
<i>О.Ю. Ребров, М.М. Малько, А.О. Реброва, М.Є. Якунін</i> Методика визначення раціональних типорозмірів шин для комплектування колісних сільськогосподарських тракторів	117
<i>С.О. Поляшенко, О.В. Єсіпов, С.В. Шушляпін</i> Математична модель автомата водіння самохідної машини з двомірним управлінням.....	126

CONTENTS

Automobile construction

- A. Lebedev* Improvement of the system of training of technical specialists in a higher education institution.....3
- V. Kovalenko; O. Kovalenko; V. Stryzhak; O. Vudvud, A. Vasiliev; M. Stryzhak* Numerical experiment on the dynamics of the tower crane.....12
- G. Avrunin, I. Moroz* Analysis of the technical level of gear hydraulic machines of «Hydrosyla» JSC.....27
- M. Podryhalo, R. Kaidalov, M. Aloksa, V. Omelchenko* Analysis of energy efficiency indicators of multy-axle automobiles and multy-link road trains40
- S. Luzan, V. Bantkovskiy* Increasing the anti-friction properties of the surfaces of machine parts through plasma spraying of powder coating PG-19M-01 instead of cast bronze bushing.....47

Tractor construction

- A. Kozhushko, O. Trembach* Influence of agricultural tank transportation on transmission elements wheeled tractor during acceleration.....55
- V. Chernyshev, P. Kalinin, N. Sergienko, A. Sergienko, N. Medvedev, D. Khaustov* Modeling of transitional processes in the power transmission of the transmission of a military tracked vehicle....64
- V. Zubko, D. Zhyhylii, S. Sokolik* Simulation of the interaction of a rigid wheel with the soil for the purpose of detecting zones of compaction.....77
- V. Tkachov, A. Kozhushko* Simulation of electric tractor movement taking into account operating modes83
- I. Koliesnik, I. Shevchenko, Y. Koliesnik* Analysis of the influence of factors on the braking efficiency of a tractor-transport train.....91
- E. Kalinin, O. Rebrov, V. Kolodnenko* Formation of the following movement of a wheel tractor under the conditions of its automatic driving.....98
- E. Kalinin, V. Achkevych, O. Achkevych, O. Pogorilyy* Using a quadratic quality criterion for the synthesis of complex control systems.....105
- M. Shuliak, M. Mikulina, Ya. Mudryi, V. Pirogov* The effect of the use of unmanned aerial vehicles on increasing the efficiency of the technological process in plant farming.....111
- O. Rebrov, M. Malko, A. Rebrova, M. Yakunin* Method of determining of reasonable tire sizes for wheeled agricultural tractors.....117
- S. Polyashenko, O. Esipov, S. Shushlyapin* Mathematical model of automatic driving of a self-propelled car with two-dimensional control.....126

НАУКОВЕ ВИДАННЯ

**ВІСНИК
НАЦІОНАЛЬНОГО ТЕХНІЧНОГО УНІВЕРСИТЕТУ «ХПІ».
СЕРІЯ: АВТОМОБІЛЕ- ТА ТРАКТОРОБУДУВАННЯ**

Збірник наукових праць

№ 1'2023

Наукові редактори: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ», Україна
Кожушко А.П. д-р техн. наук, доцент, НТУ «ХПІ», Україна
Технічний редактор: Шевцов В.М., канд. техн. наук, доцент НТУ «ХПІ», Україна

Відповідальний за випуск: Ребров О.Ю., д-р техн. наук, професор, НТУ «ХПІ»

АДРЕСА РЕДКОЛЕГІЇ: 61002, Харків, вул. Кирпичова, 2, НТУ «ХПІ».
Кафедра автомобіле- і тракторобудування.
Тел.: (057) 707-64-64; e-mail: alexrebrov0108@gmail.com

Підп. до друку 07.07.2023 р. Формат 60x84 1/8. Папір офсетний. Друк офсетний.
Гарнітура Таймс. Умов. друк. арк. 124. Облік.-вид. арк. 7. Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна
договірна.

Тираж 300 пр. Зам. № 23. Ціна договірна. Друкарня ТОВ «Цифра принт»
Свідоцтво про державну реєстрацію А01 № 432705 від 03.08.2009 р.
61058, Харків, вул. Данилевського, 30. Телефон : (057) 786-18-60.