

Міністерство освіти і науки України
Ministry of Education and Science of Ukraine

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENCE JOURNAL

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ**

2021, № 23

**Technical service of agriculture, forestry
and transport systems 2021, № 23**

Харків – 2021 – Kharkiv

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ «ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ»**

**SCIENCE JOURNAL «TECHNICAL SERVICE OF AGRICULTURE,
FORESTRY AND TRANSPORT SYSTEMS»**

Журнал «Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів» містить оглядові статті та результати досліджень у відповідності із рубриками:

- Технічний сервіс машин агропромислового комплексу.
- Технічний сервіс машин лісового та транспортного комплексів.
- Технології та засоби діагностування.
- Проблеми використання паливомастильних матеріалів та альтернативних видів палив.
- Техніка і технології тваринництва.
- Проблеми надійності.
- Проблеми відновлення деталей машин.
- Проблеми енергозабезпечення та енергозбереження.
- Питання сприяння розвитку науки і техніки
- Інноваційні методи та технології у підготовці фахівців.

Журнал призначений для виробників, викладачів, наукових співробітників, аспірантів і студентів, які спеціалізуються у відповідних або суміжних галузях науки та напрямках виробництва.

Автор бере на себе всю відповідальність за зміст статті, достовірність та оригінальність поданих матеріалів.

Засновник: Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. Наказом МОН №132 від 21.12.15. журнал включено до Переліку наукових фахових видань України.

Журнал виходить 2 – 4 рази на рік. Мова видання: українська, російська, англійська.

Затверджено до друку рішенням Вченої ради Харківського національного технічного університету імені Петра Василенка (протокол № 12 от 27.05.2021).

ISSN 2311-441X

©Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2021.

Journal "Technical service of agriculture, forestry and transport systems" comprising review articles and research results, researches in accordance with sections:

- Technical service machines agricultural sector.
- Technical service forestry machinery and transport facilities.
- Technology and diagnostics.
- Poor use of fuel, lubricants and alternative fuels.
- Engineering and Technology livestock.
- Problems of reliability.
- Poor recovery.
- The problems of energy supply and energy efficiency.
- The issue of promoting science and technology

The magazine is designed for manufacturers, teachers, researchers, graduate students and students who specialize in the relevant or related fields of science and production areas.

The author assumes all responsibility for the content of the article, the authenticity and originality of the submitted materials.

Founder: Kharkov National University, technically agriculture Petro Vasilenko. Order of MES №132 from 12.21.15. magazine included in the list of scientific professional publications of Ukraine.

The magazine is published 2 - 4 times a year. Language: Ukrainian, Russian and English.

Approved for publication decision of the Academic council of Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture (report № 12 from 27.05.2021).

ISSN 2311-441X

© Kharkiv Petro Vasilenko National Technical University of Agriculture, 2021.

Редакційна колегія:

Головний редактор – **Калінін Є.І.**, д.т.н., проф.
(Україна, Харків)

Помічник головного редактора – **Петров Р.М.**
(Україна, Харків)

Члени редакційної колегії:

Марьян Г.Ф., д. т. н., проф., (Молдова, Кишинев)
Пастухов А.Г., д. т. н., проф., (Росія, Белгород)
Скобло Т.С., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Клочко О.Ю., к.т.н., доц., (Україна, Харків)
Тришевський О.І., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Шигимага В.О., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Левкіна Р.В., д. е. н., проф., (Україна, Харків)

Editorial Board:

Chief Editor — **E. Kalinin**, Dr.Sc., Prof.,
(Ukraine, Kharkov)

Chief Editor assistant— **R. Petrov**
(Ukraine Kharkov)

Members of the Editorial Board:

G. Maryan, Dr.Sc., Prof. (Moldova, Chisinau)
A. Pastuhov, Dr.Sc., Prof. (Russia, Belgorod)
T. Skoblo, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
O. Klochko, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)
O. Trishevsky, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
V. Shygy maga, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
R. Levkina, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)

Адреса редакції:

*ННІ ТС, ХНТУСГ ім. П. Василенка,
просп. Московський 45, Харків,
Україна, 61050*

Тел.: +38 (057) 732-98-16

Сайт: ts.khntusg.com.ua

E-mail: gurnal_tc@ukr.net

ЗМІСТ

Молодан А.О., Дубінін Є.О., Потапов М.М., Полянський О.С. Підвищення надійності системи відключення циліндрів зміною режиму роботи електромагнітних клапанів	8
Лютенко В.Є., Яренько М.В. Динаміка електромобіля з приводом від електродвигуна постійного струму	13
Автухов А.К., Тимчук С.О., Кур'янов О.С. Узагальнення способів визначення геометричних розмірів прокатних валків і величини їх зносу при експлуатації	21
Зыбцев Ю.В. Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля	28
Зуєв В.О., Кривошапов С.І. Діагностування двигуна за витратою палива.....	34
Зыбцев Ю.В. Определение пути выбега легкового автомобиля с использованием модифицированного метода близких скоростей	42
Іванов В.І., Бантковський В.А., Синицький Е.В. Вплив кореляції на підвищення надійності складного об'єкту	54
Кісь-Коркіщенко Л.В. Про пружні властивості та опір зсуву шару зернових матеріалів	59
Мисюра М.І., Кривошей Б.І. Діагностування технічного стану автомобілів за вибігом.....	67
Назаров О.І., Цибульський В.А., Назаров І.О. Забезпечення регламентованого строку служби дискових гальм двовісних транспортних засобів	74
Поляшенко С.О., Єсіпов А.В., Шушляпін С.В. Визначення ефективності роботи збиральних машини з транспортними засобами.....	84
Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора	91
Скиба М.М., Дрейман І.В., Велит І.А. Машини для подрібнення та розкидання гною для сімейних молочних ферм	104
Мармут І.А., Рабінович Е.Х. Експериментальна оцінка аеродинамічного та дорожнього опорів руху автомобіля	110

Подригало М.А., Гармаш В.П., Баулін Д.С., Горєлишев С.А., Побережний А.А. Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту.....	122
Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Бережна Н.Г. Забезпечення стійкості транспортного засобу під час гальмування	132
Фесенко А. М. Визначення впливу випарювання соку на якісні показники для математичного забезпечення АСК ТП випарного відділення цукрового заводу	144
Фролов Є.А., Попов С.В. Детонаційно-газове зміцнення деталей двигунів внутрішнього згорання	155
Лузан С.О., Калінін Є.І., Лузан А.С. Розробка технології відновлення типових деталей наплавленням композиційних матеріалів	161
Степанов О. В. Психофізіологічна надійність водія у транспортному процесі.....	168
Бажинов О.В., Заверуха Р.Р., Бажинова Т.О. Метод визначення ефективної роботи силової установки гібридного автомобіля.....	177
Князєв С. А. Встановлення показників ударної в'язкості на сталі мартенситного класу після пічного борування з паст	185
Шуляк М.Л., Петров Р.М., Колеснік Ю.І., Череватенко Г.І. Крива зсуву та її використання при розрахунку сили тяги ходових систем	191
Болтянська Н.І. Маніта І.Ю. Особливості управління виробництвом в сільськогосподарських організаціях.....	198
Фролов Є.А., Муравльов В.В., Дерябкіна Є.С., Агарков В.В. Вплив детонаційно - газової обробки на зносостійкість формотворних елементів переналагоджуваних згинальних штампів	206
Оробінський О.В., Петухов В.М., Аксьонова Н.А. Методики оцінювання довговічності голчатого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля	215
Роговський І.Л. Методичні положення визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин	224
Калінін Є.І., Каденко В.С., Петров Р.М. До розрахункового обґрунтування параметрів індивідуальної торсіонної підвіски гусеничного трактора класу 3	238
Харченко С.О., Артёмов М.П., Гаск Є.А., Бажинова Т.О., Ліньов А.О. Ковалишин С.Й. Ідентифікація енерговитрат зернових пневмосепараторів.....	247

CONTENTS

A. Molodan, Ye. Dubinin, M. Potapov, O. Poljans'kyj Improving the reliability of the cylinder shutdown system by changing the operating mode of the solenoid valves	8
V.Ye. Liutenko, M.V. Yaresko Dynamics of the electric vehicle with the drive from the dc motor	13
A.K. Avtukhov, S.A. Timchuk, A.S. Kuryanov Generalization of methods for determining the geometric dimensions of rolling rolls and the magnitude of their wear during operation	21
Y.V. Zybtssev Change of circuit current configuration during driving of a vehicle	28
V.A. Zuyev, Krivoschapov S.I. Fuel consumption diagnostics of the engine.....	34
Yu.V. Zybtssev Determination of the run-out path of a passenger car using the modified method of close speeds	42
V. Ivanov, V. Bantkovskiy, E. Sinitsky The influence of correlation on increasing the reliability of a complex object	54
L. Kis-Korkishchenko About elastic properties and shear resistance layer of grain materials	59
M.I. Mysiura, B.I. Kryvozhej Diagnostics of the technical state of cars on a stopway	67
A.I. Nazarov, V.A. Tsybulsky, I.A. Nazarov Ensuring the regulated service life of disc brakes in two-axle vehicles	74
S. Polyashenko, A. Yesipov, S. Shushlyapin Determining the efficiency of harvesting machines with vehicles	84
V.B. Samorodov, G.A. Avrunin, I.I. Moroz, O.V. Shcherbak Analysis of dynamics of the onboard hydraulic fluid power drive crawler tractor	91
M.M. Skiba, I.V. Draiman, I.A. Velyt Machines for crushing and spreading manure for family dairy farms	104
I. Marmut, E. Rabinovich Experimental assessment of aerodynamic and road resistance to vehicle movement.....	110
M. Podrigalo, V. Garmash, D. Baulin, S. Horielyshev, A. Poberezhnyi Assessment of controllability of cars with electric motor wheels of the front swing axle	122

V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, T.V. Volkova, N.G. Berezhna Ensuring the stability of the vehicle when braking	132
A. Fesenko Determination of the influence of the evaporation of juice on qualitative indicators for the mathematical support of Automated Process Control Systems of the Sugar Mill Evaporator	144
E. Frolov, S. Popov Detonation and gas strengthening of internal combustion engine parts	155
S.A. Luzan, E.I. Kalinin, A.S. Luzan Development of technology for the restoration of standard parts by surfacing of composite materials	161
O. Stepanov Psychophysiological reliability of the driver in the transport process.....	168
O. Bazhinov, R. Zaverukha, T. Bazhynova Method for determining the effective operation the power plant of a hybrid car	177
S. A. Knyazev Establishment of Impact Toughness Indices on Martensitic Steel after Furnace Boring from Pastes	185
M. Shulyak, R. Petrov, Y. Kolesnik, G. Cherevatenko Offset curve and its use in calculating the traction force of running systems	191
N. Boltianska, I. Manita Features of production management in agricultural organizations	198
E.A. Frolov, V.V. Muravlyov, E.S. Deryabkina, V.V. Agarkov Influence of detonation and gas treatment on wear resistance of forming forming elements of pre-adjustable bending stamps	206
A.V. Orobynsky, V.M. Petukhov, N.A. Aksenova The methodics for determination longevity of the needle bearing of the connecting-rod piston end in diesel engine	215
I.L. Rogovskii Methodical provisions for determining the probability of failure-free operation of self-propelled agricultural machines	224
E. Kalinin, V. Kadenko, R. Petrov To the calculation substantiation of parameters of an individual torsion suspension bracket of a caterpillar tractor of a class 3	238
Kharchenko S., Artyomov M., Kovalyshin S., Haiek Ye, Bazhinova T., Linov A. Identification of energy consumption of grain pneumoseparators	247

**Молодан А.О.,
Дубінін Є.О.,
Потапов М.М.,
Полянський О.С.**
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
Полянський О.С.
Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. П. Василенка
E-mail: mirm@ukr.net

**ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СИСТЕМИ
ВІДКЛЮЧЕННЯ ЦИЛІНДРІВ ЗМІНОЮ РЕЖИМУ
РОБОТИ ЕЛЕКТРОМАГНІТНИХ КЛАПАНІВ**

УДК 629.083

Молодан А.О., Дубінін Є.О., Потапов М.М., Полянський О.С. «Підвищення надійності системи відключення циліндрів зміною режиму роботи електромагнітних клапанів»

В статті запропоновано підхід до підвищення надійності системи відключення циліндрів за допомогою електромагнітних клапанів. Наведена розроблена система відключення циліндрів шляхом зміни режимів роботи електромагнітних клапанів. Запропонована система відрізняється від існуючих тим, що містить електронний блок керування електромагнітними клапанами. Змінено режими роботи електромагнітних клапанів шляхом зниження навантаження їх ресурсовизначаючих деталей. Запропоновано більш ефективне розташування піджимних пружин за межами полостей високого тиску електромагнітних клапанів.

Отримані результати можуть бути використані для відключення подачі палива в окремий циліндр, що сприяє його економії та з'являється можливість діагностики несправності роботи циліндрів.

Ключові слова: надійність, відключення циліндрів, електромагнітний клапан, подача палива, експлуатація.

Молодан А.А., Дубинин Е.А., Потапов Н.Н., Полянский А.С. «Повышение надежности системы отключения цилиндров изменением режима работы электромагнитных клапанов»

В статье предложен подход к повышению надежности системы отключения цилиндров с помощью электромагнитных клапанов. Приведена разработанная система отключения цилиндров путем изменения режимов работы электромагнитных клапанов. Предложенная система отличается от существующих тем, что содержит электронный блок управления электромагнитными клапанами. Изменены режимы работы электромагнитных клапанов путем снижения нагрузки их ресурсоемких деталей. Предложено более эффективное расположение поджимных пружин за пределами полостей высокого давления электромагнитных клапанов.

Полученные результаты могут быть использованы для отключения подачи топлива в отдельный цилиндр, что способствует его экономии и появляется возможность диагностики неисправности работы цилиндров.

Ключевые слова: надежность, отключение цилиндров, электромагнитный клапан, подача топлива, эксплуатация.

A. Molodan, Ye. Dubinin, M. Potapov, O. Poljans'kyj "Improving the reliability of the cylinder shutdown system by changing the operating mode of the solenoid valves"

The article proposes an approach to improving the reliability of the cylinder shutdown system using solenoid valves. The developed system for disabling the cylinders by changing the operating modes of the electromagnetic valves is presented. The proposed system differs from the existing ones in that it contains an electronic control unit for solenoid valves. The operating modes of the solenoid valves have been changed by reducing the load on their resource-intensive parts. A more efficient arrangement of compression springs outside the high-pressure cavities of the solenoid valves is proposed.

The results obtained can be used to turn off the fuel supply to a separate cylinder, which contributes to its saving and it becomes possible to diagnose cylinder malfunction.

Keywords: reliability, cylinder shutdown, solenoid valve, fuel supply, operation.

Вступ

В даний час водій як і раніше є одним з ключових елементів системи "водій-машина-дорожні умови". Від його суб'єктивного сприйняття дорожньої ситуації і дій залежить експлуатаційна надійність машини. При призначенні режиму роботи двигуна з відключеними циліндрами потрібно враховувати, що при виключенні циліндрів і особливо при збільшенні руху порушуються динамічні властивості двигуна (збільшується ступінь нерівномірності обертання; при збільшенні руху деталей змінюється врівноваженість,

посилюються крутильні коливання). В результаті змін динамічних властивостей при відключенні циліндрів може посилитися вібрація двигуна і колісної машини, що спричинить подальше зниження обертів двигуна. Тому дослідження, спрямовані на підвищення надійності системи відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів, є актуальними.

Аналіз останніх досягнень

Недоліками існуючих систем є відсутність в алгоритмі керування інформації щодо моментів мінімального тиску палива у лінії високого тиску та встановлення піджимних пружин у корпусах електромагнітних клапанів, що не дозволяє контролювати їх стан під час проведення обслуговувань паливної системи, а також використання потужних електромагнітів та пружини.

Відомі роботи [1-9], пов'язані з оцінкою надійності та розробкою методів забезпечення високих експлуатаційних якостей машин. Вони відображають основні підходи до забезпечення надійності як машини в цілому [1-3], так і окремих вузлів і систем [4,5].

Формулювання ети досліджень

Метою роботи є вдосконалення процесів відключення циліндрів автотракторного двигуна та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, за рахунок чого підвищується надійність системи відключення паливоподачі.

Для досягнення поставленої мети необхідно розробити схему системи паливоподачі з відповідним блоком керування та електромагнітними клапанами пропонованої конструкції.

Підвищення надійності системи відключення паливоподачі

Відключення одного або декількох циліндрів можливо у разі пошкодження паливного насоса, форсунок, трубопроводу високого тиску, приводу паливної апаратури, при якому припиняється подача палива в відповідний циліндр, або у разі прогару клапана, відмови механізму приводу клапанів, коли в циліндрі не відбувається спалах через малий тиск (а, отже, і температури, що не досягає необхідного значення для самозаймання палива) або припинення процесу газообміну [5].

Розглядаючи питання про наслідки впливу відключення циліндрів на показники надійності двигуна [5, 6], слід зазначити наступне. Відключення циліндрів може приводити не тільки до зниження потужності двигуна [7], але і зниження надійності роботи складових його вузлів і агрегатів.

Оскільки в автотракторному двигуні є можливість регулювання сили тяги, питання оперативного відключення/підключення одного або декількох циліндрів в автоматичному режимі може бути вирішене на верхньому рівні системи управління [8].

Двигун з відключеними циліндрами можна використовувати для оцінки лінійної швидкості колісної машини, що збільшить ефективність роботи протибуксувальної системи і дозволить максимально реалізувати його тягові властивості.

На рис. 1 представлена загальна схема системи паливоподачі з пропонованими блоком керування та електромагнітними клапанами.

На рис. 2а зображено нормально закритий електромагнітний клапан у відкритому стані, на рис. 2б – в закритому стані. Нормально закритий електромагнітний клапан представляє собою електромагніт у вигляді статора 2.1 з зовнішнім приводним якорем 2.2, жорстко з'єднаним з підпружиненим 2.3 клапанним елементом 2.4, встановленим з можливістю переміщення спільно з якорем.

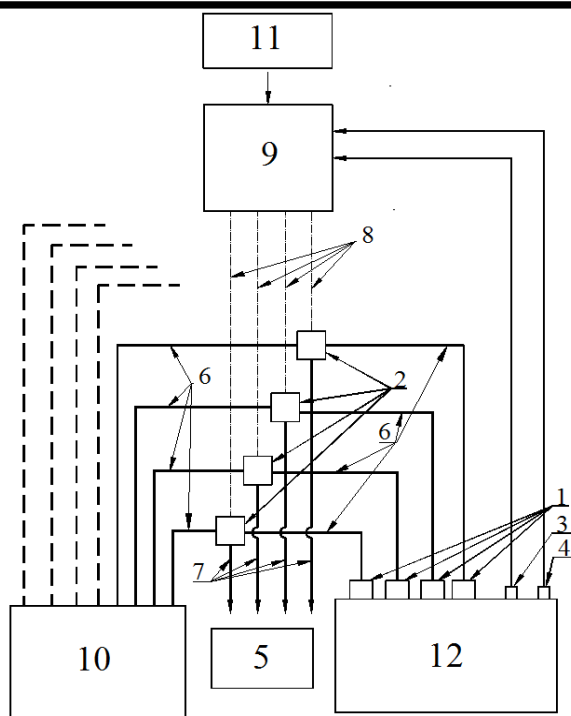


Рис. 1. Схема відключення циліндрів за допомогою електромагнітних клапанів
 1 – форсунки; 2 – електромагнітні клапани, 3,4 – датчики оборотання та положення колінчастого валу, 5 – паливний бак, 6 – лінії високого тиску палива, 7 – лінії зливання палива, 8 – з'єднувальні дроти; 9 – блок керування (ЕБК), 10 – паливний насос високого тиску (ПНВТ), 11 – датчик положення педалі керування (ДПК), 12 – двигун

При збудженні струму в обмотці електромагніту клапан перенаправляє паливо в лінію зливу 7 (рис. 1), знижуючи його тиск у лінії високого тиску 6. При відключенні електричного струму під дією пружини 2.3 (рис. 2б) клапанний елемент переміщується в початкове положення, знову закриваючи лінію зливу.

Запропонована система працює наступним чином. Паливо, що нагнітається від паливного насосу високого тиску (ПНВТ) 10 (рис. 1), надходить в трубопровід 6, де наростає його тиск. При досягненні необхідного рівня тиску відкривається форсунка 1 і починається впорскування палива в циліндр двигуна.

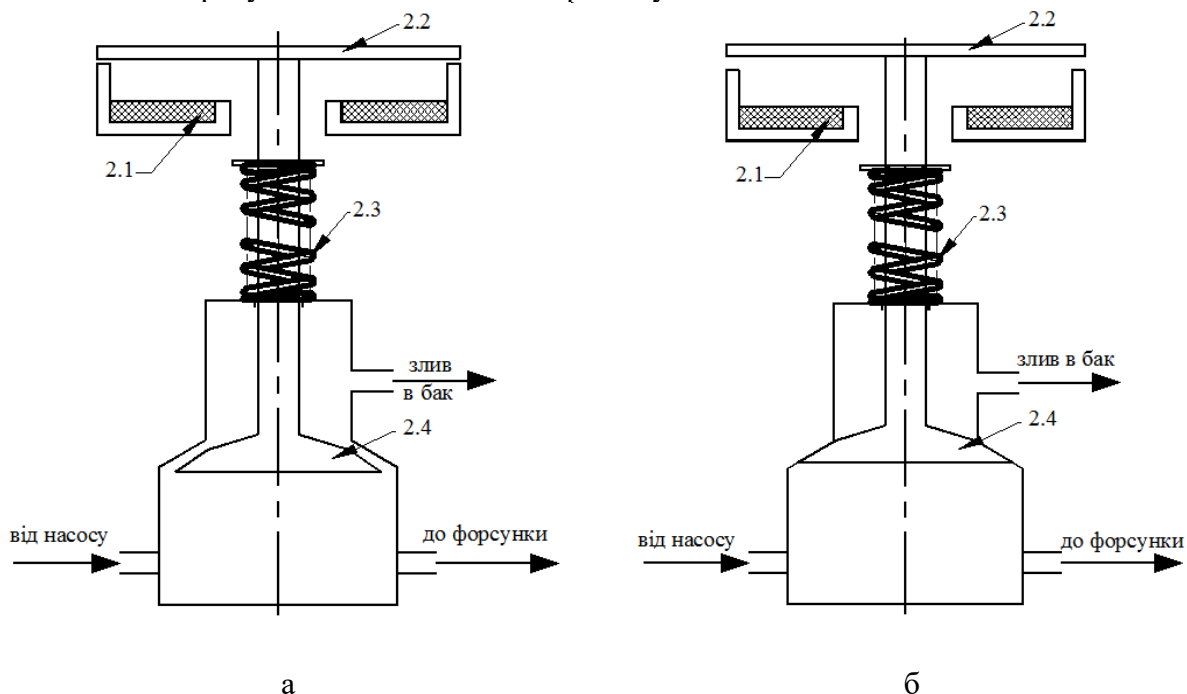


Рис. 2. Схема режимів роботи електромагнітних клапанів під час відключення циліндрів

Тиск палива у магістралі дозволяє забезпечувати щільне закриття електромагнітного клапана 2.4 (рис. 2б). За командою електронного блоку керування (ЕБК) 9, що виробляється на підставі інформації від датчиків частоти обертання та положення колінчастого валу двигуна 3 і 4 і датчику положення педалі керування 11, відбувається відкриття електромагнітного клапана 2.4 (рис. 2а) в момент зниження тиску палива у магістралі після того, як паливо через форсунку 1 надійшло в циліндр двигуна. Відкриття клапана в момент мінімального тиску в магістралі високого тиску дозволяє застосовувати менш потужний електромагніт 1 (рис. 2а, 2б). Припинення зливу палива припиняється знеструмленням обмотки електромагніту 2.1 (рис. 2б) клапана, що призводить до повернення клапана 2.4 в закрите положення під дією пружини 2.3.

Таким чином, запропонована система відключення паливоподачі [9], на відміну від існуючих систем, має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини.

Висновки

1. Запропонована система відключення паливоподачі має вдосконалені процеси відключення циліндрів автотракторного двигуна, враховуючи моменти зниження тиску у лініях високого тиску палива та контролю стану піджимних пружин електромагнітних клапанів, що встановлені поза межами їхніх полостей високого тиску, менш потужні електромагніти та пружини.

2. Отримані результати можуть бути використані для відключення подачі палива в окремі циліндри, що сприяє його економії та з'являється можливість діагностики несправності роботи циліндрів.

Список використаних джерел

1. ГОСТ 27.003-90. 1991. Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности. – Введ. 01.01.92. – М.: Изд-во стандартов. – 25 с.
2. Ротенберг Р.В. Основы надежности системы водитель-автомобиль-дорога-среда / Р. В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1986. – 214 с.
3. Полянский А.С. Формирование свойств надежности автотракторных двигателей в гарантийный и послегарантийный периоды эксплуатации: дис. ... доктора техн. наук: 05.22.20 / Александр Сергеевич Полянский. – Х., 2003. – 381 с.
4. Молодан А.О. Підвищення енергетичної ефективності колісних машин методом відключення циліндрів в автотракторному двигуні / А.О. Молодан // Вісник машинобудування та транспорту, Вінниця: ВНТУ. – №2(10), 2019. – С. 48–53.
5. Молодан А.О. Діагностування потужності окремих циліндрів автотракторних двигунів методом їх відключення / А.О. Молодан // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка: Технічні науки. – Х.: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 198., «Механізація сільськогосподарського виробництва» – С. 130–136.
6. Молодан А.О. Визначення залишкового напрацювання до відмови деталей двигуна з тріщиною з відключеними циліндрами / А.О. Молодан, О.С. Полянський // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка. – Х.: ХНТУСГ, 2019. – Вип. 205., «Проблеми надійності машин» – С. 103–109.

7. Molodan A. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture – 2018. – Vol.20. No.1. – P.99-103.

8. Podrigalo, M. New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014, 2020, doi:10.4271/2020-01-2014.

9. Пат. 143315 Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Система відключення паливоподачі за допомогою електромагнітних клапанів / Молодан А.О., Полянський О.С., Подригало М.А., Дубінін Є.О., Клец Д.М., Потапов М.М., Абрамов Д.В.; заявник Харківський національний автомобільно-дорожній університет. – № у 2020 00007; заявл. 02.01.2020; опубл. 27.07.2020, Бюл. № 14.

References

1. GOST 27.003-90. 1991. Nadezhnost' v tehnikе. Sostav i obshhie pravila zadaniya trebovaniy po nadezhnosti. – Vved. 01.01.92. – М.: Izd-vo standartov, 25 s.

2. Rotenberg R.V. 1986. Osnovy nadezhnosti sistemy voditel'-avtomobil'-doroga-sreda / R. V. Rotenberg. – М.: Mashinostroenie. 214 s.

3. Poljanskij A.S. 2003. Formirovanie svojstv nadezhnosti avtotraktornykh dvigatelej v garantijnyj i poslegarantijnyj periody jekspluatacii: dis. ... doktora tehn. nauk: 05.22.20 / Aleksandr Sergeevich Poljanskij. H. 381 s.

4. Molodan A.O. 2019. Pidvishhennja energetichnoї efektyvnosti kolisnih mashin metodom vidkljuchennja cilindriv v avtotraktornomu dviguni / A.O. Molodan // Visnik mashinobuduvannja ta transportu, Vinnicja: VNTU. – №2(10), pp. 48-53.

5. Molodan A.O. 2019. Diagnostuvannja potuzhnosti okremih cilindriv avtotraktornih dviguniv metodom ih vidkljuchennja / A.O. Molodan // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni P. Vasilenka: Tehnični nauki. – H.: HNTUSG. Vip. 198., «Mehanizacija sil's'kogospodars'kogo virobniectva», pp. 130-136.

6. Molodan A.O. 2019. Viznachennja zalishkovogo napravjuvannja do vidmovi detalej dviguna z trishhinoju z vidkljuchenimi cilindrami / A.O. Molodan, O.S. Poljans'kij // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tehničnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni P. Vasilenka. – H.: HNTUSG. Vip. 205., «Problemi nadijnosti mashin», pp. 103-109.

7. Molodan A. 2018. Change of power and mechanical losses of a wheel vehicle engine with cylinders cutout / A. Molodan, O. Polyanskyi, M. Potapov. // MOTROL. Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. Vol.20. No.1, pp. 99-103.

8. Podrigalo, M. 2020. «New Methods and Systems for Monitoring the Functional Stability Parameters of Wheel Machines Power Units» / Mikhail Podrigalo, Yevhen Dubinin, Andrii Molodan, Oleksandr Polianskyi, Mykhailo Kholodov, Dmytro Klets, Anton Kholodov, Zadorozhnia Viktoriia, Oleksandr Khvorost, Potapov Mykola, Alex Stepanov // SAE Technical Paper 2020-01-2014. doi:10.4271/2020-01-2014.

9. Pat. 143315. 2020. Україна, МПК F02D 41/32, F02M 63/02. Sistema vidkljuchennja palivopodachi za dopomogoj elektromagnitnih klapaniv / Molodan A.O., Poljans'kij O.S., Podrigalo M.A., Dubinin Є.О., Klec D.М., Potapov M.М., Abramov D.V.; zajavnik Harkivs'kij nacional'nij avtomobil'no-dorozhnij universitet. – № у 2020 00007; zajavl. 02.01.2020; opubl. 27.07.2020, Bjul. № 14.

Лютенко В.Є.,
Яресько М.В.
Національний університет
«Полтавська політехніка імені Юрія
Кондратюка»
E-mail: vlutik@ukr.net;

ДИНАМІКА ЕЛЕКТРОМОБІЛЯ З ПРИВОДОМ ВІД
ЕЛЕКТРОДВИГУНА ПОСТІЙНОГО СТРУМУ

УДК 629.331.5

Лютенко В.Є., Яресько М.В. «Динаміка електромобіля з приводом від електродвигуна постійного струму»

Визначення тягово-швидкісних властивостей електромобіля являється важливим елементом при проектуванні нових конструкцій, в тому числі при виборі нових типів електромобілів, що відповідають різним умовам експлуатації. Для вирішення даної задачі найбільш прийнятним є метод теорії електромобіля – науки про експлуатаційні властивості які характеризують спроможність ефективного використання електромобіля в певних умовах і дозволяє оцінити відповідність його конструкції цим умовам. Використання теорії електромобіля на практиці дає можливість підвищити продуктивність електромобіля і значно знизити його експлуатаційні затрати. Для цього необхідно збільшити середню швидкість руху і зменшити експлуатаційні енергетичні затрати.

Тягово – швидкісні властивості визначають динамічність електромобіля – спроможність перевозити пасажирів або вантажів з максимально можливою швидкістю. Чим вища динамічність електромобіля, тим більша його продуктивність.

Важливим елементом також являються методи аналізу таких характеристик електромобіля як силовий і потужностний баланс, динамічна і паливно-економічна характеристика.

В роботі виконано дослідження динаміки електромобіля з приводом від електродвигуна постійного струму. Розроблена методика розрахунку динамічних навантажень у електромашиинній та механічній системах електромобіля. Методика враховує електромагнітні явища у двигуні та коливальні процеси в механічній системі. На основі розробленої математичної моделі і з використанням математичного програмного застосунку MathCAD отримані розрахунки тягового балансу електромобіля, а також – перехідних процесів у електромашиинній та механічній системах, побудовані графіки, які наведені в даній науковій роботі.

Здійснення приводу електромобіля передбачається за допомогою одного електродвигуна постійного струму.

При розробленні математичної моделі було розраховано тяговий баланс та досліджено динаміку пуску привода електромобіля за допомогою математичного програмного забезпечення MathCAD і отримано сили, моменти, переміщення, швидкості та прискорення пружних ланок електромеханічної динамічної системи.

В даний час, при проектуванні електромобілів динамічні фактори, що виникають при їх експлуатації не враховуються. Тому надійність електромобілів можна підвищити, якщо на стадії їх проектування враховувати хвильовий характер навантажень.

Динаміка електромобіля нами розглядалася у взаємодії механічних і електромагнітних процесів і в результаті була отримана математична модель динамічних процесів при роботі, котра включала диференціальні рівняння руху мас, а також диференціальне рівняння електромагнітних явищ в двигуні приводу.

Аналізуючи отриману інформацію можна акцентувати, що динаміці електромобіля з приводом від електродвигуна постійного струму мало приділено уваги і широка інформація практично відсутня. Тому являється актуальним створення продуктивних зразків електромобілів, методик їх розрахунків і проведення наукових досліджень динаміки робочих процесів цих машин на що і направлена дана робота.

Мета роботи полягає в аналізі і розрахунку тягового балансу електромобіля з електродвигуном постійного струму, дослідженню динаміки при перехідних процесах.

Ключові слова: математична модель, динаміка, коливання, електромобіль, привід, механічна, електромашиинна системи, динамічні навантаження, електромеханічні процеси.

V.Ye. Liutenko, M.V. Yaresko "Dynamics of the electric vehicle with the drive from the dc motor"

Determining the traction and speed properties of an electric car is an important element in the design of new structures, including the choice of new types of electric vehicles that meet different operating conditions. To solve this problem, the most acceptable method is the theory of the electric car – the science of operational properties that characterize the ability to use effectively electric car in certain conditions and allows you to assess the compliance of its design with these conditions. The use of the theory of the electric car in practice makes it possible to increase the productivity of the electric car and significantly reduce its operating costs. To do this, increase the average speed and reduce operating energy costs.

Traction – speed properties determine the dynamism of the electric car – the ability to transport passengers or goods at the maximum possible speed. The higher the dynamics of the electric car, the greater its productivity.

An important element is also the methods of analysis of such characteristics of the electric car as power and power balance, dynamic and fuel-economic characteristics.

The study of the dynamics of an electric car driven by a DC motor is performed. A method for calculating dynamic loads in electric and mechanical systems of electric vehicles has been developed. The technique takes into account electromagnetic phenomena in the engine and oscillating processes in the mechanical system. On Based on the developed mathematical model and using the mathematical software application MathCAD, calculations of the traction balance of the electric car, as well as transients in electrical and mechanical systems, graphs are constructed, which are given in this scientific work.

The drive of the electric car is provided by means of one electric motor of a direct current.

During the development of the mathematical model, the traction balance was calculated and the dynamics of starting the electric vehicle drive was investigated using the mathematical software MathCAD and the forces, moments, displacements, velocities and accelerations of the elastic parts of the electromechanical dynamic system were obtained.

Currently, when designing electric vehicles, the dynamic factors that occur during their operation are not taken into account. Therefore, the reliability of electric vehicles can be increased if at the design stage to take into account the wave nature of the loads. We considered the dynamics of an electric car in the interaction of mechanical and electromagnetic processes and as a result obtained a mathematical model of dynamic processes at work, which included differential equations of mass motion, as well as the differential equation of electromagnetic phenomena in the drive motor.

Analyzing the received information it is possible to emphasize that dynamics of the electric car driven by the electric motor of a direct current is paid little attention and the wide information is practically absent. Therefore, it is important to create productive samples of electric vehicles, methods of their calculations and research of the dynamics of the working processes of these machines, which is the purpose of this work.

The purpose of the work is to analyze and calculate the traction balance of an electric vehicle with a DC motor, the study of the dynamics of the transient process.

Keywords: *mathematical model, dynamics, oscillations, electric car, drive, mechanical, electromechanical systems, dynamic loads, electromechanical processes.*

Вступ

Робота механізмів машин, в тому числі електромобілів, під час перехідних процесів супроводжується динамічними навантаженнями [1 – 4], виникнення яких обумовлено пружністю ланок і їхньою здатністю до збудження в них коливальних процесів за певних умов. Змінна складова сил або моментів при пружних коливаннях може бути настільки великою, що сумарні миттєві значення їх перевищують статичні та інерційні навантаження. Це може привести до перевантаження механізмів і їх виходу з ладу. Уникнути цих коливань неможливо, проте можна їх суттєво зменшити на стадії проектування електромобіля.

Отже, врахування динамічних навантажень на ланки механізмів електромобіля та дослідження його тягового балансу є актуальним завданням і на попередньому етапі проектування його доцільно розв'язувати шляхом математичного моделювання.

Враховуючи вище сказане була обрана тема роботи, яка направлена на вирішення викладеної вище проблеми, а саме дослідження тягового балансу та динамічних навантажень у механізмі приводу електромобіля з електродвигуном постійного струму при різних режимах роботи.

Аналіз останніх досліджень

Нами уже наголошувалось на те, що багато уваги приділяється, в наш час, створенню сучасних електромобілів.. Значна увага також приділяється конструюванню електромобілів із приводом від електродвигунів вентильних, змінного та постійного струму. Для удосконалення електромобілів необхідно постійно їх досліджувати і знаходити шляхи найбільш раціональних способів експлуатації.

Електромобіль є прогресивним напрямом автомобілебудування, що отримує значне розповсюдження. Цим і пояснюється наявність, у цей час, великої кількості різних типів електромобілів і їх приводів. Відсутність ж уточненої методики розрахунку електромобілів, в тому числі і їх приводів, ускладнює їхнє проектування і експлуатацію.

Дослідженню та аналізу електро та гібридних автомобілів, в тому числі і їх приводів, визначенню частот коливань, присвячені праці науковців Бахмутова С.В., Каруніна А.Л., Круташова А.В., Капустіна А.А., Ракова В.А., Умяшкіна В.А., Фількіна Н.М., Музафарова Р.С., Бажинова О.В., Смирнова О.П., Серікова С.А., Гнатова А.В., Колеснікова А.В. та ін. У цих роботах електро та гібридні автомобілі описувалися різними розрахунковими схемами і їх динамічні системи розглядалися як одно – та двомасові коливальні системи, які давали можливість визначати частоти коливань [1 – 6]. Визначенню частот коливань механічних систем також присвячені праці зарубіжних вчених Коллаца Л. [7] і Тондла А. [8], Ягодіша Н.Р. [9], Каплана Д. [10].

Формулювання мети досліджень

Мета роботи полягає в аналізі і розрахунку тягового балансу електромобіля з електродвигуном постійного струму, дослідженню динаміки при перехідних процесах.

Результати дослідження

Для визначення основних параметрів електромобіля приймаємо: на несущий кузов автомобіля ЗАЗ–1102 підбираємо і встановлюємо необхідне обладнання для електромобіля. Привід електромобіля здійснюємо електродвигуном постійного струму через додатково встановлений задній міст Москвича – 2140.

Із рівняння динаміки руху електромобіля, яке зв'язує всі сили, що діють на електромобіль під час його руху отримуємо рівняння силового балансу:

$$m_a \frac{dV}{dt} = F_T - F_D - F_{II}, \quad (1)$$

де $m_a \frac{dV}{dt}$ – сила інерції;

V – максимальна швидкість електромобіля. Приймаємо 90 км/г;

F_T – сила тяги на ведучих колесах;

F_D – сила дорожнього опору;

F_{II} – сила опору повітря.

Сила опору дороги F_D рівна сумі сили опору підйому F_G і сили опору коченню F_f , тобто:

$$\begin{aligned} F_D &= F_G + F_f; \\ F_{GT} &= G_a \sin \beta = 11025 \cdot \sin 0,59 = 6505 \text{ H}; \\ F_f &= G_a \cos \beta \cdot f = 11025 \cdot \cos 0,81 = 214 \text{ H}, \end{aligned} \quad (2)$$

де G_a – повна вага електромобіля, $G_a = m_a g = 1125 \cdot 9,8 = 11025 \text{ H}$;

$\beta = 36^\circ$ – максимальний підйом, що долає електромобіль;

f – коефіцієнт опору коченню. Нами визначений і рівний 0,024.

Сила опору повітря визначається за формулою

$$F_{\Pi} = \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot V^2 = \frac{1}{2} \cdot 0,3 \cdot 1,293 \cdot 90^2 = 1571 \text{ Н}, \quad (3)$$

C_x – коефіцієнт аеродинамічного опору. Приймаємо по [4] рівним 0,3;

ρ – щільність повітря. Приймаємо по [4] рівним $1,293 \frac{\text{Н} \cdot \text{с}^2}{\text{м}^4}$.

В свою чергу, сила тяги електричного автомобіля визначається наступним чином

$$F_T = \frac{M_T}{r_{\delta}}, \quad (4)$$

де M_T – тяговий момент;

r_{δ} – динамічний радіус колеса.

Із джерел [1,6] тяговий момент електродвигуна постійного струму з послідовним збудженням буде визначатися наступною диференціальною залежністю:

$$M_T(t) = A_0 u + A_1 M_T(t) + A_2 u^2 V(t), \quad (5)$$

де A_0, A_1, A_2 – постійні електродвигуна. Значення постійних визначаються виразами:

$$A_0 = \frac{2M_k}{S_k}; \quad A_1 = \frac{1}{\omega_0 S_k}; \quad A_2 = \frac{2M_k}{\omega_0 S_k}, \quad (6)$$

де M_k – критичний момент двигуна;

S_k – критичне ковзання ротора;

ω_0 – синхронна кутова швидкість двигуна;

t – час.

Враховуючи вирази (1 – 6) одержимо рівняння руху електричного автомобіля:

$$m_a V'(t) = \frac{M_T(t)}{r_{\delta}} - G_a \cdot f - \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot V^2. \quad (7)$$

Отриманий вираз (7) дійсний для динаміки руху електричного автомобіля по горизонтальній дорозі. При русі електромобіля на спуск (рис.1 а) рівняння буде мати наступний вигляд:

$$m_a V'(t) = \frac{M_T(t)}{r_{\delta}} + G_a \sin \beta - G_a \cos \beta \cdot f - \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot V^2. \quad (8)$$

При русі електромобіля на підйом (рис. 1 б) рівняння буде мати наступний вигляд:

$$m_a V'(t) = \frac{M_T(t)}{r_{\delta}} - G_a \sin \beta - G_a \cos \beta \cdot f - \frac{1}{2} C_x \cdot \rho \cdot V^2. \quad (9)$$

Необхідно зауважити, що виведені вище рівняння динаміки руху можна віднести також і до тролейбуса так як у них, для привода, теж використовуються електричні двигуни постійного струму з послідовним збудженням.

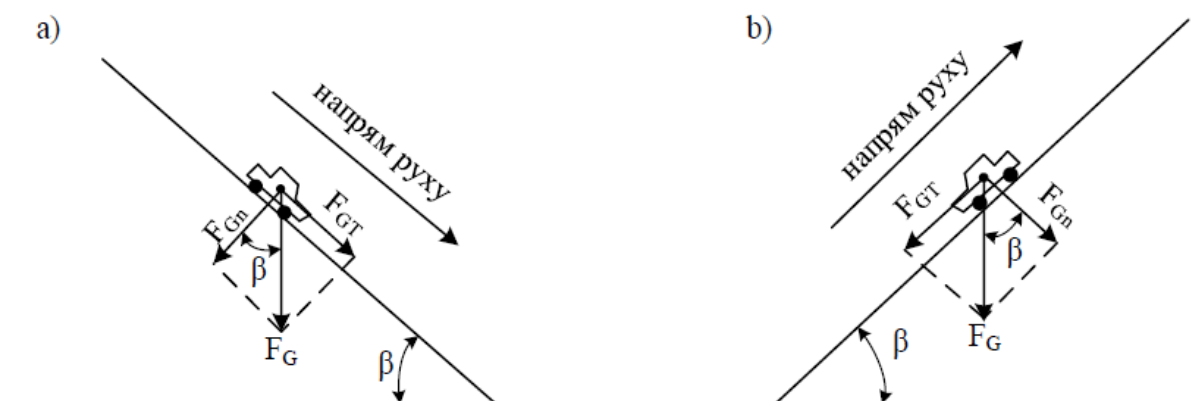


Рис. 1. Розклад сили ваги $F_G = G_a$ електромобіля під час руху на спуск – (рис. 1 а) та на підйом – (рис. 1 б)

Отримані дані для подальших розрахунків заносимо в таблиці 1 та 2.

Таблиця 1

Параметри електромобіля

Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення	Параметри	Одиниці вимірювання	Числові значення
m_a	кг	1125	u	–	3,5
$F_G = G_a$	Н	11025	r_δ	м	0,3
F_{GT}	Н	6505	F_f	Н	214
F_{II}	Н	1571	V_{max}	м/с	25

Таблиця 2

Значення постійних електродвигуна

Тип електро-двигуна	Режим роботи електро-двигуна	Кутова швидкість ротора електро-двигуна, рад/с	Постійні електродвигуна		
			A_0	A_1	A_2
Siemens IP V5135-4WS14 N=30 кВт n = 3000 об/хв	робоча характеристика	314,16	38951	– 0,30726	– 498,3185

Для зручності рішення на ЕОМ системи рівнянь (7 – 9) з використанням застосунку MathCAD приводимо її до такого вигляду з подальшою заміною $S = z(t)$; $V = V(t)$; $V' = d(t)$; $M_T = M(t)$, де S – шлях пройдений електромобілем, V – швидкість електромобіля; $V' = d(t)$ – прискорення електромобіля:

$$z(t) = V(t);$$

$$V'(t) = \frac{uM(t)}{r_\delta m_a} - \frac{u}{m_a} (F_{GT} + F_f + F_{II});$$

$$M'(t) = -\frac{A_0 u}{A_1} - \frac{A_2 u^2}{A_1} z'(t) + \frac{M(t)}{A_1}; \quad (10)$$

$$d(t) = \frac{uM(t)}{r_0 m_a} - \frac{u}{m_a} (F_{GT} + F_f + F_{II}).$$

Після підстановки даних взятих із таблиць 1 і 2 будемо мати:

$$\begin{aligned} z(t) &= V(t); \\ V'(t) &= 0.01036M(t) - 25.8; \\ M'(t) &= 126769 - 19884z'(t) - 3.26m(t); \\ d(t) &= 0.01036M(t) - 25.8. \end{aligned} \quad (11)$$

Початкові умови маємо наступні:

$$t(0) = 0; \quad z(0) = 0; \quad V(0) = 0; \quad d(0) = 0; \quad M(0) = 0.$$

Розв'язання системи рівнянь (11) робимо для механізмів електромобіля, що мають параметри, наведені в таблицях 1 і 2.

У результаті розв'язання одержуємо значення моменту електродвигуна, переміщення, а також швидкості та прискорення електромобіля (рис. 2 – 4).

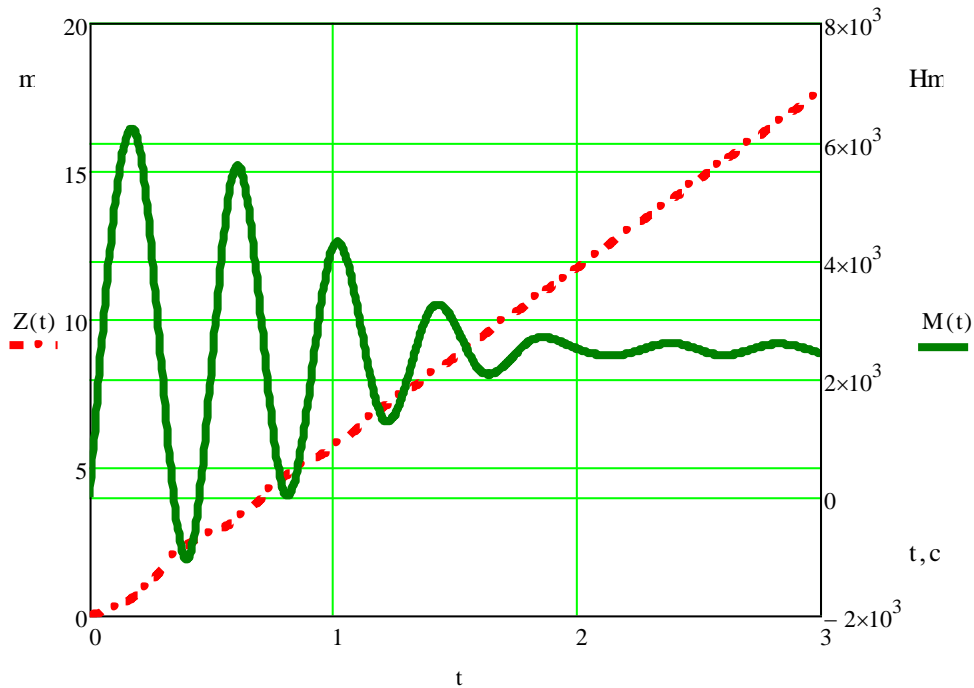


Рис. 2. Переміщення маси $Z(t) = S$ та зміна моменту електродвигуна механізму приводу електромобіля $M(t) = M_T$

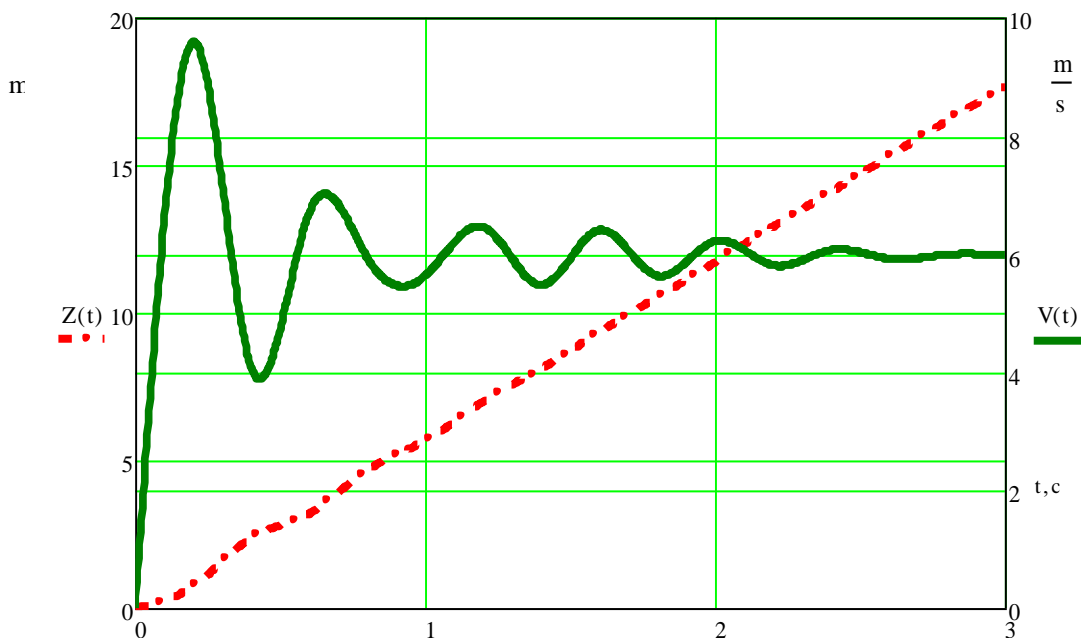


Рис. 3. Переміщення маси $Z(t) = S$ та швидкості $V(t) = V$ електромобіля

Побудований за виконаними розрахунками графік зміни моменту електродвигуна у функції часу (рис. 2) показує, що розгін привода електромобіля триває близько 1,8 с від моменту його включення. Максимального значення момент досягає при $t = 0,2$ с.

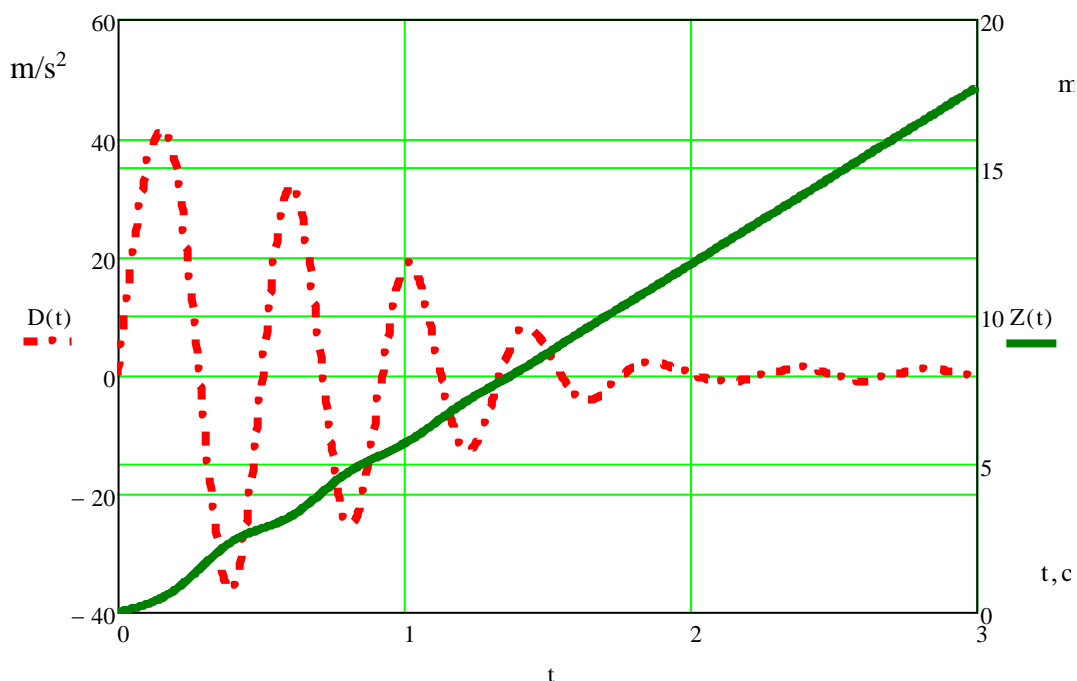


Рис. 4. Переміщення маси $Z(t) = S$ та прискорення $V'(t) = D(t)$ електромобіля

Використання числових методів інтегрування диференціальних рівнянь руху і електромагнітного стану дає можливість використовувати запропоновану методику для розрахунку динамічних навантажень у електромашинній та механічній системах електромобілів та їх гібридів.

Висновки

Виконаний аналіз та розрахунок тягового балансу електромобіля з електродвигуном постійного струму, досліджено динаміку при перехідних процесах.

При використанні створеної математичної моделі можливість проводити аналіз перехідних процесів електромобіля з урахуванням нерозривної взаємодії електричної машини і механічної частини приводу.

Отримані результати дослідження механізму приводу електромобіля, з застосуванням математичного програмного середовища MathCAD, можуть бути використані при проектуванні, розрахунку тягового балансу та визначенні динамічних навантажень в ланках електромобілів.

Список використаних джерел

1. Чабан В. Й. Математичне моделювання в електротехніці / В.Й. Чабан. – Львів.: Вид-во Тараса Сороки, 2010. – 508 с.
2. Бахмутов С.В. Конструктивные схемы автомобилей с гибридными силовыми установками: учебное пособие / С.В. Бахмутов, А.Л. Карунин, А.В. Круташов.– М.: МГТУ «МАМИ», 2007.– 71 с.
3. Капустин А.А. Гибридные автомобили: учебное пособие / А.А. Капустин, В.А. Раков; М-во образ. и науки РФ, Вологод. гос. ун-т. – Вологда: ВолГУ, 2006. – 96 с.
4. Умняшкин В.А. Теория автомобиля: учеб. пособие / В.А. Умняшкин, Н.М. Филькин, Р.С. Музафаров.– Ижевск. Изд-во ИжГТУ, 2006.– 272 с.
5. Бажинов О.В. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков, А.В. Гнатов, А.В. Колесніков. – Харків, ХНАДУ, 2008. – 327 с.
6. Ключев В.И. Ограничение динамических нагрузок электропривода / В.И. Ключев. – М.: Энергия, 1976. – 320 с.
7. Коллац Л. Задачи на собственные значения: Монография.– М.:Наука, 1968.– 504 с.
8. Тондл А. Автоколебания механических систем: Монография.–М.: Мир, 1979.– 432 с.
9. Jagadish, H. P. Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTFC and Fuzzy Speed Regulator / H. P. Jagadish, S. F. Kodad // International Journal of Electrical and Electronics Engineering. – 2011. – № 5. – P. 17-27.
10. Kaplan, D. Understanding Nonlinear Dynamics / D. Kaplan, L. Glass. – New York: Springer-Verlag, 1995. – 420 p.

References

1. Chaban V. J. Matematische modellen in Elektrotechniki / V.J. Chaban. - Lviv.: Vida-vo Taras Soroki, 2010. - 508 s.
2. Bakhmoutov C.V. Hybrid Powered Vehicle Designs: Training Manual / C.V. Bakhmoutov, A.L. Karunin, A.V. Krutoshov. M.: MGTU «MAMI», 2007.- 71 s.
3. Kapustin A.A. Hybrid Cars: Teaching Manual / A.A. Kapustin, V.A. Rakov; M. Image and Science of the Russian Federation, Vologd. Mr. Sunt.- Vologda: Volga, 2006. - 96 s.
4. Umniashkin V.A. Clever-Yashkin Car Theory: Study Manual / V.A. Umniashkin, N.M. Filkin, R.S. Muzafarov.- Izhevsk. Izd-vo Izgtu, 2006 - 272 s.
5. Bazhinov O.V. Gybridni automobili / O.V. Bazhinov, O.P. Smirnov, S.A. Syrykov, A.V. Gnatov, A.V. Kolyovnikov. - Kharkiv, 2008. - 327 s.
6. Key V.I. Control of dynamic loads of electric drive / V.I. Key. - M.: Energy, 1976. - 320 s.
7. Collac L. Eigenvalues: Monograph.- M.:Science, 1968.- 504 s.
8. Tondle A. Automatic oscillations of mechanical systems: Monograph.- M.: World, 1979.- 432 s.
9. Jagadish, H. P. Robust Sensorless Speed Control of Induction Motor with DTFC and Fuzzy Speed Regulator / H. P. Jagadish, S. F. Kodad // International Journal of Electrical and Electronics Engineering. - 2011. - 5. - S. 17-27.
10. Kaplan, D. Understanding Nonlinear Dynamics / D. Kaplan, L. Glass. - New York: Springer-Verlag, 1995. - 420 s.

Автухов А.К.,
Тимчук С.О.,
Кур'янов О.С.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства імені
Петра Василенка
E-mail: fpkntush@i.ua

УЗАГАЛЬНЕННЯ СПОСОБІВ ВИЗНАЧЕННЯ
ГЕОМЕТРИЧНИХ РОЗМІРІВ ПРОКАТНИХ
ВАЛКІВ І ВЕЛИЧИНИ ЇХ ЗНОСУ ПРИ
ЕКСПЛУАТАЦІЇ

УДК 669.15-196

Автухов А.К., Тимчук С.О., Кур'янов О.С. «Узагальнення способів визначення геометричних розмірів прокатних валків і величини їх зносу при експлуатації»

В роботі наведені основні способи визначення геометричних параметрів прокатних валків і величини їх зносу при експлуатації. Показано, що для визначення геометричних розмірів під час виготовлення та величини зносу прокатних валків при експлуатації використовуються різні види обладнання. Наведено, що відповідно до технічних вимог основного робочого інструменту прокатних станів контроль їх геометричних розмірів проводиться обмірними інструментами за ГОСТ 7502, ГОСТ 427, ГОСТ 166. Відмічено, що для вимірювань профілю прокатних валків при обробці на вальцешліфувальних верстатах «HERKULES» застосовується пристрій для вимірювань геометричних параметрів прокатних валків виробництва НСС / KPM Electronics GmbH. Надано опис вимірювального пристосування для визначення форми і розмірів профілю валків валкових систем квартостанів гарячої прокатки. Узагальнено способи визначення величини зносу прокатних валків при експлуатації. Показано, що оптимальним способом для визначення величини зносу прокатних валків під час експлуатації є спосіб визначення зміни розмірів і форми поверхні виробів, який полягає в тому, що на поверхні виробу за допомогою конусної фрези строго визначеної форми наносять штучну базу – поглиблення у формі конуса. Після створення поглиблення на досліджену поверхню, поруч з поглибленням розміщують контрольні розмірні елементи. Фотоапаратом робиться знімок поглиблення разом з контрольним елементом. Після певного періоду експлуатації повторно роблять фотографію штучної бази. Отримані знімки в bmp або jpg форматі вводяться в комп'ютер, де за допомогою спеціальної програми обробляються з метою визначення їх глибини. Фактичні значення зносу валка під час експлуатації визначає різниця глибини штучної бази до початку експлуатації і після експлуатації.

Ключові слова: прокатні валки, геометричні розміри, величина зносу, вимірювальні пристосування..

Автухов А.К., Тимчук С.А., Курьянов А.С. «Обобщение способов определения геометрических размеров прокатных валков и величины их износа при эксплуатации»

В работе приведены основные способы определения геометрических параметров прокатных валков и величины их износа при эксплуатации. Показано, что для определения геометрических размеров при изготовлении и величины износа прокатных валков при эксплуатации используются различные виды оборудования. Указано, что в соответствии с техническими требованиями к основному рабочему инструменту прокатных станков контроль их геометрических размеров проводится измерительными инструментами по ГОСТ 7502, ГОСТ 427, ГОСТ 166.

Отмечено, что для измерений профиля прокатных валков при обработке на вальцешлифовальных станках «HERKULES» применяется устройство для измерений геометрических параметров прокатных валков производства НСС/КРМ Electronics GmbH. Предоставлено описание измерительного приспособления для определения формы и размеров профиля валков валковых систем квартостанов горячей прокатки. Обобщены способы определения величины износа прокатных валков при эксплуатации.

Показано, что оптимальным способом для определения величины износа прокатных валков во время эксплуатации есть способ определения изменения размеров и формы поверхности изделий, который заключается в том, что на поверхности изделия с помощью конусной фрезы строго определенной формы наносят искусственную базу – углубление в форме конуса. После создания углубления на исследуемую поверхность, рядом с углублением размещают контрольные размерные элементы.

Фотоапаратом делается снимок углубления вместе с контрольным элементом. После определенного периода эксплуатации повторно делают фотографию искусственной базы. Полученные снимки в bmp или jpg формате вводятся в компьютер, где с помощью специальной программы обрабатываются с целью определения их глубины. Фактические значения износа валка при эксплуатации определяет разница глубины искусственной базы до начала эксплуатации и после эксплуатации.

Ключевые слова: прокатные валки, геометрические размеры, величина износа, измерительные приспособления.

A.K. Avtukhov, S.A. Timchuk, A.S. Kuryanov "Generalization of methods for determining the geometric dimensions of rolling rolls and the magnitude of their wear during operation"

The paper presents the main methods for determining the geometric parameters of the rolls and the value of their deterioration during the operation. It is shown that various types of equipment are used to determine the

geometric dimensions during manufacture and the amount of deterioration of the rolls during operation. It is shown that, in accordance with the technical requirements for the main working tool of rolling mills, control of their geometric dimensions is carried out with measuring instruments in accordance with GOST 7502, GOST 427, GOST 166. It is noted that a device for measuring the geometric parameters of rolling rolls manufactured by HCC/KRM Electronics GmbH is used to measure the profile of the rolls during processing on the HERKULES roll grinders. A description of the measuring device for determining the shape and size of the roll profile of roll systems of hot rolling quarters is provided. Methods for determining the amount of wear of rolling rolls during operation are generalized. It is shown that the optimal method for determining the amount of wear of the rolling rolls during operation is a method for determining the change in the size and shape of the surface of products, which consists in the fact that an artificial base is applied on the surface of the product using a cone cutter of a strictly defined shape – a cone-shaped depression. After creating a depression on the surface under study, control dimensional elements are placed next to the depression.

The camera takes a picture of the recess together with the control element. After a certain period of operation, a photo of the artificial base is taken again. The resulting images in bmp or jpg format are entered into a computer, where they are processed using a special program to determine their depth. Actual values of roll deterioration during the operation are determined by the difference in the depth of the artificial base before the start of the operation and after operation.

Keywords: *rolling rolls, geometrical dimensions, wear value, measuring devices.*

Актуальність задачі

Основним завданням металургійної промисловості є підвищення ефективності і поліпшення якості продукції, що випускається. У прокатному виробництві це пов'язано з розширенням сортаменту металопрокату, скороченням витрат на його виробництво, збільшенням міжремонтного періоду експлуатації прокатних валків [1]. На зниження продуктивності прокатних станів істотно впливає знос прокатних валків.

Згідно з даними літературних джерел, знос валків залежить від багатьох чинників: якості матеріалу з якого вони виготовлені; температурних умов прокатки; питомого тиску металу, відносного обтиску, швидкості деформації та ковзання металу, що прокочується відносно поверхні валків; довжини сортаменту прокату; інтенсивності охолодження і стану поверхні валків, чистоти обробки її поверхні та ін. [2 – 4].

Дослідженню зносу і стійкості деталей машин присвячені роботи багатьох видатних вчених [5 – 9]. Значні роботи в цій області виконані фахівцями з обробки металів тиском [10 – 11].

В основі дослідження зносу прокатних валків лежить визначення початкових геометричних параметрів досліджуваних поверхонь і зміна їх у процесі експлуатації.

Для визначення геометричних розмірів під час виготовлення та величини зносу прокатних валків при експлуатації використовуються різні види обладнання, виготовлення і застосування яких не завжди економічно виправдано.

Формулювання мети дослідження

Узагальнення способів визначення геометричних параметрів прокатних валків і величини їх зносу при експлуатації для встановлення фактичних розмірів робочих поверхонь.

Результати дослідження

Відповідно до технічних вимог до основного робочого інструменту прокатних станів контроль геометричних розмірів прокатних валків виконується вимірювальними інструментами по ГОСТ 7502, ГОСТ 427, ГОСТ 166 [12 – 13].

Слід зазначити, що в даний час для визначення геометричних розмірів прокатних валків використовується і інші пристрої. Так, для вимірювань профілю прокатних валків при їх обробці на вальцешліфувальних верстатах «HERKULES» застосовується обладнання виробництва HCC/KRM Electronics GmbH, Німеччина, наведене на рис.1 [14].

Принцип дії пристрою для вимірювання геометричних параметрів прокатних валків (далі – пристрій) заснований на контактному методі вимірювань. Конструкція являє собою скобу, на кінцях якої розташовані вимірювальні елементи, що контактують з поверхнею валка. При цьому реалізується двоточкова схема вимірювання лінійних розмірів.

Стійка пристроїв встановлена на нижніх санчатах шліфувального супорта. Вимірювальні важелі пересуваються за допомогою лінійного приводу і тримають верхній і нижній вимірювальні щупи. Лінійне переміщення вимірювального щупа перетворюється в уніфікований вихідний сигнал, що містить інформацію про величину і напрямки переміщення, придатний для обробки в вимірювальних системах і цифрової індикації.

В положення спокою, для захисту від пошкодження пристрій відкидається вгору. При необхідності пристрій повертається в позицію вимірювання. Вимірювання можуть здійснюватися на нерухомому валку або під час його обертання.



Рис. 1. Пристрій для вимірювань геометричних параметрів прокатних валків

Дане обладнання дає можливість визначати геометричні розміри прокатних валків при їх виробництві і при перешліфовках. Однак слід зазначити, що використовувати його для визначення величини зносу робочої поверхні прокатних валків під час їх експлуатації не надається можливим.

При зносі прокатних валків погіршуються якісні показники металопродукції, такі як стан поверхні і його геометрія.

У зв'язку з цим контроль величини зносу і зміна форми валків є обов'язковою вимогою технічного завдання, яке забезпечується технічними вимогами на валки.

Зміну форми валків з гладкою бочкою можна перевірити індикаторною лінійкою, або спеціальним пристроєм.

При вимірюванні профілю валка індикаторною лінійкою, останню встановлюють на крайові бочки. Уздовж індикаторної лінійки пересувають повзун із закріпленим на ньому індикатором, за показаннями якого визначають величину зносу робочої поверхні валка [1].

Автори статті «Дослідження зносу листових валків валкових систем квартостанов гарячої прокатки» [15] для вивчення характеру зносу валків чистової групи стану 2000 застосували спеціально сконструйоване пристосування у вигляді балки, яке базується на бочці валка (див. рис. 2). По довжині балки в лінію, паралельну осі валка, були вмонтовані індикатори годинникового типу (21 штука) з ціною розподілу 0,01 мм. Крок розміщення індикаторів – 100 мм, крім крайніх. Крайні індикатори встановлювали з таким розрахунком, щоб виміри виконувалися в точках, віддалених від краю бочки на 20 мм.

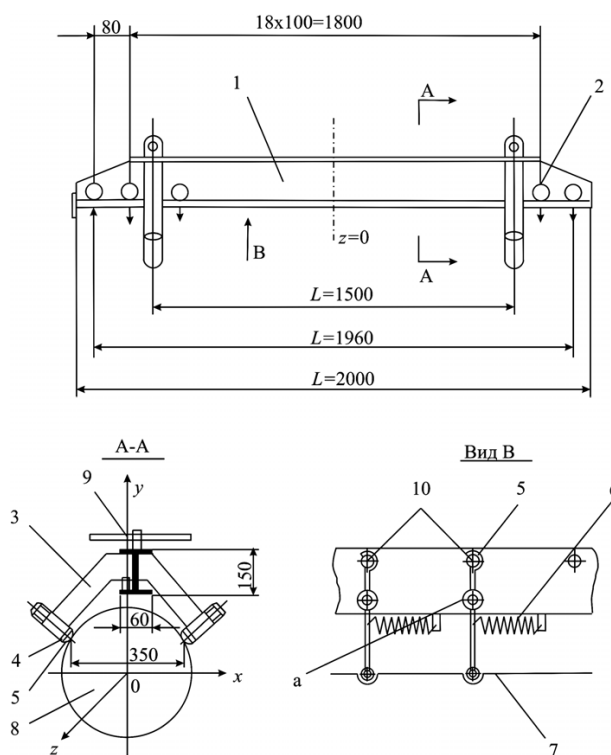


Рис. 2. Вимірювальне пристосування для визначення форми і розмірів профілю валків:
1 – двотаврова балка; 2 – індикатори годинникового типу; 3 – скоби; 4 – втулка; 5 упори;
6 – пружина; 7 – тяга; 8 – бочка валка; 9 – рукоятка; 10 – механізм фіксації ніжок індикаторів; а – вісь

При вимірах опорних валків відстань між упорами 5 дорівнювала 350 мм. Відстань вибирали з таким розрахунком, щоб забезпечити стабільне положення пристосування на валку і зазор між валком і балкою 10...15 мм. За допомогою представленого пристосування визначали знос чавунних робочих валків (виконання ЛПХНД-71) діаметром 800...760 мм; і сталевих опорних валків (сталь 9ХФ) діаметром 1600...1460 мм.

Для визначення величини зносу валків на робочій поверхні бочки в радіальному напрямку керном наносили поглиблення, які називали «кернами». За зміною глибини «кернів» оцінювали величину зносу в місцях їх нанесення. «Керни» наносили по координатам $z = (-0,9; 0,9; 0,8; 0,8; 0)$, де z – вісь обраної системи координат, що збігається за напрямком з віссю валка (цифри дані в метрах). Керни по кожній координаті наносили двома діаметрально протилежними гніздами: по 3 керна в кожному гнізді. Глибину кернів вимірювали індикатором (ціна розподілу 0,01 мм) з використанням пристрою, який показано на рис. 3.

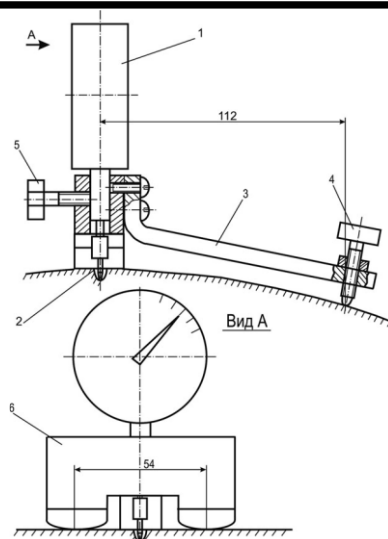


Рис. 3. Пристрій для вимірювання величини зносу з використанням кернів:
1 – стандартний індикатор годинникового типу з ціною роподілу 0,01 мм; 2 – вимірювальна голка; 3 – установча планка; 4 – регулювальний гвинт; 5 – фіксуєчий гвинт; 6 – опора

Запропоноване обладнання дає можливість досить точно визначити величину зносу прокатних валків, але воно складне у виготовленні і трудомістке при проведенні вимірювань.

Оптимальним способом для визначення величини зносу прокатних валків під час експлуатації є спосіб, який полягає в тому, що на поверхні виробу (як і при використанні обладнання, яке представлено на рис. 2 – 3) наносяться штучні бази у вигляді заглиблень.

Але слід зазначити, в цьому випадку заглиблення наносять у формі конуса за допомогою конусної фрези суворо визначеної форми (рис. 4). Надалі зі зміни глибини штучної бази, яке визначають за допомогою розрахунків по відбитку її дна до початку експлуатації і після певного періоду експлуатації, визначають величину зносу.



Рис. 4. Нанесення штучної бази на робочу поверхню прокатного валка

Методика визначення глибини штучної бази полягає в наступному. Після утворення заглиблення на досліджуваній поверхні, поруч з відбитком штучної бази розміщують контрольний розмірний елемент у вигляді каліброваної смуги. Фотоапаратом (бажано використовувати фотоапарат з максимальним розширенням) робиться знімок поглибленням разом з контрольним елементом. Після певного періоду експлуатації повторно роблять знімок штучної бази. Також, як і в початковому випадку поруч з поглибленням розміщують контрольний розмірний елемент.

Отримані знімки в bmp або jpg форматі вводяться в будь-яку з програм для розробки креслярської документації, яка використовує векторну графіку, наприклад: Autocad, Inventor, Solid Works, Компас тощо. На знімках з високим ступенем збільшення проставляються розміри діаметра дна конуса заглиблення і характерного розміру контрольного елемента. Природно, розміри, визначені програмою, не будуть відповідати реальності. Але в даному випадку нас цікавить не абсолютне значення розмірів, які визначить програма, а співвідношення діаметра дна конуса заглиблення до розміру контрольного елемента. Знаючи точний розмір контрольного елемента, можна за допомогою пропорції визначити діаметр дна конуса заглиблення.

На підставі діаметра дна конуса за допомогою розрахунків визначають глибину відбитка. Різниця глибини штучної бази до початку експлуатації і після експлуатації показує фактичні значення зносу валка під час експлуатації.

Даний метод простий і зручний для практичного застосування без використання складного устаткування.

Використання даного способу дозволяє з точністю 0,01 мм визначити зміну розмірів і форми робочої поверхні прокатного валка при експлуатації.

Висновки

Для визначення геометричних розмірів під час виготовлення і величини зносу прокатних валків при їх експлуатації використовуються різні види обладнання.

Устаткування, яке застосовується при виробництві і при перешліфовках прокатних валків використовувати для визначення величини зносу робочої поверхні прокатних валків під час експлуатації не завжди надається можливим.

Для вимірювання величини зносу валків листопрокатних станів застосовуються індикаторні лінійки або спеціально сконструйовані пристосування у вигляді балки з вмонтованими індикаторами годинникового типу, які складні в виготовленні і трудомісткі при проведенні вимірювань.

Оптимальним способом для визначення величини зносу прокатних валків під час експлуатації є спосіб, який полягає в тому, що на поверхні виробу за допомогою конусної фрези суворо визначеної форми наносять штучну базу – поглиблення у формі конуса.

За допомогою фотоапарата фіксуються розміри штучних баз до експлуатації і після експлуатації. Отримані знімки переносять на комп'ютер, де за допомогою спеціальної програми обробляються отримані в форматі bmp зображення досліджуваних штучних баз і визначається їх глибина. Різниця глибини штучної бази до початку експлуатації і після експлуатації показує фактичні значення зносу валка під час експлуатації.

Використання даного способу дозволяє з точністю 0,01 мм визначити зміну розмірів і форми робочої поверхні прокатного валка при експлуатації.

Список використаних джерел

1. Производство и применение прокатных валков: справочник / Т. С. Скобло и др. Ред. Т. С. Скобло. – Харьков: ЦД № 1, 2013. – 572 с.

2. Целиков А.И. Зюзин В.И. Современное развитие прокатных станов. – Москва: Металлургия, 1972. – 399 с.

3. Москалев А.Н., Ветров Б.Г., Зелинский В.Ф., Коновалов Л.А. Повышение эффективности производства и эксплуатации прокатных валков. – Москва: Металлургия, 1983. – 64 с.

4. Скобло Т. С., Автухов А. К., Соколов Р. Г. Анализ эксплуатационной стойкости двухслойных чугуновых валков // Сталь. – 2015. – №2. – С. 34-37.

5. Крагельский И. В. Трение и износ. Изд. 2-е, перераб. и доп. – Москва: Машиностроение, 1968. – 480 с.

6. Крагельский И. В., Алисин В. В. Трение, изнашивание и смазка: справочник в 2-х кн. – Москва: Машиностроение, 1979. – 358 с.
7. Дроздов Ю. В., Арчegov В. Г., Смирнов В. И. Противозадирная стойкость трущихся тел. – Москва: Наука, 1981. – 139 с.
8. Тейбор Д. Износ. Краткий исторический обзор : пер. с англ. Д. Тейбор // Проблемы трения и смазки. – Москва, 1974. – № 4. – С. 6–16.
9. Хаккен Г. Синергетика: пер. с нем. Г. Хаккен. – Москва: Мир, 1980. – 440 с.
10. Эксплуатация валков обжимных и сортовых станков / Н. М. Воронцов и др. – Москва: Metallurgiya, 1973. – 288 с.
11. Быстров В. А. Дьяков П. К., Уманец А. Г. Условия эксплуатации и износ валков прокатного стана горячего металла // Известия вузов. Черная металлургия. – Москва. – 2014. – № 5. – С. 24–29.
12. ОСТ 24.013.20-90. Издание. Валки стальные кованные для холодной прокатки металлов. Технические условия. [Действует с 01.01.1991 Изд. офиц. НПОтяжмаш. 1990. – 20с.
13. ТУУ 27.1-26524137-1291-2007. Видання. Валки чугунные для горячей прокатки металла. [Чинний від. 01.02.2007. Вид. офиц. Харків. 2007. 29 с.].
14. all-pribors.ru>opisanie.
15. Борисов В. И., Голубьев В. В. Исследование износа листовых валков валковых систем квартостанов горячей прокатки // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия. “Машиностроение”. – Москва. – 2005. – №4. – С.49-62.

References

1. Proizvodstvo i primeneniye prokatnykh valkov: spravochnik / T. S. Skoblo i dr. Red. T. S. Skoblo. – Khar'kov, 2013. – TSD № 1. – 572 s.
2. Tselikov A.I. Zyuzin V.I. Sovremennoye razvitiye prokatnykh stanov. – Moskva: Metallurgiya, 1972. – 399 s.
3. Moskalev A.N., Vetrov B.G., Zelinskiy V.F., Konovalov J.I.A. Povysheniye effektivnosti proizvodstva i ekspluatatsii prokatnykh valkov. – Moskva: Metallurgiya, 1983. – 64 s.
4. Skoblo T. S., Avtukhov A. K., Sokolov R. G. Analiz ekspluatatsionnoy stoykosti dvukhsloynnykh chugunnykh valkov. Stal'. 2015. – №2. – S. 34-37.
5. Kragel'skiy I. V. Treniye i iznos. Izd. 2-ye, pererab. i dop. – Moskva: Mashinostroyeniye, 1968. – 480 s.
6. Kragel'skiy I. V., Alisin V. V. Treniye, iznashivaniye i smazka: spravochnik v 2-kh kn. – Moskva: Mashinostroyeniye, 1979. – 358 s.
7. Drozdov YU. V., Archegov V. G., Smirnov V. I. Protivozadirnaya stoykost' trushchikhsya tel. – Moskva: Nauka, 1981. – 139 s.
8. Teybor D. Iznos. Kratkiy istoricheskiy obzor : per. s angl. D. Teybor. Problemy treniya i smazki. – Moskva, 1974. № 4. – S. 6–16.
9. Khakken G. Sinergitika : per. s nem. G. Khakken. Moskva: Mir, 1980. 440 s.
10. Ekspluatatsiya valkov obzhimnykh i sortovykh stanov / N. M. Vorontsov i dr. – Moskva : Metallurgiya, 1973. – 288 s.
11. Bystrov V. A. D'yakov P. K., Umanets A. G. Usloviya ekspluatatsii i iznos valkov prokatnogo stana goryachego metalla . Izvestiya vuzov. Chernaya metallurgiya. – Moskva. 2014. – № 5. – S. 24– 29.
12. OST 24.013.20-90. Izdaniye. Valki stal'nyye kovanyye dlya kholodnoy prokatki metallov. Tekhnicheskkiye usloviya. [Deystvuyet s 01.01.1991 Izd. ofits. NPOtyazhmash. 1990. – 20s.
13. TUU 27.1-26524137-1291-2007. Vidannya. Valki chugunnyye dlya goryachey prokatki metalla. [Chinniy vid. 01.02.2007. Vid. ofits. Kharkiv. 2007. 29 s.].
14. all-pribors.ru>opisanie.
15. Borisov V.I., Golub'yev V.V. Issledovaniye iznosa listovykh valkov valkovykh sistem kvartostanov goryachey prokatki // Vestnik MGTU im. N.E. Bauman. Seriya. “Mashinostroyeniye”. – Moskva. 2005. №4. – S.49-62.

Зыбцев Ю.В.

Харьковский национальный автомобильно-
дорожный университет
E-mail: keat@khadi.kharkov.ua.

**ИЗМЕНЕНИЕ КОНФИГУРАЦИИ КРИВОЙ
КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВС
ПРИ РАЗГОНЕ АВТОМОБИЛЯ**

УДК 625.032. 821

Зыбцев Ю.В. «Изменение конфигурации кривой крутящего момента ДВС при разгоне автомобиля»

В рассмотренных случаях наблюдается смещение частоты максимального момента как в область низких, так и в область высоких оборотов, причем направление смещения нельзя однозначно привязать к типу двигателя или фирме-изготовителю, хотя стоит отметить, что у всех упомянутых двигателей группы Volkswagen максимумы смещены вправо.

В большинстве случаев максимальный крутящий момент при разгоне снижается. На проверенных автомобилях снижение не выходит за пределы 8%. Это следует использовать при решении практических задач, например, вычисления времени разгона автомобилей. В зоне низких частот у некоторых двигателей момент падает в 3–6 раз по сравнению с номинальным, полученным в установившихся режимах. Предположительно, степень этого падения зависит от технического состояния двигателя, например, изношенности цилиндно-поршневой группы.

Полученные результаты не дают оснований для выработки практических рекомендаций, однако явно указывают на необходимость дальнейшего изучения вопроса. Нужны более обширные и тщательные исследования, в частности, с учетом возраста двигателя, чтобы исключить влияние технического состояния.

Экспериментальные исследования представлены в виде экспериментальных зависимостей, которые отражают кривые крутящего момента двигателей легковых автомобилей, снимаемые на установившихся нагрузках при разгоне, зависят от диапазона скоростей и от темпа разгона.

При разгоне в дорожных условиях максимальное значение крутящего момента получается при меньшей угловой скорости вращения на 100–200 мин⁻¹.

Разработана методика восстановления кривой крутящего момента по параметрам разгона и выбега автомобиля при допущении, что статические сопротивления при разгоне и выбеге одинаковые, а динамический радиус равен радиусу качения.

Ключевые слова: автомобиль, крутящий момент, разгон, частота, снижение, смещение, эксперимент.

Зыбцев Ю.В. «Зміна конфігурації кривої моменту ДВЗ під час розгону автомобіля»

У розглянутих випадках спостерігається зсув частоти максимального моменту як в область низьких, так і в область високих обертів, причому напрямок зсуву можна однозначно прив'язати до типу двигуна або фірми-виробнику, хоча варто відзначити, що у всіх згаданих двигунів групи Volkswagen максимуми зміщені вправо.

У більшості випадків максимальний крутний момент при розгоні знижується. На перевірених автомобілях зниження не виходить за межі 8%. Це слід використовувати при вирішенні практичних завдань, наприклад, обчисленні часу розгону автомобілів. У зоні низьких частот у деяких двигунів момент падає в 3–6 разів у порівнянні з номінальним, отриманим в сталих режимах. Імовірно, ступінь цього падіння залежить від технічного стану двигуна, наприклад, зношеності циліндро-поршневої групи.

Отримані результати не дають підстав для створення практичних рекомендацій, проте явно вказують на необхідність подальшого вивчення питання. Потрібні більш ретельні дослідження, зокрема, з урахуванням віку двигуна, щоб виключити вплив технічного стану.

Експериментальні дослідження представлені у вигляді залежностей, які відображають криві крутного моменту двигунів легкових автомобілів, що знімаються на сталих навантаженнях при розгоні, залежать від діапазону швидкостей і від темпу розгону.

При розгоні в дорожніх умовах максимальне значення крутного моменту виходить при меншій кутовій швидкості обертання на 100–200 хв⁻¹.

Розроблено методику відновлення кривої крутного моменту за параметрами розгону і вибігу автомобіля при допущенні, що статичні опору при розгоні і вибігу однакові, а динамічний радіус дорівнює радіусу кочення.

Ключові слова: автомобіль, крутний момент, розгін, частота, зниження, зміщення, експеримент.

Y.V. Zybtssev "change of circuit current configuration during driving of a vehicle "

In the cases considered, a frequency shift of the maximum moment is observed both in the region of low and in the region of high revolutions, and the direction of displacement cannot be unambiguously tied to the type of engine or the manufacturer, although it is worth noting that for all the mentioned Volkswagen engines, the maxima are shifted to the right.

In most cases, the maximum torque during acceleration is reduced. On tested vehicles, the reduction does not go beyond 8%.

This should be used when solving practical problems, for example, calculating the acceleration time of cars. In the low-frequency zone of some engines, the moment falls by 3–6 times in comparison with the nominal value obtained in steady-state modes. Presumably, the degree of this fall depends on the technical condition of the engine, for example, the deterioration of the cylinder-piston group.

The results obtained do not give reason to develop practical recommendations, but they clearly indicate the need for further study of the issue. More extensive and thorough research is needed, in particular, taking into account the age of the engine, in order to exclude the influence of the technical condition.

Experimental studies are presented in the form of experimental dependencies that reflect the torque curves of passenger car engines taken at steady loads during acceleration, depending on the speed range and the acceleration rate.

During acceleration in road conditions, the maximum value of the torque is obtained at a lower angular speed of rotation of 100–200 min⁻¹.

A technique has been developed for restoring the torque curve from the parameters of acceleration and coasting of the car, assuming that the static resistance during acceleration and coasting is the same, and the dynamic radius is equal to the radius of the rolling element.

Keywords: car, torque, acceleration, frequency, decrease, displacement, experiment.

Введение

При нормировании диагностических параметров, характеризующих работу силового агрегата автомобиля – тяговой силы, ускорения разгона и т.п. – необходимо исходить из возможностей двигателя, характеризуемых кривой крутящего момента на внешней скоростной характеристике (ВСХ). Однако при разгоне вид этой кривой искажается – снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается вдоль оси оборотов. Желательно уметь предсказывать эти изменения. При нормировании диагностических параметров, характеризующих работу силового агрегата автомобиля – тяговой силы, ускорения разгона и т.п. – необходимо исходить из возможностей двигателя, характеризуемых кривой крутящего момента на внешней скоростной характеристике (ВСХ). Однако при разгоне вид этой кривой искажается – снижается максимальный крутящий момент, а точка максимума смещается вдоль оси оборотов.

В ХНАДУ была разработана методика исследований, использующая доступные, распространенные и недорогие средства измерений, как в дорожных условиях, так и на стенде Rototest VPA-RX 2WD.

Формулирование цели исследования

Цель исследования – повышение точности нормирования диагностических параметров.

Для достижения этой цели нужно, в частности, изучить изменение конфигурации кривых крутящего момента ДВС, вызванное ускорением при разгоне автомобиля.

Анализ последних исследований

Эти вопросы исследовали с 50-х годов XX века. Ими занимались: М.И. Лурье, Б.С. Фалькевич, А.Г. Шмидт и многие другие.

В работах акад. В.Н. Болтинского указано, что при разгоне максимальное значение крутящего момента получается при меньшей угловой скорости вращения, чем на характеристике, снимаемой при установившихся нагрузках, на 20–30 с⁻¹, т.е. на 100–200 мин⁻¹.

Примерно такое смещение оборотов максимального момента получил А.Г. Шмидт [1] на автомобиле класса «Жигулей».

Однако в стендовом эксперименте [2] у автомобиля «Москвич-402» выявлено смещение на 1000 мин⁻¹, от 2750 до 1750 мин⁻¹, а у Volkswagen – на 400, от 1800 до 2200 мин⁻¹, т.е. в область более высоких оборотов (рис. 1).

Также к большим оборотам смещен максимум у автомобиля VW Passat 1.8 T [3] (рис. 2).

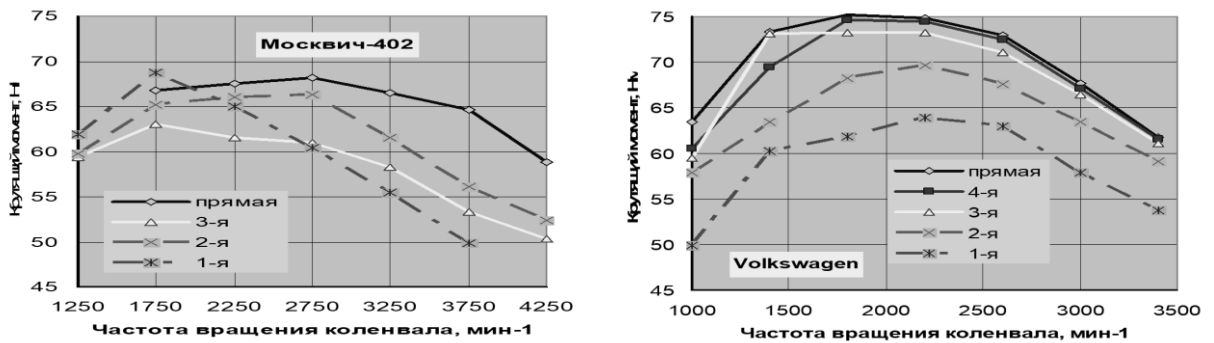


Рис. 1. Кривые крутящего момента автомобилей «Москвич-402» (слева) и Volkswagen при разгоне на разных передачах [2] (справа)

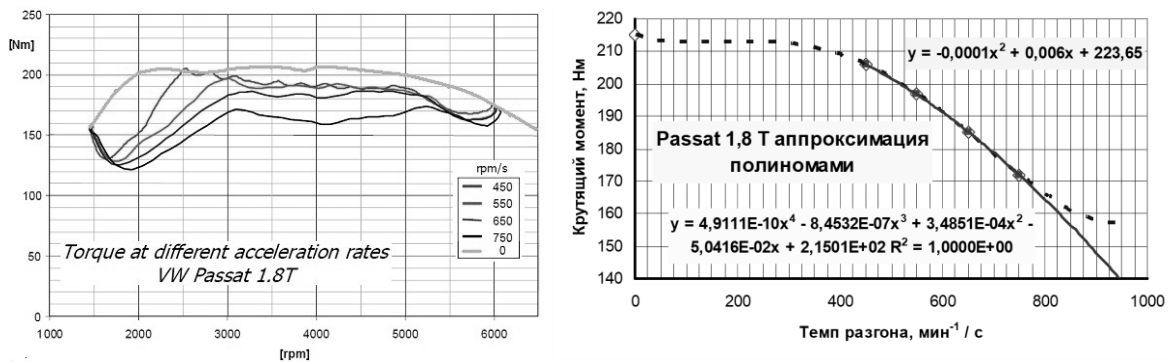


Рис. 2. Результаты измерения крутящего момента на ступицах ведущих колес автомобиля VW Passat 1.8 T на стенде Rototest VPA-RX 2WD (слева) и их обработка [3] (справа)

Методика восстановления кривой крутящего момента по параметрам разгона и выбега автомобиля.

Значение крутящего момента двигателя вычисляется по известной формуле

$$M_e = \frac{P_{ко} \cdot r_d}{u_{кп} \cdot u_0 \cdot \eta}, \quad (1)$$

где $P_{ко}$ – суммарная сила тяги на всех ведущих колесах, Н;
 r_d – динамический радиус ведущих колес, м;
 $u_{кп}$ – передаточное число коробки передач в расчетном случае;
 u_0 – передаточное число главной передачи (главной пары);
 η – КПД трансмиссии.

$$P_{ко} = P_p + \Sigma P_c = a \cdot m_{ac} + j \cdot m_{dc}, \quad (2)$$

где P_p – резерв тяги, т.е. часть силы тяги, расходуемая на разгон автомобиля, Н;
 ΣP_c – сумма сопротивлений движению автомобиля, Н;
 a – ускорение автомобиля при разгоне, м/с²;
 j – замедление автомобиля при выбега, м/с²;
 m_{ac}, m_{dc} – приведенная масса автомобиля при разгоне и выбега, соответственно, кг;

$$m_{dc} = m_a + m_{пр.к.тр}; \quad m_{ac} = m_{dc} + m_{пр.дв}, \quad (3)$$

где m_a – масса автомобиля в расчетном случае, кг;
 $m_{пр.к.тр}$ – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса колес и трансмиссии, кг;
 $m_{пр.дв}$ – приведенная к контакту ведущего колеса с дорогой масса подвижных частей двигателя, кг.

Здесь принято допущение, что статические сопротивления при разгоне и выбега одинаковы. Динамический радиус можно считать равным радиусу качения без

проскальзывают, что реально для дороги с качественным покрытием. КПД трансмиссии принят по литературным данным.

Результаты экспериментальных исследований

Из рис. 3 видно, что у ВАЗ-21053 на III и IV передачах обороты максимума момента смещены вправо примерно на 500 мин⁻¹, а на II и I передачах – влево, т.е. в область меньших частот вращения, на 1500...2000 мин⁻¹.

Значения максимального момента на II и I передачах больше номинальных. Однако эти кривые рассчитаны при постоянном радиусе качения, взятом из стандарта. Когда же была учтена рекомендация В.А. Петрова [4] и значения радиуса скорректированы с учетом подведенного к ведущим колесам крутящего момента, то кривые опустились ниже номинальной кривой, и смещение их несколько уменьшилось (см. рис. 3, кривые с индексом «П»).

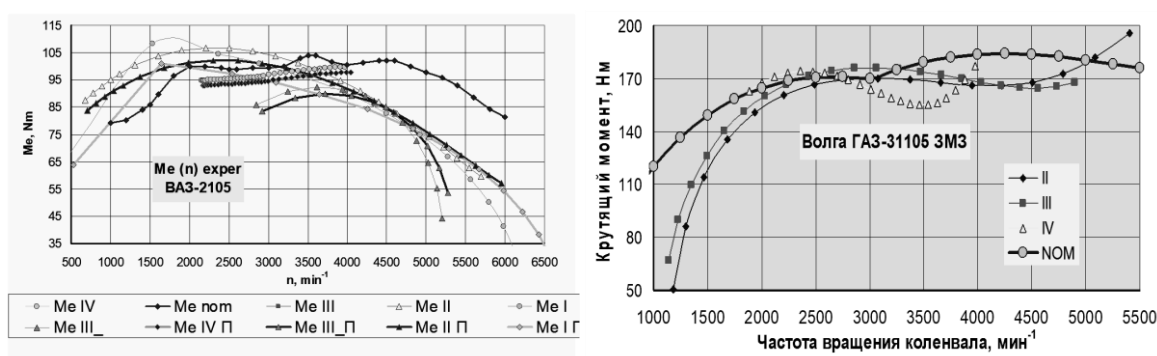


Рис. 3. Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона заднеприводных автомобилей ВАЗ-21053 и «Волга» ГАЗ-31105 с двигателем ЗМЗ-4062.10

Кривые (рис. 3), полученные при испытаниях «Волги», вероятно, соответствуют левой ветви номинальной кривой (судя по наличию на них минимумов) и заметно сдвинуты в область более высоких оборотов. Максимумы на них близки к 170 Нм, т.е. максимуму на левой ветви номинальной кривой.

На обеих «Приорах» (рис. 4) обороты максимального момента на IV и III передачах не достигнуты, на II смещены влево на 1000 мин⁻¹.

Наибольшие достигнутые значения момента незначительно отличаются от номинального: на II передаче снижение составило 4 %, на III достигнут момент 148 Нм, т.е. выше номинального (это возможно – стандартный обкатанный мотор ВАЗ-21126 выдаёт 107 л.с. и 157 Нм при 4800 мин⁻¹ [5]).

На II передаче обнаружено некоторое падение момента слева и справа от точки максимума.

Как следует из рис. 5, у автомобиля Volkswagen Passat B4 на II и III передачах обороты максимального момента сдвинуты вправо на 300 и 800 мин⁻¹ соответственно.

К сожалению, в этом эксперименте не удалось получить надежные данные на других передачах.

У Polo Sedan обороты максимального момента смещены в область более высоких частот в среднем на 240 мин⁻¹. На III, II и I передачах – крутое падение момента в зоне оборотов ниже 2500 мин⁻¹.

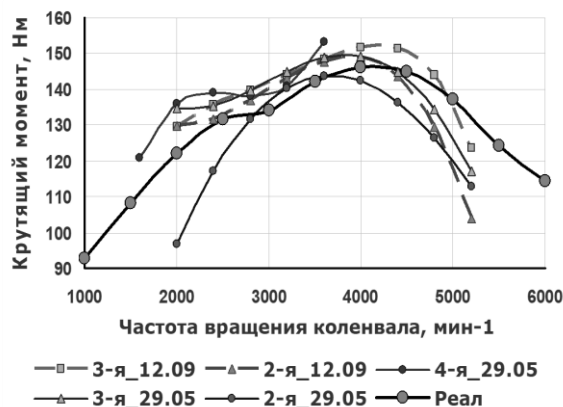
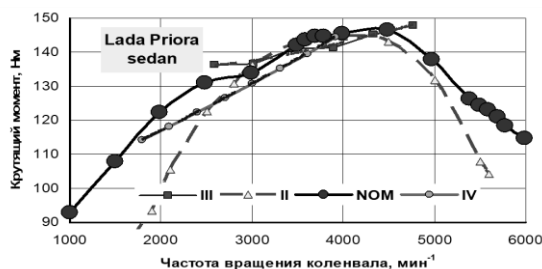


Рис. 4. Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона седана (слева) и хэтчбека Lada Priora

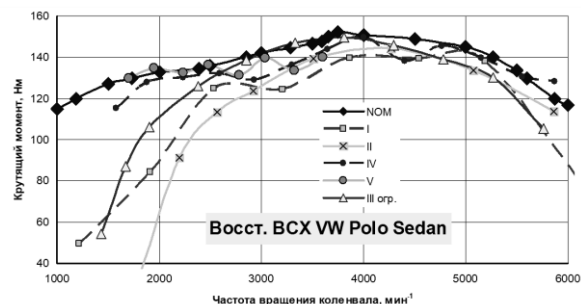
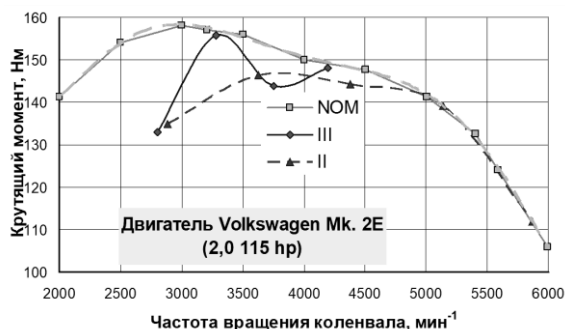


Рис. 5. Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона автомобилей Volkswagen Passat B4 (слева) и Polo Sedan

У двигателя 1,4 л автомобиля Hyundai i-30 (рис. 6, слева) максимальный момент на III передаче практически совпал с номинальным, на IV уменьшен на 4 Нм, на II – на 11 Нм.

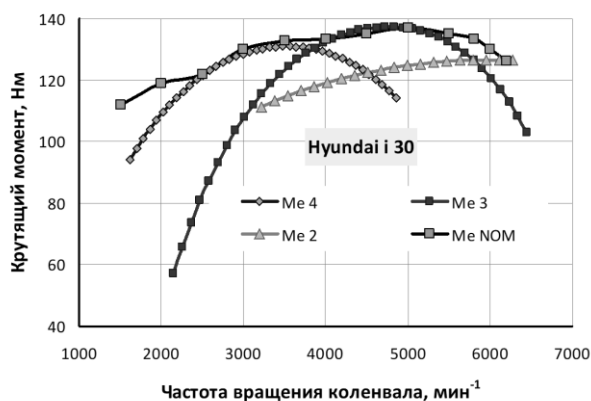


Рис. 6. Кривые крутящего момента, восстановленные по данным разгона Hyundai i30 с двигателем 1,4 (слева) и VAZ-2111 с двигателем 21114

Обороты максимального момента на III передаче на 200 мин^{-1} меньше, чем на номинальной кривой, на IV передаче меньше на 1500 мин^{-1} , на II передаче больше на 1200 мин^{-1} . На III и IV передачах – крутое падение момента в зоне низких частот.

В отличие от других автомобилей VAZ, проверенных нами, у VAZ-2111 на понижающих передачах максимальный крутящий момент уменьшен сильно: на III и I передачах – на 27 Нм. Однако на II передаче снижение составило всего 10 Нм. Обороты максимального момента сильно смещены вправо – на $1000\text{--}2000 \text{ мин}^{-1}$.

Выводы

В рассмотренных случаях наблюдается смещение частоты максимального момента как в область низких, так и в область высоких оборотов. Причем направление смещения нельзя однозначно привязать к типу двигателя или фирме-изготовителю, хотя стоит отметить, что у всех упомянутых двигателей группы Volkswagen максимумы смещены вправо.

В большинстве случаев максимальный крутящий момент при разгоне снижается. На проверенных автомобилях снижение не выходит за пределы 8 %. Это следует использовать при решении практических задач, например, вычислении времени разгона автомобилей. В зоне низких частот у некоторых двигателей момент падает в 3...6 раз по сравнению с номинальным, полученным в установившихся режимах. Предположительно, степень этого падения зависит от технического состояния двигателя, например, изношенности цилиндро-поршневой группы.

Полученные результаты не дают оснований для выработки практических рекомендаций, однако явно указывают на необходимость дальнейшего изучения вопроса. Нужны более обширные и тщательные исследования, в частности, с учетом возраста двигателя, чтобы исключить влияние технического состояния.

Список используемых источников

1. Шмидт А.Г. Мощностные показатели двигателя на режиме разгона автомобиля / Шмидт А.Г., Новохатный П.Н., Сытин К.Ю. // Автомобильная промышленность: Сб. науч. трудов. - № 7. – Москва, 1977. – С. 18-20.
2. Лурье М.И. Получение разгонной характеристики двигателя путем стендовых испытаний автомобиля / М.И. Лурье // Автомобильная промышленность: Сб. науч. трудов. – Москва, 1958. – № 8. – С.22-25.
3. Расчет нормативов разгона автомобиля на роликовом стенде / В.П. Волков, Э.Х. Рабинович, В.А. Зуев, Д.А. Шалина // Вісник НТУ «ХПІ» Серія: Автомобіле- та тракторобудування, 2012.– № 64(970) – С. 43-49.
4. Петров В.А. Современная теория качения пневматического колеса и ее практическое приложение // Автомобильная промышленность: Сб. науч. трудов. –Москва, 1993. – №4. – С. 14-18.
5. Кисляков А. Производство силовой установки на базе двигателя ВАЗ 21126 / Александр Кисляков / [Электронный ресурс]. Режим доступа: <http://www.reaa.ru/cgi-bin/yabb/YaBB.plaction=print;num=1301511341>.

References

1. Shmidt A.G. Moshnostnye pokazateli dvigatelya na rezhime razgona avtomobilya / Shmidt A.G., Novohatnyj P.N., Sytin K.Yu. // Avtomobilnaya promyshlennost: Sb. nauch. trudov. - № 7. – Moskva, 1977. – s. 18-20.
2. Lure M.I. Poluchenie razgonnoj harakteristiki dvigatelya putem stendovyh ispytanij avtomobilya / M.I. Lure // Avtomobilnaya promyshlennost: Sb. nauch. trudov. – Moskva, 1958. - № 8. - S.22-25.
3. Raschet normativov razgona avtomobilya na rolikovom stende / V.P. Volkov, E.H. Rabinovich, V.A. Zuev, D.A. Shalina // Visnik NTU «HPI» Seriya: Avtomobile- ta traktorobuduvannya, 2012.– № 64(970) – S. 43-49.
4. Petrov V.A. Sovremennaya teoriya kacheniya pnevmaticheskogo koleasa i ee prakticheskoe prilozhenie // Avtomobilnaya promyshlennost: Sb. nauch. trudov. –Moskva, 1993. – №4. – s. 14-18.
5. Kislyakov A. Proizvodstvo silovoj ustanovki na baze dvigatelya VAZ 21126 / Aleksandr Kislyakov / [Elektronnyj resurs]. Rezhim dostupa: <http://www.reaa.ru/cgi-bin/yabb/YaBB.plaction=print;num=1301511341>.

**Зуєв В.О.,
Кривошапов С.І.**
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: tesa@khadi.kharkov.ua

**ДІАГНОСТУВАННЯ ДВИГУНА
ЗА ВИТРАТОЮ ПАЛИВА**

УДК 629.014.1+ 62-614+ 62-144.3

Зуєв В.О., Кривошапов С.І. «Діагностування двигуна за витратою палива»

Проведено аналіз методів діагностування транспортних засобів в умовах експлуатації. Розглянуто переваги та недоліки стендових та дорожніх методів випробувань. Надано оцінку основних параметрів паливної економічності автомобілів за ГОСТ 20306-90. Обґрунтовано, що для експрес діагностування двигуна автомобілів немає необхідності використовувати дорогі стенди з біговими барабанами або обладнання для дорожніх випробувань, достатньо визначити витрату палива на режимі холостого ходу без навантаження. Для цього необхідно визначити норму витрати палива автомобіля, коли двигун працює на холостому ході, яка відсутня в нормативах. Проведено аналіз аналітичних методів розрахунку витрати палива. За основу було обрано методіку проф. Говоруценко М.Я., яка дозволяє розраховувати витрату палива автомобіля на одиницю пробігу. В результаті деяких перетворень і прийнятих припущень була отримана формула розрахунку годинної витрати палива автомобіля, що працює на холостому ході без навантаження. Ця формула пов'язує конструктивні параметри двигуна, властивості палива і обороти колінчастого валу з витратою палива. Отримано графічні залежності зміни витрати палива від обертів колінчастого валу двигуна на прикладі автомобіля Skoda Octavia. Для цього автомобіля отримана спрощена регресійна модель витрати палива у вигляді полінома третього ступеня. Таку модель зручно використовувати в програмному забезпеченні для портативного мікропроцесорного діагностичного обладнання, які мають суттєві обмеження за обсягом оперативної пам'яті і продуктивності процесора. У статті було отримано формулу для розрахунку індикаторного коефіцієнта корисної дії. Наведено приклад розрахунку індикаторного ККД для автомобіля Skoda Octavia. Отримано графічну залежність зміни індикаторного ККД від обертів колінчастого валу двигуна на холостому ході без навантаження. Індикаторний ККД може також виступати в якості діагностичного параметра, який характеризує загальний технічний стан двигуна транспортного засобу. Діагностування автомобіля полягає в вимірі годинної витрати палива при різних обертах колінчастого валу двигуна і порівнянні результату з розрахунковими значеннями. Весь процес діагностування може бути реалізований мікропроцесорним портативним тестером, в програмному забезпеченні якого буде використана математична модель розрахунку витрати палива. За результатами досліджень були зроблені висновки та шляхи подальших досліджень.

Ключові слова: *автомобіль, витрата палива, умови експлуатації, технічний стан, діагностування, навантажувально-швидкісний режим, коефіцієнт корисної дії.*

Зуєв В.А., Кривошапов С.И. «Диагностика двигателя по расходу топлива»

Проведен анализ способов диагностирования транспортных средств в условиях эксплуатации. Рассмотрены достоинства и недостатки стендовых и дорожных методов испытаний. Оценены основные параметры топливной экономичности автомобилей по ГОСТ 20306-90. Обосновано, что для экспресс диагностирования двигателя автомобилей нет необходимости использовать дорогостоящие стенды с беговыми барабанами, или оборудования для дорожных испытаний, достаточно определить расход топлива на режиме холостого хода без нагрузки. Для этого необходимо установить норму расхода топлива автомобиля, когда двигатель работает на холостом ходе, которая отсутствует в нормативах. Проведен анализ аналитических методов расчета расхода топлива. За основу была выбрана методика проф. Говоруценко Н.Я., которая позволяет рассчитать расхода топлива автомобиля на единицу пробега. В результате некоторых преобразований и принятых допущений была получена формула расчета часового расхода топлива автомобиля, работающего на холостом ходу без нагрузки. Эта формула связывает конструктивные параметры двигателя, свойства топлива и обороты коленчатого вала с расходом топлива. Получены графические зависимости изменения расхода топлива от оборотов коленчатого вала двигателя на примере автомобиля Skoda Octavia. Для этого автомобиля получена упрощенная регрессионная модель расхода топлива в виде полинома третьей степени. Такую модель удобно использовать в программном обеспечении для портативного микропроцессорного диагностического оборудования, которые имеют существенные ограничения по объему оперативной памяти и производительности процессора. В статье была получена формула для расчета индикаторного коэффициента полезного действия. Приведен пример расчета индикаторного КПД для автомобиля Skoda Octavia. Получена графическая зависимость изменения индикаторного КПД от оборотов коленчатого вала двигателя на холостом ходе без нагрузки. Индикаторный КПД может также выступать в качестве диагностического параметра, который характеризует общее техническое состояние двигателя транспортного средства. Диагностирование автомобиля заключается в измерении часового расхода топлива при разных оборотах коленчатого вала двигателя и сравнении результата с расчетными значениями.

Весь процесс диагностирования может быть реализован микропроцессорным портативным тестером, в программном обеспечении которого будет использована математическая модель расчета расхода топлива. По результатам исследований были сделаны выводы и пути дальнейших исследований.

Ключевые слова: автомобиль, расход топлива, условия эксплуатации, техническое состояние, диагностирования, погрузочно-скоростной режим, коэффициент полезного действия.

V.A. Zuyev, S.I. Krivoshapov "**Fuel consumption diagnostics of the engine**"

An analysis was made of the methods for diagnosing vehicles under operational conditions. The advantages and disadvantages of bench and road test methods are considered. The main parameters of fuel economy of engine for cars are estimated according to GOST 20306-90. It is proved that for express diagnostics of a car engine there is no need to use expensive stands with running drums or equipment for road tests, it is enough to determine fuel consumption at idle without load. To do this, it is necessary to establish the fuel consumption rate of the car when the engine is idling, which is not in the standards. An analysis was made of analytical methods for calculating fuel consumption. In the work was used the methodology of prof. Govorushchenko N.Ya., which allows you to calculate the fuel consumption of a car but per unit mileage. As a result of some transformations and accepted assumptions, a formula was obtained for calculating the hourly fuel consumption of an automobile idling without load. This formula relates the design parameters of the engine, the properties of the fuel and the speed of the crankshaft to the fuel consumption. Graphic dependencies of fuel consumption change on engine crankshaft speed are obtained using the Skoda Octavia as an example. A simplified regression model of fuel consumption in the form of a polynomial of the third degree was obtained for this car. This model is convenient to use in software for portable microprocessor diagnostic equipment, which have significant limitations on the amount of RAM and processor performance. The article obtained a formula for calculating of the performance coefficient indicator. An example has been performed of calculating a performance indicator for a Skoda Octavia. Graphical dependence of the change in indicator efficiency on the engine speed at idle without load is obtained. The indicator efficiency can also act as a diagnostic parameter that characterizes the general technical condition of the vehicle engine. Diagnosing a car consists in measuring the hourly fuel consumption at different engine speeds and comparing the result with the calculated values. The entire diagnostic process can be implemented by a portable microprocessor tester, in the software of which a mathematical model will be used to calculate fuel consumption. Based on the results of the research, conclusions were drawn and ways for further research were outlined.

Keywords: car, fuel consumption, operating conditions, technical condition, diagnosis, loading and speed mode, efficiency.

Вступ

Контроль за ефективністю використання паливо-енергетичного ресурсу під час експлуатації дозволяє діагностувати технічний стан транспортних засобів, який постійно змінюється під впливом дорожніх, транспортних та атмосферно-кліматичних умов.

Проведення випробувань автомобілів на паливну економічність виконуються в дорожніх умовах на спеціально обладнаних ділянках або на стендах з біговими барабанами які імітують дорожні умови.

Проведення випробувань автомобілів на паливну економічність на дорозі з одного боку має одну істотну перевагу – реальні умови руху (взаємодія колеса з опорною поверхнею, дорожній та аеродинамічний опори, атмосферно-кліматичні умови). Але з іншого боку дорожні випробування небезпечні, тому що режими руху при випробуваннях не збігаються з рухом всього потоку автомобілів. Крім того від вимірювання до вимірювання дорожні умови можуть сильно змінюватись (стан дорожнього покриття, температура, тиск повітря, інтенсивність руху і т.п.).

Переваги стендових випробувань в тому, що вони забезпечують стабільність умов і режимів незалежно від погоди, пори року і доби, стану дорожнього покриття. Випробування проводяться на спеціальному стенді, оснащеному високоточними вимірювальними приладами і пристроями, що дозволяють оцінювати не тільки інтегральні показники, а також диференціювати їх по різних системах автомобіля, що перевіряються. На стенді можна також зімітувати екстремальні навантажувально-швидкісні режими роботи автомобіля, без втрати стійкості руху, тобто без ризику для людей.

Актуальність проблеми

Не варто за будь якої підозри піддавати автомобіль повному обстеженню складним діагностичним обладнанням, наприклад перевірку на стенді з біговими барабанами або дорожнім випробуванням.

Спочатку потрібен якийсь досить простий але інформативний спосіб виявлення недоліків, за яким можна стверджувати: автомобіль справний, чи – ні та необхідні додаткові випробування. Тому розглянемо деякі показники перевірки на паливну економічність за ГОСТ 20306-90 [1].

З точки зору діагностування за цим ГОСТом представляють інтерес за наступними показниками: 1.1 – контрольна витрата палива, 1.4 – витрата палива в міському циклі на стенді, 1.5 – паливна характеристика усталеного руху.

Показник 1.4 відображає роботу автомобіля на динамічних режимах. А показник 1.5 дає уявлення про витрату палива при роботі систем автомобіля (зокрема двигуна та трансмісії) в сталому русі, тобто про їх технічний стан.

Визначення цього показника не викликає ні яких ускладнень зі створенням режимів перевірки а ні в дорожніх умовах, ні в стендових. Але потрібно виїжджати на дорогу, або встановлювати його на стенд.

Простіше на наш погляд визначити витрату палива на режимі холостого ходу (Х.Х.) двигуна при різній частоті обертання колінчастого валу. Цей показник дає уяву о процесі утворення паливо-повітряної суміші, газорозподілу, іскроутворенню та механічних втрат у самому двигуні.

Щоб користуватись цим показником, як діагностичним, треба знати норму з якою буде порівнюватись отримане значення.

Нажаль норми витрати палива на Х.Х. [2] у поширеній літературі немає, тому зробимо спробу розрахувати цю норму.

Аналіз останніх досліджень

Математичних методів розрахунку витрати палива чимало. Можна виділити принципово два підходи. Один підхід – це оцінити основні робочі параметри теплового стану двигуна на різних режимах, з якого отримують індикаторний ККД і витрату палива. Інший підхід – це визначити необхідну енергію, що містить паливо, для забезпечення заданого навантажувального і швидкісного режиму. У роботі прийнятий другий підхід.

Детальний аналіз математичних моделей розрахунку витрати палива транспортних засобів наведено в роботі [3]. Різниця полягає в підході щодо реалізації режиму навантаження і обліку втрати енергії.

Для поставленої нами задачі найбільш підходить модель розрахунку витрати палива проф. Говорущенко М.Я. [4, 5]. За допомогою цієї моделі можна розрахувати шляхову витрату палива автомобіля в л/100 км. Необхідно адаптувати цю математичну модель для розрахунку годинної витрати палива.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є адаптація математичної моделі для визначення годинної витрати палива, яку можна використовувати в вимірювальній процедурі діагностування загального технічного стану двигуна автомобіля.

Результати дослідження

Скористаємося виведенням формули витрати палива, яка представлено в роботі [5]. Однак остаточні перетворення представимо в іншому вигляді.

У загальному вигляді формула для витрати палива (в кг/год) має вигляд:

$$Q_I = g_e \cdot N_e = \frac{3600 \cdot V_h \cdot P_e \cdot n}{H_H \cdot \eta_e \cdot 120 \cdot 10^3} = \frac{0,03 \cdot V_h \cdot P_e \cdot n}{H_H \cdot \eta_e}, \quad (1)$$

де g_e – питома витрата палива, кг/(кВт·год.);
 N_e – ефективна потужність двигуна, кВт;
 P_e – середній ефективне тиск, кПа;
 H_H – нижча теплота згоряння палива, кДж/кг;
 η_e – ефективний ККД;
 V_h – робочий об'єм циліндрів двигуна, л;
 n – частота обертання колінчастого вала, хв⁻¹.

Виразимо ефективний ККД через механічний і індикаторний ККД і підставимо у формулу (1):

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m = \eta_i \cdot \frac{P_e}{(P_n + P_e)}, \quad (2)$$

$$Q_I = \frac{0,03 \cdot V_h \cdot P_e \cdot n \cdot (P_n + P_e)}{H_H \cdot \eta_i}, \quad (3)$$

де P_n – середній тиск механічних втрат двигуна, кПа;
 η_i – індикаторний ККД двигуна;
 η_m – механічний ККД двигуна.

Після цього розкладемо отриману залежність (3) на дві складових, одна з яких буде враховувати механічні втрати в двигуні, а друга – втрати при виконанні корисної роботи, Q_I , кг/год.:

$$Q_I = \frac{P_n \cdot 0,03 \cdot V_h \cdot n}{H_H \cdot \eta_i} + \frac{P_e \cdot 0,03 \cdot V_h \cdot n}{H_H \cdot \eta_i}. \quad (4)$$

Ліва частина являє собою частину палива витраченого на подолання внутрішніх механічних втрат в двигуні, а права – витрата палива на здійснення корисної роботи.

У тому випадку, коли автомобіль не виконує корисну роботу він стоїть на місці, тобто другий доданок прагне до 0.

Назвемо перший доданок витратою на холостому ході і позначимо Q_{xx} , а другий доданок витратою палива на ефективну роботу і позначимо Q_e .

Середній тиск механічних втрат на тертя в двигуні від швидкісного режиму може бути представлено залежністю в розгорнутому вигляді [4]:

$$p_{m.n.} = a + b \cdot C_n + d \cdot C_n^2 \quad (5)$$

Так як найбільшу частку механічних втрат становлять втрати на тертя, що залежать від першого ступеня швидкості поршня, то нерідко дослідниками залежність $p_{m.n.}=f(C_n)$ наближають до лінійної залежності [5], кПа:

$$p_{m.n.} = (a + b \cdot C_n), \quad (6)$$

або

$$p_{m.n.} = \left(a + b \cdot \frac{2 \cdot S_n \cdot n}{60} \right), \quad (7)$$

де a, b – постійні для даного двигуна коефіцієнти, кПа;
 S_n – хід поршня, м.

У літературі [5] наведено такі значення коефіцієнтів a і b для бензинового двигуна: $a = 45$ кПа, $b = 13$ кПа, в літературі [6, 7] ці значення даються від співвідношення ходу поршня до його діаметра, S/D (табл. 1).

Таблиця 1

Значення коефіцієнтів a і b в залежності від співвідношення S/D [6]

Співвідношення S/D	a , МПа	b , МПа·с·м ⁻¹
>1	0,049	0,0152
<1	0,039	0,0132

Таблиця 2

Значення коефіцієнтів a і b в залежності від співвідношення S/D [7]

Співвідношення S/D	a , МПа	b , МПа·с·м ⁻¹
>1	0,05	0,0155
<1	0,04	0,0135

Якщо підставити вираз (7) у формулу (4), в ліву частину і врахувати густину палива ρ_T отримаємо, Q_{xx} , л/год.:

$$Q_{xx} = \left(a + b \cdot \frac{2 \cdot S_n \cdot n}{60} \right) \cdot \frac{0,03 \cdot V_h \cdot n}{H_H \cdot \eta_i} = \frac{0,03 \cdot a \cdot V_h \cdot n}{H_H \cdot \eta_i \cdot \rho_m} + \frac{0,03 \cdot b \cdot V_h \cdot S_n \cdot n^2}{30 \cdot H_H \cdot \eta_i \cdot \rho_m}, \quad (8)$$

Якщо позначити коефіцієнтом A_{xx} величину рівну співвідношенню – $A_{xx} = \frac{0,03 \cdot a \cdot V_h}{H_H \cdot \rho_m}$, а коефіцієнтом $B_{xx} = \frac{b \cdot V_h \cdot S_n}{1000 \cdot H_H \cdot \rho_m}$, то отримаємо рівняння витрати палива на холостому ходу в літрах за годину:

$$Q_{xx} = \frac{A_{xx} \cdot n + B_{xx} \cdot n^2}{\eta_i}, \quad (9)$$

де A_{xx} , B_{xx} – постійні коефіцієнти для даного двигуна при розрахунку витрати палива на холостому ході.

От же отримано робочу формулу за якої можна розраховувати нормативні значення витрати палива автомобілем, але у формулі остається не визначеним індикаторний ККД двигуна.

Для його знаходження використаємо цю ж саму формулу вирішив його відносно η_i

$$\eta_i = \frac{A_{xx} \cdot n + B_{xx} \cdot n^2}{Q_{xx}}, \quad (10)$$

Далі потрібно знати витрату палива. Зазвичай у таких випадках діють наступним чином: обирають контрольну групу автомобілів (наприклад 5 од.), у справному стані, які пройшли період обкатки та випробують їх на витрату палива.

Ми не маємо такої можливості, тому скористалися даними які знайшли у звіті кафедри Технічної експлуатації та сервісу автомобілів ХНАДУ.

В таблиці 3. наведено витрату палива на холостому ходу для автомобіля Skoda Octavia отриманих в результаті експериментальних досліджень.

За даними таблиці 3 було побудовано графік. Як видно з рисунка 1 найбільш придатною є 3 ступінь апроксимації залежності зміни витрати палива від обертів двигуна Skoda Octavia:

$$Q_{xx} = 8,270075e-11x^3 - 806795e-07x^2 + 2,526567e-03x - 6,998274e-01. \quad (11)$$

Залежність часового витрати палива від оборотів колінчастого валу двигуна AGU 1.8 автомобіля Skoda Octavia на холостому ходу

Заданий режим роботи, хв ⁻¹	Дійсна частота обертання, хв ⁻¹	Часова витрата палива, л/год.
850	833	1,08
1000	923	1,33
2000	2011	2,69
3000	3025	3,89
4000	3886	5,41
5000	4999	7,75
5400	5364	9,03

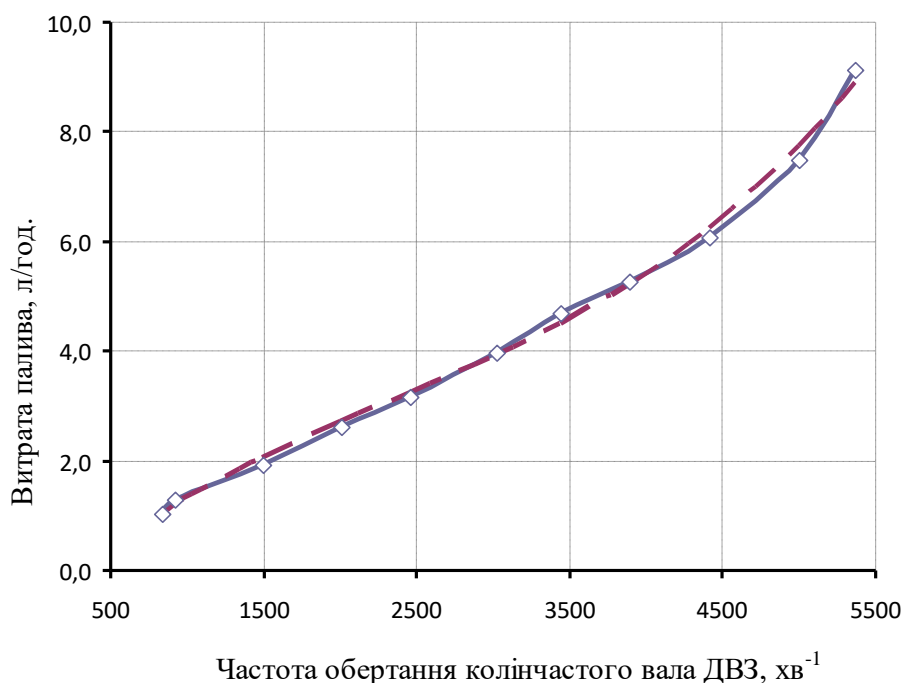


Рис. 1. Залежність витрати палива на холостому ході автомобіля Skoda Octavia від оборотів колінчастого валу ДВЗ: суцільна лінія – експериментальні дані; пунктирна лінія - апроксимація (11)

Як видно з рисунка 1 найбільш придатною є 3 ступінь апроксимації залежності зміни витрати палива від обертів двигуна Skoda Octavia:

$$Q_{xx} = 8,270075e-11x^3 - 806795e-07x^2 + 2,526567e-03x - 6,998274e-01. \quad (11)$$

Для Skoda Octavia коефіцієнти A_{xx} , B_{xx} становить:

$$A_{xx} = \frac{0,03 \cdot 45 \cdot 1,781}{44000 \cdot 0,76} = 7,19 \cdot 10^{-5};$$

$$B_{xx} = \frac{13 \cdot 1,781 \cdot 0,0864}{1000 \cdot 44000 \cdot 0,76} = 5,98 \cdot 10^{-8}$$

При відомих коефіцієнтах A_{xx} , B_{xx} можемо розрахувати індикаторний ККД двигуна наприклад на обертах 850 хв⁻¹ колінчастого валу.

$$\eta_i = \frac{7,19 \cdot 10^{-5} \cdot 850 + 5,98 \cdot 10^{-8} \cdot 850^2}{1,079} = 0,097$$

Залежність індикаторного ККД від оборотів колінчастого валу двигуна AGU 1.8 автомобіля Skoda Octavia на холостому ході

Оберти двигуна, хв^{-1}	Індикаторний ККД
850	0,09
1000	0,09
2000	0,14
3000	0,19
4000	0,24
5000	0,25
5400	0,24

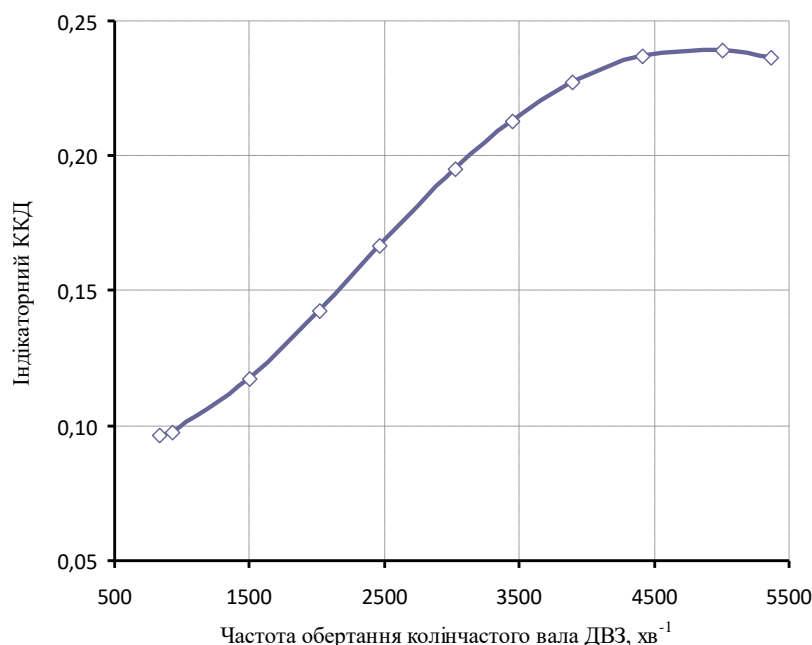


Рис. 2. Залежність індикаторного ККД двигуна AGU 1.8 автомобіля Skoda Octavia від оборотів колінчастого валу двигуна

Для здійснення процесу діагностування автомобіля необхідно провести вимірювання годинної витрати палива при різних оборотах колінчастого валу двигуна, а отримані результати порівняти з розрахунковими значеннями. Весь алгоритм діагностування може бути реалізований портативним тестером, який побудовано на базі мікропроцесора. На вхід контролера подається інформація з датчиків оборотів колінчастого валу і витрати палива. Вбудоване програмне забезпечення задає режим перевірки (частоту оборотів колінчастого валу та час вимірювання), обробляє інформацію з датчиків, розраховує з математичної моделі витрату палива, оцінює точність, порівнює розрахункові та змінені значення витрати палива, видає висновок на екран користувача. Значення вихідних даних для розрахунку витрати палива зберігаються у зовнішній пам'яті мікроконтролера, яку можна змінювати під конкретні марки автомобілів.

Висновки

Таким чином у роботі запропоновано зручний спосіб який не потребує багато часу та складного діагностичного обладнання. Він дозволяє у першому наближенні зробити висновки о роботі двигуна та визначити, в разі потреби, подальший напрямок пошуку недоліків. Але для його поширення потрібні експериментальні дослідження індикаторного ККД двигунів на холостому ході, та його припустимого зниження в процесі експлуатації.

Список використаних джерел

1. Автотранспортные средства. Топливная экономичность. Методы испытаний: ГОСТ 20306-90. – М.: Государственный комитет СССР по управлению качеством продукции и стандартам, 1990. – 34 с.
2. Про затвердження змін до Норм витрат палива і мастильних матеріалів на автомобільному транспорті [Електронний ресурс] : Наказ Міністерство Інфраструктури України № 36 від 24.01.2012 // Верховна Рада України - Режим доступу: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0036733-12#n2>. – (Звернення: 01.10.2020 р.)
3. Маяк Н.М. Топливная экономичность автомобиля в сложных условиях движения / Н.М. Маяк. – Киев: Вища школа, 1990. – 215 с.
4. Говорущенко Н.Я. Системотехника транспорта (на примере автомобильного транспорта). / Н.Я. Говорущенко, А.Н. Туренко. - В двух частях. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 1998. – Ч.1. – 219 с.
5. Говорущенко Н.Я. Системотехника автомобильного транспорта (расчетные методы исследований): монографія. – Харьков : ХНАДУ, 2011. – 292 с.
6. Двигатели внутреннего сгорания : учеб. для ВУЗов по спец. «Строительные и дорожные машины и оборудование» / [Хачиян А.С., Морозов К.А., Луканин В.Н. и др.] – М.: Высш. Школа., 1985. – 311 с.
7. Двигатели внутреннего сгорания. Том 1: Рабочие процессы в двигателя и их агрегатах / [Орлин А.С., Вырубов Д.Н., Калиш Г.Г и др.] – М: Государственное научно-техническое издательство машиностроительной литературы, 1957. – 397 с.

References

1. Motor vehicles. Fuel efficiency. Test Methods: GOST 20306-90 [Avtotransportnye sredstva. Toplivnaja jekonomichnost'. Metody ispytanij : GOST 20306-90]. – Moscow: USSR State Committee on Product Quality and Standards Management, 1990. – 34 p.
2. About the statement of changes to Norms of expenses of fuel and lubricants on motor transport [Pro zatverdzhennja zmin do Norm vytrat palyva i mastyl'nyh materialiv na avtomobil'nomu transporti]. - Available at: <https://zakon.rada.gov.ua/rada/show/v0036733-12#n2>. – (Access: 01.10.2020 p.)
3. Majak N.M. Fuel economy in difficult driving conditions [Toplivnaja jekonomichnost' avtomobilja v slozhnyh uslovijah dvizhenija]. – Kiev: Higher School, 1990. - 215 p.
4. Govorushhenko N.Ja., Turenko A.N. System engineering of transport (on the example of automobile transport) [Sistemotehnika transporta (na primere avtomobil'nogo transporta)]. - Kharkov: KhGADTU, 1998. - 219 p.
5. Govorushhenko N.Ja. Automotive system engineering (design research methods) [Sistemotehnika avtomobil'nogo transporta (raschetnye metody issledovanij)] : monograph. - Kharkov: KhNADU, 2011. - 292 p.
6. Hachijan A.S., Morozov K.A., Lukanin V.N. Internal combustion engines: textbook. for universities for special. "Construction and road machinery and equipment" [Dvigateli vnutrennego sgoranija : ucheb. dlja VUZov po spec. «Stroitel'nye i dorozhnye mashiny i oborudovanie»]. – Kiev: Higher School, 1985. - 311 p.
7. Orlin A.S., Vyubov D.N., Kalish G.G. Internal combustion engines. Volume 1: Workflows in the engine and their components [Dvigateli vnutrennego sgoranija. Tom 1: Rabochie processy v dvigatelja i ih agregatah]. – Moscow: State scientific and technical publishing house of engineering literature, 1957. - 397 p.

Зыбцев Ю.В.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: dandz0814@gmail.net

**ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПУТИ ВЫБЕГА ЛЕГКОВОГО
АВТОМОБИЛЯ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ
МОДИФИЦИРОВАННОГО МЕТОДА БЛИЗКИХ
СКОРОСТЕЙ**

УДК 625.032.821

Зыбцев Ю.В. «Определение пути выбега легкового автомобиля с использованием модифицированного метода близких скоростей»

Контроль и диагностирование технического состояния автомобилей является одной из важнейших проблем. Проведенные в ХНАДУ многочисленные исследования, доказывают, что техническое состояние агрегатов трансмиссии ходовой части автомобиля можно характеризовать величиной пути по выбегу.

На выбег автомобиля влияют многие факторы: эксплуатационные и конструктивные, к которым можно отнести аэродинамические свойства автомобиля и состояние агрегатов трансмиссии и ходовой части. Постоянное совершенствование автомобилей заставляет возвращаться к экспериментальной оценке сопротивлений движению автомобиля, поэтому использование модифицированного метода близких скоростей для такой оценки является актуальным.

В статье показано, что для проверки легковых автомобилей выбегом с 50 км/ч до остановки требуется горизонтальный участок дороги длиной более 750 м, который не всегда доступен. На более коротких участках можно выполнять выбеги с 50 до 10, с 40 до 20, с 30 до 10 км/ч. Внесены изменения в известный метод анализа выбега. Выведены эмпирические формулы для сопротивлений воздуха и качения, которые позволяют рассчитать путь и время выбега намного точнее, чем классические.

Полученные результаты экспериментов позволили усовершенствовать метод оценки суммарных сопротивлений при движении автомобиля по выбегу с целью разделения этих сопротивлений на составляющие: дорожные и аэродинамические сопротивления.

Ключевые слова: автомобиль, дорожные испытания, сопротивление качению колес, коэффициент аэродинамического сопротивления, выбег.

Зыбцев Ю.В. «Визначення шляху вибігу легкового автомобіля з використанням модифікованого методу близьких швидкостей»

Контроль і діагностування технічного стану автомобілів є однією з найважливіших проблем. Проведені в ХНАДУ численні дослідження, доводять, що технічний стан агрегатів трансмісії ходової частини автомобіля можна характеризувати величиною шляху по вибігу.

На вибіг автомобіля впливають багато чинників: експлуатаційні та конструктивні, до яких можна віднести аеродинамічні властивості автомобіля і стан агрегатів трансмісії і ходової частини. Постійне вдосконалення автомобілів змушує повертатися до експериментальної оцінки опорів руху автомобіля, тому використання модифікованого методу близьких швидкостей для такої оцінки є актуальним.

У статті показано, що для перевірки легкових автомобілів вибігом з 50 км / год до зупинки потрібно горизонтальну ділянку дороги довжиною понад 750 м, який не завжди доступний. На більш коротких ділянках можна виконувати вибіги з 50 до 10, з 40 до 20, з 30 до 10 км / год. Внесено зміни в відомий метод аналізу вибігу. Виведено емпіричні формули для опорів повітря і кочення, які дозволяють розрахувати шлях і час вибігу набагато точніше, ніж класичні.

Отримані результати експериментів дозволили удосконалити метод оцінки сумарних опорів при русі автомобіля по вибігу з метою поділу цих опорів на складові: дорожні і аеродинамічні опору.

Ключові слова: автомобіль, дорожні випробування, опір коченню коліс, коефіцієнт аеродинамічного опору, вибіг.

Yu.V. Zybtssev "Determination of the run-out path of a passenger car using the modified method of close speeds"

Monitoring and diagnosing the technical condition of vehicles is one of the most important problems. Numerous studies carried out in KhNADU prove that the technical condition of the transmission units of the chassis of a car can be characterized by the length of the freewheel path.

Many factors affect the run-out of the car: operational and design, which include the aerodynamic properties of the car and the state of the transmission and chassis units. The constant improvement of automobiles forces us to return to the experimental assessment of the resistance to movement of the vehicle, therefore, the use of a modified method of close speeds for such an assessment is relevant.

The article shows that for checking passenger cars by coasting from 50 km / h to a stop, a horizontal road section with a length of more than 750 m is required, which is not always accessible. On shorter sections, you can coast down from 50 to 10, from 40 to 20, from 30 to 10 km / h. Changes have been made to the well-known run-out analysis method. Empirical formulas for air and rolling resistance are derived, which allow calculating the path and run-out time much more accurately than the classical ones.

The experimental results obtained made it possible to improve the method for assessing the total resistances when the vehicle is coasting in order to separate these resistances into components: road and aerodynamic resistance.

Keywords: car, road tests, rolling resistance of wheels, coefficient of aerodynamic resistance, overrun.

Введение

Традиционно сопротивление воздуха движению автомобиля считают пропорциональным квадрату скорости. Но расхождение расчетных и экспериментальных кривых в области средних и особенно высоких скоростей, где аэродинамические силы преобладают, заставляет глубже вникнуть в этот вопрос.

Принято считать, что коэффициент аэродинамического сопротивления C_x – это постоянная характеристика данного автомобиля, которая зависит только от его конфигурации, положения в пространстве (наклон, клиренс) и состояния поверхностей. Вариацию сопротивления воздуха следует объяснять непостоянством показателя степени в формуле для вычисления C_x . Опубликованные значения C_x получают путем продувки в аэродинамических трубах. Как известно, в трубе сопротивление воздуха меньше, чем на дороге, на 5...10%. Поэтому для нормирования диагностических параметров надо знать действительные значения C_x для конкретной модели автомобиля.

Исследование качения колеса по дороге выполняли многие авторы. Однако все эти исследования проводились на старых диагональных шинах. Сейчас же на легковых автомобилях применяются только радиальные шины, исследования сопротивления качению которых по дороге проводят при полигонных условиях. Также при анализе движения автомобиля, следует различать сопротивление качению изолированного колеса и полного автомобиля. Поэтому возвращение к изучению этого вопроса для автомобилей, находящихся в эксплуатации, является актуальным.

Анализ последних публикаций

Путь выбега автомобиля с определенной скорости – один из немногих доступных рядовому пользователю параметров дорожной проверки. Однако, возникает проблема, как уловить начало выбега, и как одновременно уследить за спидометром, поддерживая эту скорость, за одометром и еще вовремя выжать педаль сцепления.

В конце остается грубая индикация пути одометром – шаг 100 м. Не случайно мы рекомендовали измерять не путь, а время выбега [1]. В этом случае снимаются все трудности и остается только погрешность засечки времени.

Во многих инструкциях по эксплуатации автомобилей предписывается путь выбега с 50 км/ч не менее 500 м (а в некоторых даже 420 м). Соответствующее время выбега составит приблизительно 76 и 64 секунды.

Известны также такие сведения [2]:

- минимальный выбег должен составлять ~500 метров;
- обычный разброс – 450...700 метров.

Известно, что выбег зависит от конструкции и состояния шин, загрузки и класса автомобиля.

Так, у легкового автомобиля со снаряженной массой он будет меньше, чем у полностью загруженного из-за разной инерции, а у джипа меньше, чем у большого седана из-за потерь в трансмиссии.

Мнение о «разной инерции» широко распространено, но неверно. Это подтверждают результаты экспериментов (табл. 1).

Выбег легковых автомобилей с 50 км/ч (эксперименты ХНАДУ)

Автомобиль	Масса, кг	Время выбега, с	Шины и Cx
DAEWOO Matiz	1111	109,1	ContiEcoContact EP Cx=0,4
DAEWOO Lanos	1360	124,1	Tigar (фил. Michelin) TG621 Cx=0,37
BA3-2105	1392	94,3	Belshina Бел-103 Cx=0,52
ГАЗ-31105 Chrysler	1650	103,2	Nokian Hakka I3 Cx=0,461
ГАЗ-31105 ЗМЗ	1475	86,6	Vredestein SnowTrac 2 M+S Cx=0,461
	1650	87,1	
	1890	88,6	
Chery Tiggo монопривод	1625	143,5	GT Radial Champiro 128 Cx=0,384
BMW 524 TD	1794	101,9	Bridgestone Cx=0,31
Mercedes-Benz E 300 D	2022	141,7	Continental Premium Contact Cx=0,28

Как видно из таблицы, решающую роль играет не масса автомобиля, а качество шин. Легкий DAEWOO Matiz на шинах ECO показал время выбега 109,1 с – значительно лучше, чем «Волга» с большой инерцией, но на всесезонных шинах (86–89 с).

У "Ланоса" на хороших шинах выбег на 32% больше, чем у BA3-2105 практически такой же массы.

Совершенно феноменальный накат продемонстрировал универсал Mercedes-Benz E 300 D, но не из-за массы, которая ненамного больше, чем у «Волги» с полной загрузкой, а благодаря отличным шинам (да еще не новым, с уменьшенным сопротивлением качению), великолепной аэродинамике и большому возрасту – с пробегом трущиеся пары в автомобиле прирабатываются, и накат улучшается.

Еще лучше выбег у Chery Tiggo на индонезийских шинах из натурального каучука (а масса меньше на 400 кг).

Итак, даже наихудшее время выбега из приведенных в таблице (82 с) оказалось заметно лучше значения 76 с, соответствующего пути выбега 500 метров.

Понять малое влияние массы автомобиля легко. Если бы не было сопротивления воздуха и потерь в трансмиссии, замедление автомобиля определялось бы только сопротивлением качению.

Таким образом, масса практически не влияет на замедление, вызванное сопротивлением качению.

С другой стороны, сопротивление воздуха не зависит от массы, но сильно зависит от формы кузова автомобиля.

У легкового автомобиля аэродинамика обычно хуже, чем у большого седана, поэтому замедление, создаваемое сопротивлением воздуха, у нее выше, и выбег соответственно короче.

Анализ выбега седана Honda Civic D4 (2006)

В доступных технических характеристиках норма выбега не указана. Но пользователю нужна эта информация.

В экспериментах «Авторевю» Civic с автоматической коробкой передач (АКП) показал выбег 631 и 646 м, что соответствует времени примерно 96–98 с.

Мы провели свой эксперимент на горизонтальной дороге с хорошим покрытием [3]. Автомобиль – Honda Civic D4 с АКП. Масса с участниками эксперимента – 1705 кг (по взвешиванию). Шины летние ContiPremiumContact_2 205/55 R16 91V.

Регистрация параметров выбега выполнялась путем видеосъемки меняющихся показаний спидометра и барьерного ограждения, которое мы использовали, как разметку дороги.

Видеозаписи в форматах .mts и .mp4 обрабатывали на компьютере в видеомонтажной программе AVS VideoEditor, в формате .avi – в программе VirtualDub.

При этом находили при покадровом просмотре моменты начала и конца индикации одной и той же скорости и строили диаграмму $v(t)$, относя значения скорости к середине участка времени от начала до конца индикации.

По видеозаписям ограждения строили графики пути $S(t)$, которые затем сглаживали полиномами 3-й или 4-й степени и далее численно дифференцировали, получая диаграммы истинной скорости $v(t)$ и замедления $j(v)$. Здесь использованы именно эти диаграммы.

После отбраковки неполных и ненадежных записей осталось восемь кривых (рис. 1, табл. 2). Путь выбега в них варьировал от 591 до 746 м со средним 658 м. Это превышает длину доступных в нашей местности горизонтальных участков дорог (350...500 м), поэтому был предпринят более подробный анализ.

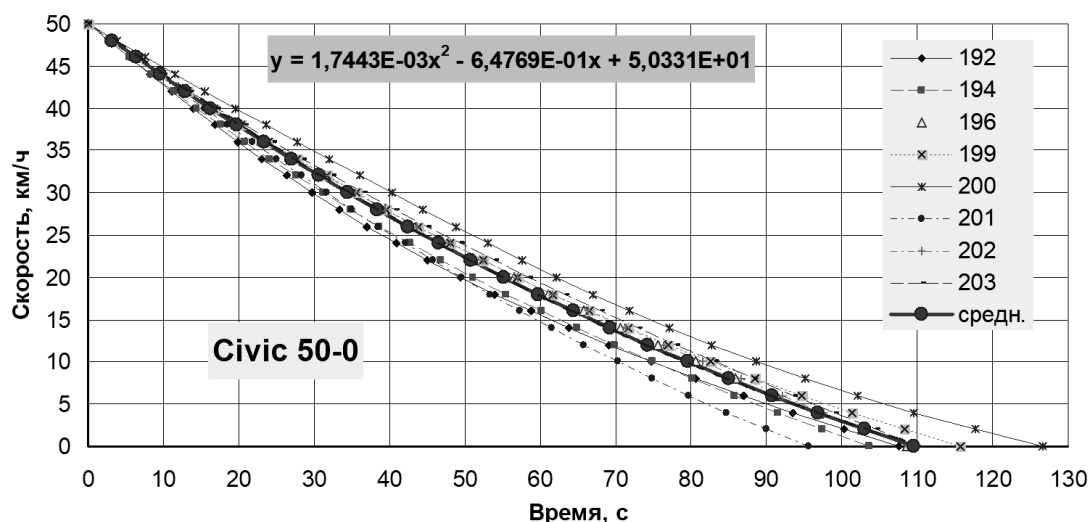


Рис. 1. Диаграммы выбегов автомобиля Honda Civic D4 от 50 км/ч до полной остановки

Требовалось найти такой диапазон скоростей, в котором путь выбега не превышал хотя бы 500 м, время было достаточно велико для надежного измерения при ручной засечке, а вариация – достаточно мала.

Были оценены общепринятые выборочные показатели – выборочное среднее, размах, дисперсия, стандартное отклонение и коэффициент вариации.

Чтобы снизить требования к длине дороги, можно замерять выбег не до остановки, а до 20 или 30 км/ч. Но в первом случае путь выбега все же превышает 500 м, а во втором заметно больше вклад сопротивления воздуха.

Это делает проверку более чувствительной к изменению скорости ветра и менее чувствительной к неисправностям ходовой части и трансмиссии.

Лучше ограничивать диапазон сверху.

Таблица 2

Время выбега автомобиля Honda Civic D4 от 50 км/ч до скорости V

Клип	Скорость V, км/ч				
	40	30	20	10	0
1	2	3	4	5	6
192	13,87	29,70	49,38	74,74	107,63
196	16,69	35,35	56,47	80,66	108,60

Продолжение таблицы 2

1	2	3	4	5	6
199	16,69	35,57	56,96	82,61	115,69

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport №23' 2021

200	19,58	40,23	62,12	88,71	126,74
201	15,40	31,61	49,47	70,23	95,58
202	16,56	35,38	56,96	81,48	108,78
203	17,14	36,56	58,55	83,12	110,05
Среднее t	16,28693	34,44496	55,1222	79,55868	109,5863
Размах Δ	5,71	10,53	12,74	18,48	31,16
Дисперсия D	3,181196	11,74634	21,53607	34,65025	81,28929
Станд. откл. σ	1,783591	3,427294	4,640698	5,886446	9,016057
Коэф. вариации ν	0,109511	0,099501	0,084189	0,073989	0,082274

Привлекательно выглядят два варианта: от 40 до 20 км/ч и от 30 до 10 км/ч (табл. 3).

Таблица 3

Сравнение показателей двух возможных диапазонов скоростей

Диапазон скоростей, км/ч	От 40 до 20	От 30 до 10
Время выбега, с	38,6	44,9
Путь выбега, м	317,3	242,6
Размах замедления, м/с ²	0,0723	0,0711

Оба диапазона удобны. Средний путь выбега существенно меньше 500 м. Среднее время выбега достаточно велико, чтобы погрешность, вызванная запаздыванием засечки, например, 0,5 с, не вызывала общую ошибку более 1,5 % (1,3 и 1,1 %). Размах замедления в выборке практически одинаков.

Таблица 4

Расчетные нормативные значения параметров «Время выбега» и «Путь выбега» автомобиля Honda Civic D4

Вариант сопротивления качению	Параметр	Диапазон скорости			
		от 50 до 0	от 40 до 20	от 30 до 10	от 40 до 10
худший	Время, с	90,6	32,4	37	52,3
	Путь, м	554,1	266,8	200,6	348,7
средний	Время, с	106,2	37,3	43,2	60,7
	Путь, м	639,2	306,7	233,6	403
лучший	Время, с	129,4	44,2	52,3	72,8
	Путь, м	760	362,6	281,3	480,3

Цифровой спидометр автомобиля Honda Civic индицирует скорость в целых км/ч, поэтому на дисплее одно значение удерживается довольно долго – а человек может засечь время как в самом начале, так и в конце периода индикации.

Впрочем, после некоторой тренировки ручная засечка оказывается достаточно точной и дает ошибку от 0 до 0,35 с.

Погрешности включения и выключения секундомера имеют одинаковый знак, поэтому ошибка разности невелика 0,1–0,2 с.

Вторая особенность цифрового спидометра – спорадические пропуски значений скорости, например, после 40 сразу 38 км/ч, после 33 – 31 и т.п., что вынуждает повторять замеры.

В описанном выше анализе результатов эксперимента получено среднее значение $f = 0,01124$ (для скорости 20 км/ч). Это близко к 0,01130 – по нижней границе поля возможных значений для шин категорий S и T.

Наибольшие возможные значения f (верхняя граница поля для шин H, V и других скоростных) выше в 1,237 раза, наименьшие (нижняя граница поля для шин ECO) – 0,756 раза.

Опуская вычисления, приведем полученные значения пути и времени выбега для рассматриваемых диапазонов скорости.

Итак, установлены рекомендуемые режимы проверки автомобиля Honda Civic D4 с шинами группы ECO и нормативы для этих режимов.

Однако при шинах других типов нормативы будут иными.

Не имея возможности повторить эксперимент со всеми вариантами шин, мы попытались рассчитать эти варианты, исходя из общепринятых моделей сопротивлений движению автомобиля.

Однако никакое сочетание постоянного значения C_x и зависимости $f(v)$ не дало кривой замедления $j(v)$, приближающейся к экспериментальной.

Оставалось принять версию о непостоянстве C_x и попытаться найти достаточно простые методы расчета параметров выбега с 50 км/ч с учетом этого непостоянства.

Характер зависимости $C_x(v)$ удобно исследовать методом, описанным, например в [4]. Выбирают на экспериментальной кривой $j(v)$ две близкие по скорости точки и принимают допущение, что в силу малой разности скоростей значения сопротивлений в обеих точках одинаковы. Далее составляют систему из двух уравнений силового баланса для этих двух точек и решают ее. Затем переходят к следующей паре скоростей – и так до конца исследуемого диапазона.

Мы называем эту процедуру «метод близких скоростей».

Исходная система уравнений

$$\begin{cases} P_{f1} + P_{xx.mp1} + kF \cdot v_1^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_1; \\ P_{f2} + P_{xx.mp2} + kF \cdot v_2^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_2, \end{cases} \quad (1)$$

где P_f – сила сопротивления качению, Н;

$P_{xx.mp}$ – сила сопротивления холостого хода трансмиссии, Н;

k – коэффициент обтекаемости, $\text{Н} \cdot \text{с}^2 \cdot \text{м}^{-4}$; $k = 0,5 \cdot \rho \cdot C_x$ (ρ – плотность воздуха, $\text{кг}/\text{м}^3$;

C_x – коэффициент аэродинамического сопротивления);

F – лобовая площадь автомобиля, м^2 ;

v_1, v_2 – выбранные близкие скорости, $\text{м}/\text{с}$;

j_1, j_2 – замедления при этих скоростях.

Как сказано выше, принято допущение, что при достаточно близких скоростях сопротивления равны.

Однако предварительная оценка на примере автомобиля Honda Civic показывает, что чувствительность трех составляющих к изменению скорости различна (табл. 5, рис. 2).

Таблица 5

Зависимость сопротивлений выбегу автомобиля Honda Civic от скорости

V	0	5	10	15	20	25	30
Pw	0,0	0,8	3,3	7,3	13,0	20,4	29,3
Pf	189,4	189,0	188,8	188,8	188,8	189,0	189,3
Pxx	0,052	0,704	1,05	1,37	2,64	3,85	4,81
V	35	40	45	50	55	60	65
Pw	39,9	52,2	66,0	81,5	98,6	117,4	137,8
Pf	189,6	190,2	190,8	191,5	192,4	193,4	194,5
Pxx	5,72	6,78	8,07	9,46	10,85	12,4	15,1

При этом сопротивление воздуха определялось по стандартной формуле при $\rho=1,208 \text{ кг}/\text{м}^3$, $C_x=0,31$, $F=2,1 \text{ м}^2$; сопротивление качению при $m_a=1703 \text{ кг}$, f – по нижней границе поля возможных значений для шин категорий S и T [1]; P_{xx} – по результатам измерений [5].

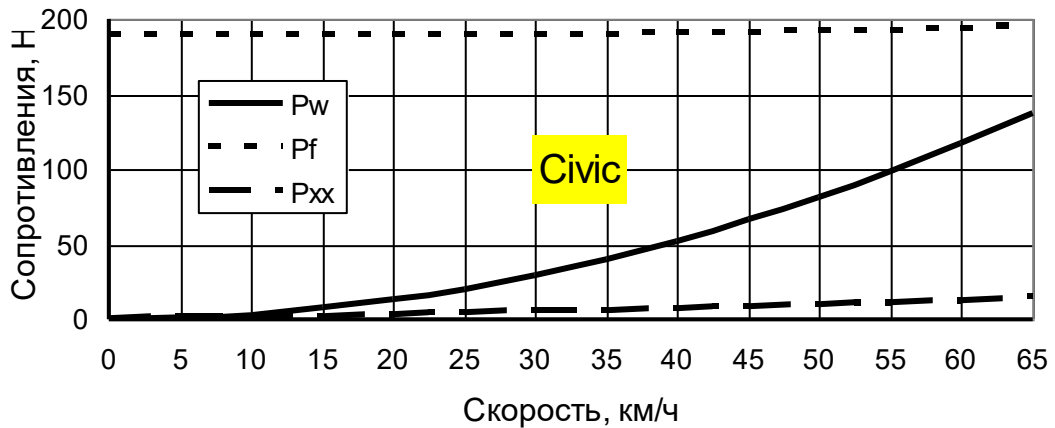


Рис. 2. Зависимость сопротивлений выбегу Honda Civic от скорости

Наименее чувствительно сопротивление качению, именно его можно без ущерба для точности считать постоянным в выбранном диапазоне скоростей от v_1 до v_2 ($P_{f1} = P_{f2} = P_f$).

Остальные два сопротивления зависят от скорости. Их удобно объединить в виде $kF^* \cdot v^2$. Тогда

$$\begin{cases} P_f + kF^* \cdot v_1^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_1; \\ P_f + kF^* \cdot v_2^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_2. \end{cases} \quad (2)$$

После простейших преобразований получаем

$$kF^* = \frac{\delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{(v_1^2 - v_2^2)}, \quad C_x^* = \frac{2 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^2 - v_2^2)} \quad (3)$$

или, если скорость выражена в км/ч,

$$C_x^* = \frac{25,92 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^2 - v_2^2)}. \quad (4)$$

Несложно найти и коэффициент сопротивления качению из

$$\begin{cases} P_f + kF^* \cdot v_1^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_1; \\ P_f + kF^* \cdot v_2^2 = \delta \cdot m_a \cdot j_2; \end{cases} \quad (5)$$

$$m \cdot g \cdot f \cdot (v_2^2 - v_1^2) = m \cdot \delta \cdot (j_1 \cdot v_2^2 - j_2 \cdot v_1^2),$$

$$f = \frac{\delta \cdot (j_1 \cdot v_2^2 - j_2 \cdot v_1^2)}{g \cdot (v_2^2 - v_1^2)}. \quad (6)$$

Если же принять гипотезу о непостоянстве показателя степени n [1], то картина несколько изменится:

$$C_x^* = \frac{2 \cdot \delta \cdot m_a \cdot (j_1 - j_2)}{\rho \cdot F \cdot (v_1^{n_1} - v_2^{n_2})}; \quad (7)$$

$$f = \frac{\delta \cdot (j_1 \cdot v_2^{n_2} - j_2 \cdot v_1^{n_1})}{g \cdot (v_2^{n_2} - v_1^{n_1})} \quad (8)$$

В качестве примера были взяты приведенные в [6] данные выбега седана Mitsubishi Lancer 2.0 (масса 1555 кг, $\delta=1,0373$, $r_k=0,318$ м. Методом [1] вычислены значения $C_x=0,364$, $f=0,0117$) и обработаны в двух вариантах: при классическом описании сопротивления воздуха с постоянным показателем степени при скорости $n=2$ и с переменным показателем степени $n(v)$ (рис. 3).

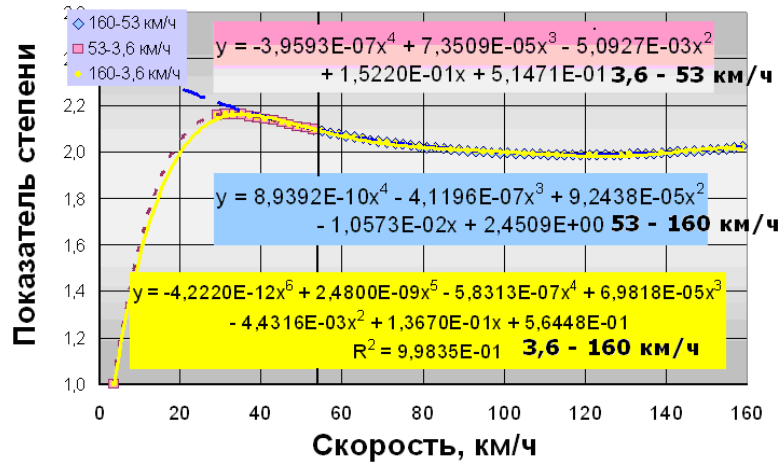


Рис. 3. Зависимость показателя степени n от скорости – усредненная по 84 моделям легковых автомобилей разных типов

На рис. 4 и рис. 5 показаны расчетные зависимости коэффициента аэродинамического сопротивления C_x и коэффициента сопротивления качению f от скорости.

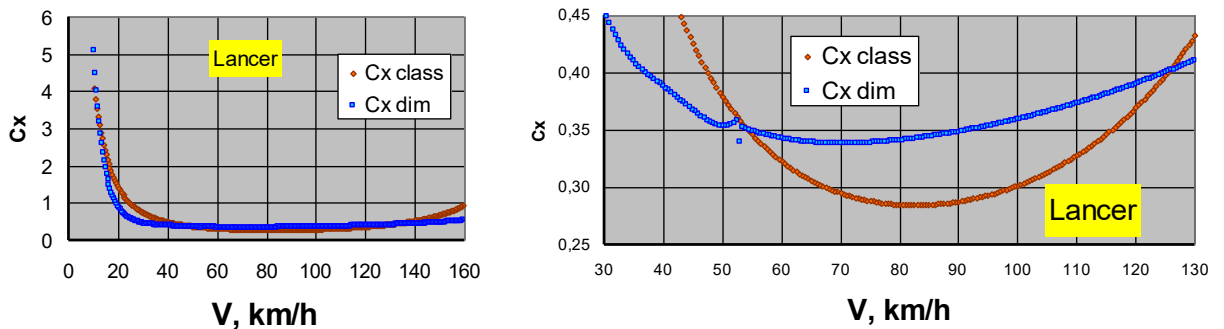


Рис. 4. Расчетная зависимость коэффициента аэродинамического сопротивления C_x от скорости, полученная методом близких скоростей, в полном (слева) и рабочем диапазонах скоростей

Неожиданно выглядит снижение до нуля сопротивления качению в начале и, особенно, в конце диаграммы.

Резкое падение f при скоростях ниже 20 км/ч уже описано в работах ХНАДУ [1], но для высоких скоростей оно не отмечалось. Скорее всего, это следствие несовершенства модели. Впрочем, для настоящего исследования этот вопрос не важен: выбеги изучаются здесь со скорости 50 км/ч.

Как видно из этих диаграмм, в варианте с переменным показателем степени МБС дает несколько более стабильные результаты.

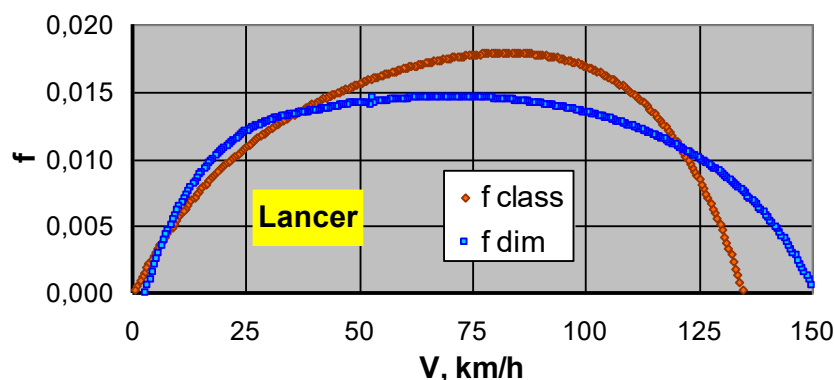


Рис. 5. Расчетная зависимость коэффициента сопротивления качению от скорости, полученная методом близких скоростей

Полученное при этом среднее для рабочего диапазона скоростей значение $C_x = 0,3656$ достаточно близко к вычисленному методом [1] $0,3639$, а значение $f = 0,011748$ практически совпадает с $f = 0,011706$ (при скорости $23,75$ км/ч, на которой вычисляется f методом [1]).

Возник вопрос: а в какую степень надо возводить скорость при таком значении C_x , чтобы получить такое же сопротивление воздуха, какое дает МБС.

Результат расчета оказался бесполезным: кривая этого условного показателя степени (рис. 6) в зоне малых скоростей заметно уходит от исходной (n), устремляется к бесконечности и образует разрыв вблизи $3,6$ км/ч.

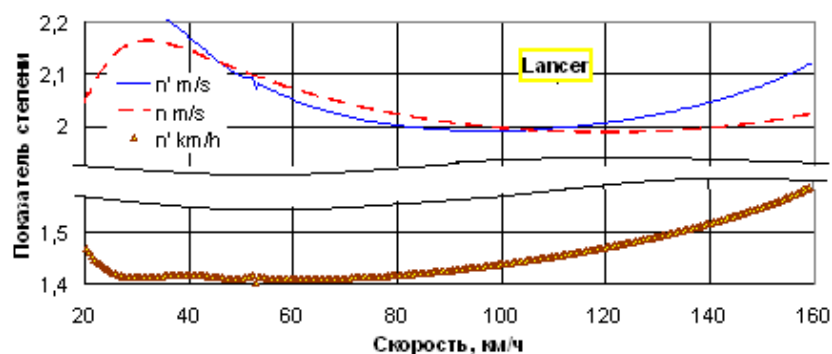


Рис. 6. Условный показатель степени при расчете с $C_x=0,3639$

Более практичный результат такая операция дала при подстановке скорости в км/ч. Кривая $n' \text{ km/h}$ на рис. 6 идет в области рабочих скоростей более полого, на участке от 90 до 30 км/ч этот показатель практически постоянный ($1,4135$), а в пределах от 50 до 20 км/ч может быть принят $1,418$.

Правда, на меньших скоростях расчет сопротивления воздуха при $C_x=0,3639$ и $n'=1,418$ дает нарастающую погрешность, но на фоне прочих сопротивлений она незначительна, да и сам расчет по МБС не идеален.

Анализ выбега сравниваемых автомобилей с использованием «метода близких скоростей»

Аналогичные расчеты для автомобилей с резко отличающейся аэродинамикой: внедорожника Toyota Land Cruiser 200 ($C_x=0,5063$) и седана Honda Civic D4 ($C_x=0,3092$) дали близкие значения $n'=1,4396$ и $n'=1,4228$. Среднее из трех – $1,427$.

Подбор эмпирических формул для расчета коэффициента сопротивления качению f также опирался на результаты анализа выбега Mitsubishi Lancer с помощью МБС при переменном показателе степени.

Полученная диаграмма $f(v)$ показана на рис. 7. Она была аппроксимирована логарифмической функцией, но кривая при скоростях ниже 2 км/ч уходила в отрицательную область, что не имеет физического смысла.

Поэтому функция была откорректирована смещением аргумента на 1,7 км/ч.

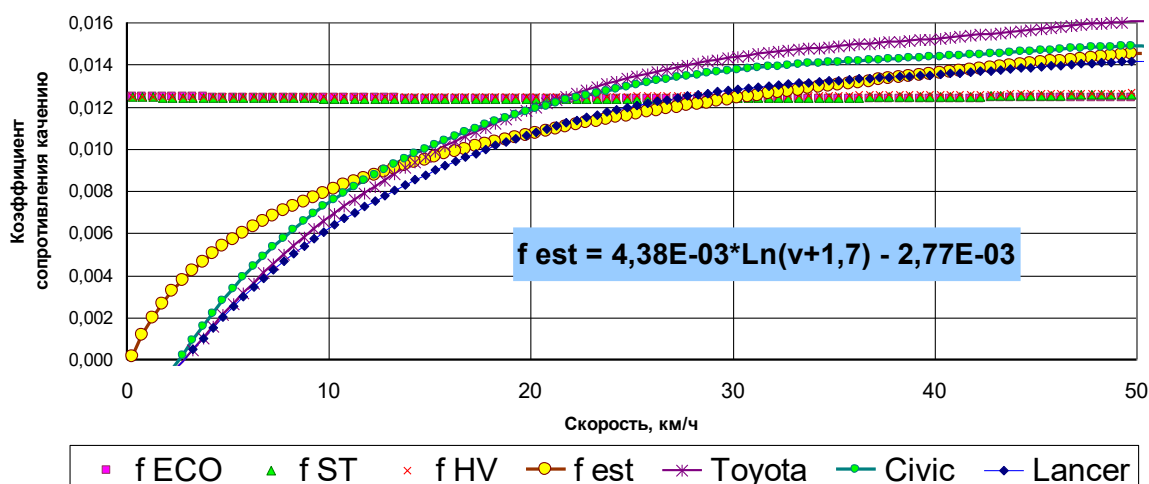


Рис. 7. Зависимость коэффициента сопротивления качению f от скорости, вычисленная методом близких скоростей при переменном $[n(v)]$ показателе степени

У двух других рассмотренных автомобилей форма аппроксимирующей кривой такая же, но ординаты выше или ниже в соответствии со свойствами шины.

Это удобно корректировать масштабным коэффициентом C_i/C_L , где C – свободный член в аппроксимирующем выражении для зависимости коэффициента сопротивления качению f от скорости [1]; i – индекс рассматриваемого автомобиля; L – индекс автомобиля Lancer.

Значение C_L для седана Lancer принято по средней линии для шин SR-TR (0,012467), для внедорожника Toyota по верхней линии для шин HR-VR (0,0140095), для седана Civic по средней линии для шин HR-VR (0,013261).

Выбор C определялся скоростной категорией шины с учетом значения ψ , полученного при обработке диаграммы выбега по [1].

Результаты расчета параметров выбега для трех автомобилей представлены в таблице 6 натуральными значениями и отклонениями от экспериментальных данных в процентах (ϵ , %).

Таблица 6

Параметры выбега легковых автомобилей, рассчитанные классическим и предлагаемым эмпирическим методами, в сопоставлении с экспериментальными данными

Источник данных	Диапазон скоростей							
	50...1		50...20		40...20		30...10	
	Время, с / ϵ , %	Путь, м / ϵ , %	Время, с / ϵ , %	Путь, м / ϵ , %	Время, с / ϵ , %	Путь, м / ϵ , %	Время, с / ϵ , %	Путь, м / ϵ , %
седан Mitsubishi Lancer 2,0								
Эксперимент	154,96	654,81	50,11	470,21	35,90	293,02	46,35	243,92
Класс. расчет	101,92	667,12	56,96	540,51	40,13	330,66	61,90	240,21
ϵ , %	-34,23	1,88	13,68	14,95	11,79	12,85	33,57	-1,52

Эмпири. расчет	151,93	656,17	50,85	474,92	36,79	299,65	47,48	250,63
ε, %	-1,96	0,21	1,48	1,00	2,47	2,26	2,45	2,75
внедорожник Toyota Land Cruiser 200								
Эксперимент	141,91	583,95	44,30	415,06	31,83	259,54	41,65	218,58
Класс. расчет	89,04	579,89	49,41	468,75	34,82	286,79	53,89	209,28
ε, %	-37,26	-0,70	11,53	12,94	9,39	10,50	29,39	-4,25
Эмпири. расчет	134,04	573,66	44,32	413,73	32,09	261,25	41,64	219,51
ε, %	-5,55	-1,76	0,03	-0,32	0,80	0,66	-0,04	0,43
седан Honda Civic D4								
Эксперимент	136,91	628,58	49,33	465,50	34,98	286,44	43,27	229,77
Класс. расчет	103,02	680,53	58,22	554,23	40,73	336,07	62,43	241,28
ε, %	-24,75	8,26	18,01	19,06	16,44	17,33	44,27	5,01
Эмпири. расчет	146,05	640,92	49,93	467,42	35,97	293,38	45,89	242,72
ε, %	6,68	1,96	1,23	0,41	2,85	2,42	6,05	5,63

Как видно из таблицы, предложенный эмпирический метод намного точнее общепринятого классического метода.

Выводы

1. В описанном выше анализе результатов эксперимента получено среднее значение $f = 0,01124$ (для скорости 20 км/ч). Это близко к 0,01130 – по нижней границе поля возможных значений для шин категорий S и T.

Наибольшие возможные значения f (верхняя граница поля для шин H, V и других скоростных) выше в 1,237 раза, наименьшие (нижняя граница поля для шин ESO) – 0,756 раза.

2. Как видно из этих диаграмм, в варианте с переменным показателем степени МБС дает несколько более стабильные результаты.

Полученное при этом среднее для рабочего диапазона скоростей значение $C_x = 0,3656$ достаточно близко к вычисленному методом [1] 0,3639, а значение $f = 0,011748$ практически совпадает с $f = 0,011706$ (при скорости 23,75 км/ч, на которой вычисляется f методом [1]).

Список используемых источников

1. Рабинович Э.Х. Оценка коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. // Український метрологічний журнал. – 2010. – №4. – С.47-52.

2. Про измерение выбега / [Электронный ресурс] / Режим доступа: http://www.exp-rem.ru/files/faq/05-07-20_rem_faq_vybeg.htm

3. Волков В.П. Режимы дорожного диагностирования автомобиля Honda Civic 4d / Волков В.П., Рабинович Э.Х., Зыбцев Ю.В. // Вісник НТУ «ХП». Серія: Автомобіле-тракторобудування». – Х.: НТУ «ХП». – 2013.

4. Рябков А.И. Методика расчета коэффициента сопротивления качению и фактора объемаемости автомобиля / Рябков А.И., Лавренченко В.Н. // Автомоб. пром-сть. – 1984. – № 3. – С. 19-20.

5. Измерение момента инерции автомобильной автоматической трансмиссии методом выбега / Рабинович Э.Х., Волков В.П., Зыбцев Ю.В. [и др.] // Український метрологічний журнал. – 2013. – №2. – С. 28-33.

6. Диваков А. С намеком на... / Александр Диваков, Павел Карин // Авторевю. – 2007. – № 14.

References

1. Rabinovich E`.Kh. Oczenka koef`ficizientov soprotivlenij dvizheniyu avtomobilya po puti vy`bega / Rabinovich E`.Kh., Volkov V.P., Belogurov E.A. // Ukrayins`kij metrologi`chnij zhurnal. – 2010. – №4. – S.47-52.
2. Pro izmerenie vy`bega / [E`lektronny`j resurs] / Rezhim dostupa: http://www.exp-rem.ru/files/faq/05-07-20_rem_faq_vybeg.htm
3. Volkov V.P. Rezhimy` dorozhnogo diagnostirovaniya avtomobilya Honda Civic 4d / Volkov V.P., Rabinovich E`.Kh., Zy`bcezev Yu.V. // Vi`snik NTU «KhPI». Seri`ya: Avtomobi`le-traktorobuduvannya». – Kh.: NTU «KhPI». – 2013.
4. Ryabkov A.I. Metodika rascheta koef`ficizienta soprotivleniya kacheniyu i faktora ob`ekaemosti avtomobilya / Ryabkov A.I., Lavrenchenko V.N. // Avtomob. prom-st`. – 1984. – № 3. – S. 19-20.
5. Izmerenie momenta inerczii avtomobil`noj avtomaticheskoy transmissii metodom vy`bega / Rabinovich E`.Kh., Volkov V.P., Zy`bcezev Yu.V. [i dr.] // Ukrayins`kij metrologi`chnij zhurnal. – 2013. – №2. – S. 28-33.
6. Divakov A. S namekom na... / Aleksandr Divakov, Pavel Karin // Avtorevyu. – 2007. – №14.

**Іванов В.І.,
Бантковський В.А.,
Синицький Е.В.**
*Харківський національний технічний
університет сільськогосподарства
імені Петра Василенка*
E-mail: tservic@ticom.kharkov.ua

ВПЛИВ КОРЕЛЯЦІЇ НА ПІДВИЩЕННЯ НАДІЙНОСТІ СКЛАДНОГО ОБ'ЄКТУ

УДК 631.3.004.67

Іванов В.І., Бантковський В.А., Синицький Е.В. «Вплив кореляції на підвищення надійності складного об'єкту»

На прикладі об'єкту, що складається з послідовно з'єднаних рівно надійних елементів, показаний вплив кореляції між елементами (селекція елементів) на підвищення надійності об'єкту.

Ключові слова: коефіцієнт кореляції, імовірність безвідмовної роботи, система, елемент, параметричні відмови, середнє значення, відхилення, закон розподілу, статистична залежність, інтервал.

Іванов В.И. Бантковский В.А. Синицкий Е.В. «Влияние корреляции на повышение надежности сложного объекта»

На примере объекта, состоящего с последовательно соединенных равно надежных элементов, показано влияние корреляции между элементами (селекция элементов) на повышение надежности объекта.

Ключевые слова: коэффициент корреляции, вероятность безотказной работы, система, элемент, параметрические отказы, среднее значение, отклонение, закон распределения, статистическая зависимость, интервал.

V. Ivanov, V. Bantkovskiy, E. Sinitskiy "The influence of correlation on increasing the reliability of a complex object"

On the example of an object consisting of serially connected equally reliable elements, the influence of correlation between elements (selection of elements) on increasing the reliability of the object is shown.

Keywords: coefficient correlations, probability of faultless work, system, element, self-reactance refuses, mean value, rejection, distributing law, statistical dependence, interval.

Вступ

Однією з умов підвищення якості капітального ремонту та зниження його вартості є вдосконалювання складального процесу. Роль способу і якості складання досить велика. Від якості складання залежить успішність приймальних випробувань, надійність під час експлуатації, ресурс машини. Найважливішою характеристикою складання є точність. Селективне складання, при якому складальний комплект утворюють деталі, попередньо відібрані за прийнятими характеристиками з числа придатних, є методом забезпечення точності, заснованим на груповій взаємозамінності.

Аналіз останніх досліджень

При розгляді відомих методів забезпечення заданої точності вихідних параметрів виробу під час складання в технічній літературі і на практиці не розглянутий спосіб селективного складання машини по вузлах (уздовж машини) за прийнятими характеристиками і з урахуванням кореляції параметрів їх елементів. Послідовність комплектування системи з параметрами, що корельовано, може вплинути на її надійність.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є проведення теоретичних досліджень впливу кореляції на підвищення надійності складного об'єкту.

Результати досліджень

Вплив кореляції на підвищення надійності розглянемо на прикладі об'єкту, який складається з n послідовно з'єднаних рівно надійних елементів. Припустивши, що елементи корельовано крізь навантаження N , а несучі здатності їх не корельовано з навантаженням N , то для двох елементів можна записати, що імовірність безвідмовної роботи системи R_c дорівнює:

$$R_c = R_e^2 + r R_e (1 - R_e),$$

де r – коефіцієнт кореляції; R_e – імовірність безвідмовної роботи елемента.

Звідси:

$$R_e = \frac{-r + \sqrt{r^2 + 4(1-r)R_c}}{2(1-r)}.$$

Завдаючи числові значення R_c і r , отримуємо необхідне R_{e1} , для забезпечення R_c . Потім підставимо R_{e1} замість R_c і для того ж r знову розрахуємо $R_e = R_{e2}$ і т.д. Тоді першого разу отримуємо R_e для двох елементів, другого для чотирьох, потім для восьми і т.д. Варіюючи значення r і R_c , можна отримати серію залежностей, які зв'язують R_e , r , R_c . Побудовані таким чином графіки R_e для $R_c = 0,8$; $r = 0,2 \dots 0,95$ у функції числа елементів n показали, що із зростанням коефіцієнта кореляції r потрібні все менші значення надійності коефіцієнта R_e , за для забезпечення $R_c = 0,8$. Можна так вибрати коефіцієнт кореляції ($r = 0,95$), щоб при $n = 1000$ і $R_e = 0,87$ забезпечити $R_c = 0,8$. Ефект кореляції в певному сенсі нівелює негативний ефект підвищення числа елементів при їх послідовному з'єднанні. У припущенні незалежності елементів, як звісно, $R_e = (R_c)^{1/n}$ і при $R_c = 0,8$, $n = 1000$ маємо $R_e \approx 1$, тобто потребуються практично абсолютно надійні елементи. При врахуванні кореляції отримані цілком прийнятні значення.

Коефіцієнт кореляції при вказаних вище припущеннях:

$$r = \frac{1}{(\sigma_R / \sigma_N)^2 + 1},$$

де σ_R і σ_N – середні квадратичні відхилення несучій здатності і навантаження для елемента.

Розглянемо спосіб підвищення кореляції між елементами шляхом використання методів селекції за вимірюваними параметрами.

Оцінку ефективності селективних методів будемо проводити на прикладах систем з послідовною у розумінні надійності структурою. При цьому розглянемо систему, ресурс якої визначається наробітком до першої відмови будь якого з однотипних елементів. Прикладами тут можуть служити різьбові кріплення, якщо в них руйнування хоча б одного бовта призводить до руйнування решти; хрестовини карданних шарнірів у складі з підшипниками, ресурс яких визначається наробітком до початку прогресуючого поверхневого викрашування хоча б на одному з шипів; газова турбіна, в якій руйнування хоча б однієї лопатки на дисках призводить до пошкодження і виходу з ладу всієї турбіни.

Якщо елементи, з яких складаються такі системи за результатами вимірювання деяких параметрів, роз'єднані на селективні групи, які відрізняються розподілом ресурсу, то раціональний спосіб їх об'єднання в систему полягає у складанні систем з елементів однієї селективної групи. В ідеалі, при ідеальній селекції, яка полягає у роз'єднанні елементів на групи з однаковим ресурсом, таким способом складання систем теоретично можливо досягнути збігання розподілу ресурсів системи і елемента. На практиці, очевидно, такий ефект не досягнутий, однак розглядання більш реальних ситуацій вказує на значну ефективність селективного способу.

Покажемо це на простіших прикладах системи, складеної з двох послідовно з'єднаних однотипних елементів, які відмовляють незалежно.

Нехай вираз для вірогідності безвідмовної роботи вибірки елементів має вигляд:

$$Re(t) = \Delta \cdot e^{-\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + (1 - \Delta) \cdot e^{-\left(\frac{t}{a_2}\right)^b}, \quad (1)$$

де Δ – доля (відносна кількість) елементів першої селективної групи;
 a_1 і a_2 – параметри масштабу розподілів ресурсу елементів першої і другої селективних груп відповідно;
 b – параметр форми розподілів ресурсу елементів.

Таким чином, розглядається випадок, коли проведена селекція елементів на дві групи, причому, ресурс елементів в кожній групі розподілений за законом Вейбула з різними параметрами масштабу і одним і тим же параметром форми.

Вираження для середнього ресурсу таких елементів має вид:

$$Te = [\Delta \cdot a_1 + (1 - \Delta) a_2] \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right), \quad (2)$$

де Γ – гама-функція.

Якщо позначити вірогідність безвідмовної роботи елементів першої селективної групи – $R_{1e}(t)$ і другої групи – $R_{2e}(t)$, то з (1) слідує:

$$R_e(t) = \Delta \cdot R_{1e}(t) + (1 - \Delta) R_{2e}(t)$$

Аналогічно з (2) отримуємо:

$$T_e = \Delta \cdot T_{1e} + (1 - \Delta) T_{2e},$$

де T_{1e} і T_{2e} – середні ресурси елементів першої і другої селективних груп відповідно.

При випадковому об'єднанні елементів які відмовляють незалежно, вірогідність безвідмовної роботи послідовної системи з двох однотипних елементів у відповідності з (1) буде визначатися за формулою:

$$R_C(t) = R_3^2(t) = \Delta^2 \cdot e^{-2\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + 2\Delta(1 - \Delta) e^{-\left(\frac{t}{a_1}\right)^b - \left(\frac{t}{a_2}\right)^b} + (1 - \Delta)^2 \cdot e^{-2\left(\frac{t}{a_2}\right)^b}. \quad (3)$$

Інтегруючи вираження (3) в межах від 0 до ∞ отримаємо формулу для середнього ресурсу такої системи:

$$T_C = 2^{-\frac{1}{b}} \left[\Delta^2 \cdot a_1 + 2\Delta(1 - \Delta) \left(\frac{2a_1^b \cdot a_2^b}{a_1^b + a_2^b} \right) + (1 - \Delta)^2 \cdot a_2 \right] \times \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right). \quad (4)$$

При об'єднанні у систему елементів, які належать однієї й тієї ж селективній групі, вираження для вірогідності безвідмовної роботи системи буде мати вигляд:

$$\tilde{R}_C(t) = \Delta \cdot R_{1e}^2(t) + (1 - \Delta) R_{2e}^2(t),$$

або, з врахуванням (1):

$$\tilde{R}_C(t) = \Delta \cdot e^{-2\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + (1 - \Delta) e^{-2\left(\frac{t}{a_2}\right)^b}, \quad (5)$$

Інтегруючи (5), отримуємо вираження для середнього ресурсу системи з селективним об'єднанням двох елементів:

$$\tilde{T}_C = 2^{-\frac{1}{b}} [\Delta \cdot a_1 + (1 - \Delta) a_2] \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right) = \frac{Te}{2^{1/b}}. \quad (6)$$

Із вираження (6), вчасності, виходить, що чим менше коефіцієнт варіації ресурсу елементів в селективних групах (чим якісніш селекція) і, виходячи, більше параметр форми b , тим більше величина середнього ресурсу системи до середнього ресурсу елемента.

Критерієм ефективності селективного методу об'єднання елементів у систему може служити відношення $\psi = \frac{\tilde{T}_C}{T_C}$, яке показує в скільки разів зростає середній ресурс системи при селективному складанні.

Із (4) і (6) після спрощень виходить, що при двох селективних групах:

$$\psi_2 = \frac{\Delta + (1-\Delta) \frac{a_2}{a_1}}{\left[\Delta^2 + 2\Delta(1-\Delta) \left(\frac{2}{\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^b + 1} \right)^{1/b} + (1-\Delta)^2 \frac{a_2}{a_1} \right]} \quad (7)$$

Виразення (7) дозволяє оцінити ефект від використання селективного методу при різних величинах відношення середніх ресурсів елементів селективних груп (відношення середніх ресурсів співпадає з a_2/a_1), а також різних долях селективних груп у загальній сукупності елементів і різних значеннях параметра форми b .

Розрахунки, проведені за допомогою (7) показують, наприклад, що при значеннях $a_2/a_1=0,3$, $\Delta=0,8$ і $b=1$ величина $\psi_2=1,18$, а при $b=2$ отримуємо $\psi_2=1,25$.

При більшій відмінності середніх ресурсів у групах, наприклад, якщо $a_2/a_1=0,2$ і $\Delta=2$ ефективність зростає:

$$\text{при } b=1 \quad \psi_2=1,31;$$

$$\text{при } b=2 \quad \psi_2=1,4;$$

$$\text{при } b=3 \quad \psi_2=1,45.$$

Ефективність для послідовної системи з двох елементів, при селекції їх на три групи, можна оцінити аналогічно. Для цього розглянемо випадок, коли вірогідність безвідмовної роботи елемента визначається за формулою:

$$Re(t) = \Delta_1 \cdot e^{-\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + \Delta_2 \cdot e^{-\left(\frac{t}{a_2}\right)^b} + (1-\Delta_1-\Delta_2) e^{-\left(\frac{t}{a_3}\right)^b} \quad (8)$$

Формула для середнього ресурсу елемента має вид:

$$Te = [\Delta_1 \cdot a_1 + \Delta_2 a_2 + (1-\Delta_1-\Delta_2) \cdot a_3] \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right).$$

Вірогідність безвідмовної роботи системи без використання при складанні селективних методів, визначається з урахуванням (8):

$$R_c(t) = \Delta_1^2 e^{-2\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + 2\Delta_1 \cdot \Delta_2 e^{-\left(\frac{t}{a_1}\right)^b - \left(\frac{t}{a_2}\right)^b} + \Delta_2^2 e^{-2\left(\frac{t}{a_2}\right)^b} + 2\Delta_1(1-\Delta_1-\Delta_2) \cdot e^{-\left(\frac{t}{a_1}\right)^b - \left(\frac{t}{a_3}\right)^b} + 2\Delta_2(1-\Delta_1-\Delta_2) e^{-\left(\frac{t}{a_2}\right)^b - \left(\frac{t}{a_3}\right)^b} + (1-\Delta_1-\Delta_2)^2 \cdot e^{-2\left(\frac{t}{a_3}\right)^b}. \quad (9)$$

Середній ресурс системи при цьому:

$$T_c = 2^{-\frac{1}{b}} \left[\Delta_1^2 \cdot a_1 + 2\Delta_1 \cdot \Delta_2 \left(\frac{2a_1^b \cdot a_2^b}{a_1^b + a_2^b} \right)^{\frac{1}{b}} + \Delta_2^2 \cdot a_2 + 2\Delta_1(1-\Delta_1-\Delta_2) \left(\frac{2a_1^b \cdot a_3^b}{a_1^b + a_3^b} \right)^{\frac{1}{b}} + 2\Delta_2(1-\Delta_1-\Delta_2) \times \left(\frac{2a_2^b \cdot a_3^b}{a_2^b + a_3^b} \right)^{\frac{1}{b}} + (1-\Delta_1-\Delta_2)^2 a_3 \right] \Gamma\left(1 + \frac{1}{b}\right). \quad (10)$$

Якщо системи складати селективним методом, шляхом об'єднання елементів які належать однієї селективній групі, то вірогідність безвідмовної роботи системи буде визначатись з виразу:

$$\tilde{R}_c(t) = \Delta_1 \cdot e^{-2\left(\frac{t}{a_1}\right)^b} + \Delta_2 e^{-2\left(\frac{t}{a_2}\right)^b} + (1-\Delta_1-\Delta_2) e^{-2\left(\frac{t}{a_3}\right)^b},$$

а середній ресурс такої системи:

$$\tilde{T}_c = 2^{-\frac{1}{b}} [\Delta_1 \cdot a_1 + \Delta_2 \cdot a_2 + (1 - \Delta_1 - \Delta_2) a_3] \Gamma \left(1 + \frac{1}{b} \right). \quad (11)$$

Виразення для критерію ефективності селекції в цьому випадку має вид:

$$\begin{aligned} \psi_3 = & \left[\Delta_1 + \Delta \frac{a_2}{a_1} + (1 - \Delta_1 - \Delta_2) \frac{a_3}{a_1} \right] \left\{ \Delta_1^2 + 2\Delta_1 \Delta_2 \cdot \left[\frac{2}{\left(\frac{a_1}{a_2} \right)^b + 1} \right]^{\frac{1}{b}} + \Delta_2^2 + \frac{a_2}{a_1} + 2\Delta_1 (1 - \Delta_1 - \Delta_2) \times \right. \\ & \times \left[\frac{2}{\left(\frac{a_1}{a_3} \right)^b + 1} \right]^{\frac{1}{b}} + 2\Delta_2 (1 - \Delta_1 - \Delta_2) \left. \left[\frac{2}{\left(\frac{a_3}{a_2} \right)^b + 1} \right]^{\frac{1}{b}} \frac{a_3}{a_1} + (1 - \Delta_1 - \Delta_2)^2 \frac{a_3}{a_1} \right\}. \quad (12) \end{aligned}$$

Розрахунки, проведені за формулою (12) показують, що підвищення числа селективних груп приведе до зростання критерію ефективності. Так, якщо $a_2/a_1=0,5$; $a_3/a_1=0,1$; $\Delta_1=0,2$; $\Delta_2=0,2$; (при цих умовах середній ресурс елемента такий же як і у другому прикладі з розбиванням на дві селективні групи), то при $b=2$ величина $\psi_3=1,69$, а при $b=3$ $\psi_3=1,75$.

Виходячи, за рахунок використання селективних методів складання систем з послідовною структурою і при невеликій кількості селективних груп можливо підвищити середній ресурс у 1,5 і більше рази. При цьому результат також залежить від співвідношення середніх ресурсів елементів в кожній групі.

Висновки

За рахунок використання селективних методів складання систем з послідовною структурою і при невеликій кількості селективних груп можливо підвищити середній ресурс у 1,5 і більше рази.

Список використаних джерел

1. Теоретические основы технологии ремонта машин: Учебник в 3-х т. / Сидашенко А.И., Науменко А.А., Скобло Т.С. и др. / Под ред. А.И. Сидашенко, А.А. Науменко. Том 1. (Теория и технология производственных процессов ремонта машин) – Харьков: ХНТУСХ, 2005. – 590 с.
2. Іванов В.І., Калінін Е.І. Підвищення надійності системи методом селекції її елементів // Вісник ХНТУСГ: «Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва». – Вип. 163. – 2015. – С.142-146.

References

1. Theoretical bases of technology of repair of machines: Textbook in 3 t. / Sidashenko A.I., Naumenko A.A., Skoblo T.S. and other / Under red. A.I. Sidashenko, A.A. Naumenko. Tom 1. (Theory and technology of production processes of repair of machines) - Kharkov: KHNTUSKH, 2005. – 590 s.
2. Ivanov V.I., Kalinin E.I. Increase of failsafety by the method of selection of its elements // Announcer KHNTUSG: «Problems of reliability of machines and facilities of mechanization are saltkogospodarskogo of production».— Issue 163. – 2015. – s. 142-146.

Кісь-Коркіщенко Л.В.

Харківський національний технічний
університет сільськогосподарства
імені Петра Василенка

E-mail: kislilia1990@gmail.com

**ПРО ПРУЖНІ ВЛАСТИВОСТІ ТА ОПІР ЗСУВУ
ШАРУ ЗЕРНОВИХ МАТЕРІАЛІВ**

УДК 624.131.4

Кісь-Коркіщенко Л.В. «Про пружні властивості та опір зсуву шару зернових матеріалів»

Наведені результати аналітичного дослідження фізичної моделі структурних деформацій зернового шару при наявності ущільнюючого тиску. Розглянуто різні структури упаковки зерен, що представляють собою тіла обертання. Встановлено, що пружність шару і опір зсуву виникають, як необхідність подолання сил взаємодії між зернами, в процесі деформації шару. Прийнято, що деформація шару визначається двома компонентами: зсувом зерен поверхневого шару при переході від пухкої структури до щільної і їх вклинювання. В процесі обох деформацій виникають ортогональні до напрямку ущільнюючого тиску дотичні напруження, що визначають опір зрушенню. Результуюче дотичне напруження визначено із застосуванням елементів теорії пружності для дискретних сипких середовищ, тензорного аналізу і варіаційного методу розв'язання задачі. Встановлено, що результуюче дотичне напруження визначається ефективним коефіцієнтом зсуву, який є комплексним показником кутової деформації зсуву і тертя при вклинюванні. Значення ефективного коефіцієнта зсуву залежить від пористості реальної і щільного укладання. При відомому значенні кутової деформації представляється можливим визначити коефіцієнт тертя кочення при вклинюванні, що супроводжується перекочування зерен. Ефективний коефіцієнт зсуву дозволяє визначити граничний кут нахилу поверхні, перевищення якого призводить до лавиноподібного закінченню зернового потоку, що супроводжується збільшенням його висоти внаслідок виходу зерен з зачеплення і переходу до пухкої структури. Встановлено, що ефективний коефіцієнт зсуву перевищує значення коефіцієнта внутрішнього тертя, визначаючого за кутом природного укусу, що є до теперішнього часу показником зсуву сипких матеріалів.

Ключові слова: зерновий шар, укладання зерен, зрушення, ущільнення, тиск, дотичні напруження, деформація, коефіцієнт зсуву.

L.V. Kis-Korkishchenko "About elastic properties and shear resistance layer of grain materials"

The results of an analytical study of the physical model of structural deformations of the grain layer in the presence of sealing pressure are presented. Various packing structures of grains, which are bodies of revolution, are considered. It was found that the elasticity of the layer and the shear resistance arise as the need to overcome the forces of interaction between the grains in the process of deformation of the layer. It is accepted that the deformation of the layer is determined by two components: the shift of grains of the surface layer during the transition from a loose structure to a dense one and their wedging. In the process of both deformations, shear stresses orthogonal to the direction of the sealing pressure arise, which determine the shear resistance. The resulting shear stress is determined using elements of the theory of elasticity for discrete bulk media, tensor analysis and a variational method for solving the problem. It has been established that the resulting shear stress is determined by the effective shear coefficient, which is a complex indicator of the angular shear strain and wedging friction. The value of the effective shear coefficient depends on the porosity of the actual and dense packing. With a known value of the angular deformation, it seems possible to determine the rolling friction coefficient during wedging, accompanied by rolling of grains. The effective shear coefficient makes it possible to determine the limiting angle of inclination of the surface, the excess of which leads to an avalanche outflow of the grain flow, accompanied by an increase in its height due to the release of grains from engagement and transition to a loose structure. It has been established that the effective shear coefficient exceeds the value of the internal friction coefficient determined by the angle of repose, which is still an indicator of the shear of bulk materials.

Keywords: grain layer, grain stacking, shear, compaction, pressure, shear stress, deformation, shear coefficient.

Актуальність проблеми

Транспортування і обробка сипких матеріалів є одними з масових операцій в сільському господарстві і харчовій промисловості. Для зберігання і переробки зернових матеріалів створено багато різного устаткування, проте однозначного наукового обґрунтування механіки сипких тіл досі не існує, не дивлячись на велику кількість робіт, присвячених цій проблемі. Це обумовлено тим, що механіка сипких тіл, в тому числі і зернових матеріалів, визначається більш широкими фізико-механічними характеристиками, серед яких структурна будова, пористість, специфічні пружність і опір

зрушенню. Тому аналітичне дослідження процесу зсуву зернового матеріалу, як сипкого тіла, є актуальною проблемою механіки сипких середовищ.

Аналіз останніх досліджень

У дослідженнях механіки сипких тіл відомі два напрямки. Перше базується на основі моделі сипкого тіла, як суцільний ізотропного середовища, в якій частинки жорстко пов'язані один з одним. Переміщення їх під силовим впливом можливо тільки при перевищенні граничних нормальних і дотичних напружень [1-2] та ін. Однак дослідження в області механіки ґрунтів і сипких порід, що володіють великою пов'язаністю частинок, показали, що закони суцільних середовищ для них неприйнятні, або частково застосовані при напруженні розтягування і при малих навантаженнях [3].

Відповідно до другого напрямку [4-5] та ін., досліджується дискретна модель, яка являє собою сукупність твердих частинок, пов'язаних силами внутрішнього тертя. Слід особливо відзначити роботи П.М. Платонова, який найближче підійшов до вирішення проблеми, вважаючи, що коефіцієнт внутрішнього тертя сипких тіл залежить від щільності укладання частинок. П.М. Платонов приносить отриману ним емпіричну формулу, яка коригує коефіцієнт внутрішнього тертя, визначеного за кутом природного укусу, коефіцієнтами, що враховують щільність укладання частинок. Її структура є дуже приблизною, оскільки не базується на реальній фізичній моделі зсуву частинок в шару. Крім того, як зазначає Е.Дженік [6] кут природного укусу залежить від багатьох факторів і може змінюватися в межах 25%, тому показником закінчення сипких тіл не є. Е.Дженіке вважає, що реальний, за його визначенням, ефективний кут внутрішнього тертя необхідно визначати експериментально, шляхом зсуву шару і графічною побудовою залежності дотичних напружень від ущільнюючого тиску. Також ж думки дотримується і Д.Тейлор [3], називаючи цей кут істинним кутом внутрішнього тертя. Однак визначення ефективного коефіцієнта зсуву шляхом експериментів не дозволяє розкрити його природу і його складових, таких необхідних при розрахунку різних видів закінчення.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є визначення пружних властивостей і опору зсуву шару зернових матеріалів, ідентифікація ефективного коефіцієнту зсуву.

Результати дослідження

Для визначення характеру пружності зернового шару при зсуві розглянемо його структурні зміни в процесі зсуву частинок під дією ущільнюючого тиску. Відомі різні види укладання частинок, що представляють собою тіла обертання. До таких частинок можна віднести такі зернові, як горох, просо та інші, що мають сферичну форму, і еліпсоїдні: пшениця, жито, соя та інші. З точки зору аналізу представляють інтерес кубічну (рис.1, а), та ромбоєдричну (рис.1, б). Перша має більшу пористість і вважається пухкою, друга – меншою пористістю і вважається щільною. Щільною вважається і тетраєдричне укладання, у якій геометрія укладання збігається з ромбоєдричною в поздовжньому перерізі.

Пористість цих упаковок однакова. При додатку до шару зсувного зусилля останнім починає зростати внаслідок переходу від пухкої структури до щільної і досягає постійної граничної величини, перевищення якої призводить до руху (закінченню) шару. Перехід від пухкої структури до щільної супроводжується зміною обсягу і його розширенням ($L_{II} > L_P$).

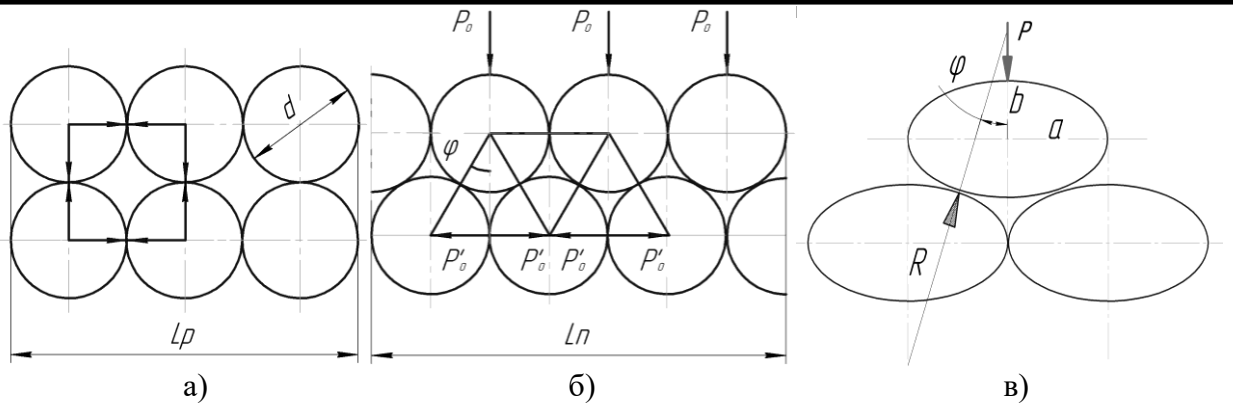


Рис. 1. Розподіл сил ущільнюючого тиску при зсуві

Розглянемо силову взаємодію між частинками в граничному стані, приймаючи їх абсолютно жорсткими (рис.1 б). На верхні частки поверхні будуть діяти сили тиску P_0 , а на що контактують з ними нижні частки – їх ортогональна складова $P'_0 = P_0 \operatorname{tg} \varphi$, де φ – кут опору. На кожну нижню частку будуть діяти дві складові P'_0 рівні за величиною і протилежні за напрямком. В результаті система буде перебувати в рівновазі. Тангенс кута φ є кутовою деформацією шару Y .

Аналогічно будуть діяти і парні дотичні напруження $\tau = p \cdot \operatorname{tg} \varphi = p \cdot Y$, де p – опір на одну частинку.

У зерен сільськогосподарських культур, що мають еліпсоїдну форму, розміри півосей мають співвідношення $b \approx \frac{1}{2} a$ незалежно від об'єму. Тому кутова деформація буде такою ж, як і у сферичних однакових зерен і дорівнює (рис. 1.а и 1.в):

$$Y = \frac{r}{d} = \frac{b}{a} = 0,5 .$$

Як було показано вище, при ущільнюючій тиску зміна обсягу супроводжується розширенням і відповідно зміною форми укладання. Застосовуючи методи теорії пружності для зернового шару, як дискретного середовища, тензор деформації зсуву можна уявити, як суму двох складових:

$$T_\varepsilon = T_\varepsilon^0 + D_e, \quad (1)$$

де T_ε^0 – шаровий тензор деформації, який відповідає деформації обсягу без зміни форми;

D_e – девіатор тензора деформації, відповідний змінам форми без зміни об'єму.

Ущільнений тиск p в зерновому шару рівномірно передається у напрямку координат x, y і рішення знаходиться у плоскій постановці завдання.

Рівняння (1) у матричній формі має вигляд:

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x & \frac{1}{2} Y_{yx} & 0 \\ \frac{1}{2} Y_{xy} & \varepsilon_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon^* & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon^* & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} \varepsilon_x - \varepsilon^* & \frac{1}{2} Y_{yx} & 0 \\ \frac{1}{2} Y_{xy} & \varepsilon_y - \varepsilon^* & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}, \quad (2)$$

де $\varepsilon^* = \frac{\varepsilon_x + \varepsilon_y}{2}$ – середня деформація об'ємного розширення.

Використовуючи для спрощення запису дельта – символ Кронекера δ_{ij} , у випадку чистого зсуву рівняння приймає вигляд

$$\varepsilon_{ij} = \varepsilon^* \cdot \delta_{ij} + \frac{1}{2} \cdot Y_{ij} . \quad (3)$$

Оскільки зміни об'єму та форми відбуваються одночасно, то ε^* та Y являються залежними.

Враховуючи раніше встановлене співвідношення $\tau = p \cdot Y$ і геометричну залежність Коші для шару у вигляді $\frac{\partial \varepsilon^*}{\partial Y}$, а також рівняння (2), співвідношення між ε^* та Y можна представити у вигляді:

$$\varepsilon^* = 2\lambda \cdot Y^2, \quad (4)$$

де λ – коефіцієнт, враховує збільшенню внаслідок кутовий деформації і вклинювання частинок в реальній упаковці з відповідним зменшенням пористості.

Для плоского стану тензор напружень представимо як суму шарового тензора і девіатора:

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x & \tau_{yx} & 0 \\ \tau_{xy} & \sigma_y & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -p & 0 & 0 \\ 0 & -p & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} -\sigma_x + p & \tau_{yx} & 0 \\ \tau_{xy} & -\sigma_y + p & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{Bmatrix}, \quad (5)$$

де p – тиск на шар;

τ – дотичні напруження при чистому зсуві або

$$\sigma_{ij} = -p\delta_{ij} + \tau_{ij}. \quad (6)$$

Для визначення дотичних напружень, що визначають рівноважний стан, використовуємо варіаційне рівняння Лагранжа [7]. В основу його покладено принцип, що сума віртуальних робіт зовнішніх і внутрішніх сил дорівнює нулю. У нашому випадку ця умова має вигляд:

$$w_{ij} = -p \cdot \delta \varepsilon^* + \tau_{ij} \cdot \delta Y_{ij} = \left(\tau_{ij} - p \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial Y_{ij}} \right) \cdot \delta Y_{ij} = 0, \quad (7)$$

де w_{ij} – сума віртуальних робіт від p та τ , а δ – символ варіації, що означає, що компоненти уявної деформації передбачаються нескінченно малими. В рівнянні (7) перший співмножник дорівнює нулю

$$\tau_{ij} - p \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial Y_{ij}} = 0, \quad (8)$$

звідки слід

$$\tau_{ij} = p \frac{\partial \varepsilon^*}{\partial Y_{ij}}. \quad (9)$$

Враховуючи (4) отримаємо значення дотичного напруження

$$\tau_{ij} = 2 \cdot p \cdot \lambda \cdot Y_{ij}. \quad (10)$$

Оскільки у дискретному шарі $\varepsilon_x = \varepsilon_y = \varepsilon^*$ та $\sigma_x = \sigma_y = p$ в рівняннях (2) та (5) девіатори відповідають тензорам чистого зсуву, при яких: $\tau_i = |\tau|$ і $Y_i = |Y|$.

Рівняння (10) для шару приймає вигляд:

$$\tau = 2 \cdot p \cdot \lambda \cdot Y. \quad (11)$$

З рівняння (11) слід, що для часинок круглої форми і однакового діаметру, якщо $Y=0.5$ то:

$$\tau = p \cdot \lambda. \quad (12)$$

Таким чином, пружністю шару є необхідність подолання сил ущільнюючого тиску пр. зміщенні і вдавлюванні частинок, і не залежить від пружності самих частинок, які можна вважати абсолютно жорсткими.

Для ідеальних кулястих часток коефіцієнт λ можна визначити в припущенні, що зміна щільності при переході від ідеальної пухкої до ідеальної щільному укладанню буде таким же, як пр. переході від ідеальної щільної до реально щільної. В цьому випадку:

$$\lambda = Y \cdot \frac{1-n}{1-m}, \quad (13)$$

де $n = 0,258$ – пористість тетраедричних щільного укладання шарів,
 $m = 0,476$ – пористість пухкої кубічної укладки [1].

З урахуванням того, що для заокруглених частинок $Y = 0,5$, отримано значення $\lambda = 0,708$.

Порівняємо значення λ за формулою (13) з його експериментальним значенням λ_{Σ} .

На рис. 2 наведені залежності $\tau = p \cdot \lambda$ і зусилля зсуву $F_t = \tau \cdot S$, де S – площа підстави шару. Ці дані отримані при зсуві шару пшениці по методу Е. Дженіке з насипною щільністю $0,8 \text{ т/м}^3$, з розміром підстави $0,2\text{м} \times 0,091\text{м}$ та висотою $0,08\text{м}$. Згідно залежності $\tau = P \cdot \lambda$, $\lambda = \text{tg } \delta = 0,686$, де $\delta = 34^\circ 30'$ (для зерна вологістю $12,8\%$). Похибка теоретичного і експериментального значення менше 2% . Ефективний коефіцієнт зсуву є стабільним і відрізняється від значення коефіцієнта внутрішнього тертя, визначеного за кутом укосу. Так в роботі [8] для пшениці з вологістю 12% наводяться значення кутів внутрішнього тертя, визначених за кутом укосу, що відповідає коефіцієнтам внутрішнього тертя $f' = 0,53$.

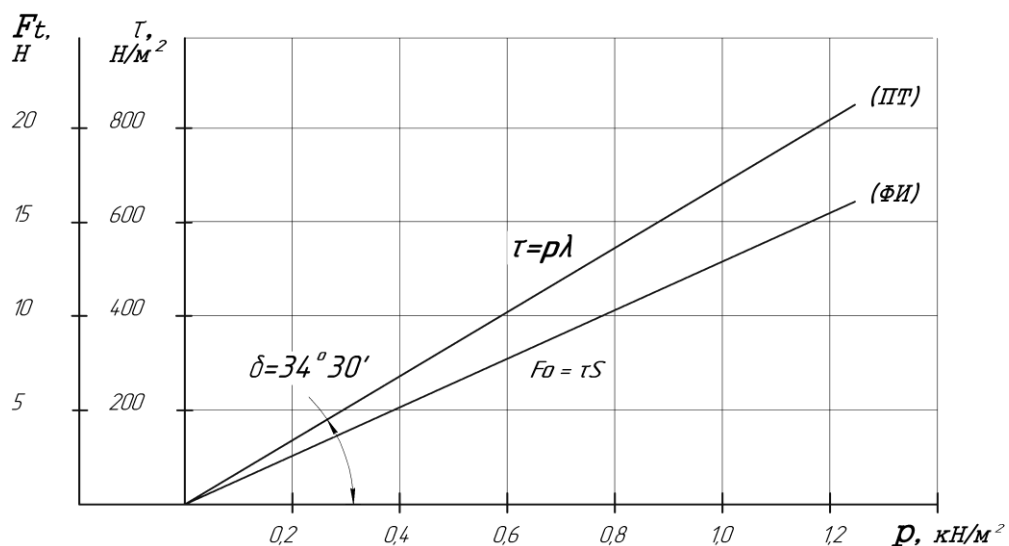


Рис. 2. Лінії граничних дотичних напружень (ПТ) і граничних сил зсуву (ФІ)

Лінію $\tau = p \cdot \lambda$ – Е. Дженіке називають межею плинності (МТ), а лінію $F_t = \tau \cdot S$ – функцією витікання (ФВ). Всі точки значень зусиль, прикладених до шару, що лежать вище лінії ФВ приведуть до витікання шару, для лежачих нижче – витікання відсутня.

Таким чином, то, що Е.Дженіке називає ефективним кутом тертя, є ефективним кутом зсуву, а коефіцієнт λ – ефективним коефіцієнтом зсуву.

Що стосується зерен не округлених форм, то відомим способом визначення насипної щільності, можна визначити концентрацію твердої фази (щільність) і пористість для пухкого і щільного укладання, що дозволить визначити ефективний коефіцієнт зсуву та опір зрушенню. Як зазначалося раніше, збільшення щільності відбувається за рахунок вклинювання частинок шару, що в загальній теорії сипких матеріалів називають зачепленням часток. Таким чином, при зсуві частинок шару необхідно долати як дотичні напруження, які є складовими ущільнюючого тиску внаслідок деформації зсуву, так і дотичні напруження, що виникають при виході частинок із зачеплення.

Д. Тейлор в процесі експериментального дослідження опору зрушенню піску встановив, що опір зрушенню, що витрачається на подолання сил зачеплення становить 25% від загального опору. Ефективний коефіцієнт тертя (насправді зсуву) для піску складе 0,645. При цьому, частина цієї величини, витраченим на тертя (насправді безпосередньо на зрушення) склала 0,475, а інша частина – 0,170, на подолання зачеплення або, як він вважає, на опір зміни обсягу. Для зернівок, що мають округлений форму, або так звану округлену форму, вхід і вихід з зачеплення при зсуві буде відбуватися шляхом перекочування частинок.

На рис. 3 показана схема входу і виходу округлених частинок із зачеплення при зсуві. Опір зрушенню утворюється в результаті виникнення дотичних напружень τ' , що виникають при контакті частинок в русі. В цьому випадку сумарну дотичну напругу буде дорівнювати $\tau = \tau' + \tau''$, де $\tau' = p \cdot \operatorname{tg} \varphi = p \cdot Y$, $\tau'' = \tau_{TP} / \cos \varphi$, где τ_{TP} - дотична

напруга тертя. В результаті отримаємо $\tau = p \cdot Y + p \frac{\mu}{\cos \varphi} \cos \varphi$, де p – тиск на частинку, Y – кутова деформація, μ - коефіцієнт тертя перекочування.

Остаточно $\tau = p \cdot (Y + \mu)$, де $(Y + \mu) = \lambda$ чи $\mu = \lambda - Y$. Для пшениці при $Y = 0.5$ $\mu = 0,686 - 0,5 = 0,186$.

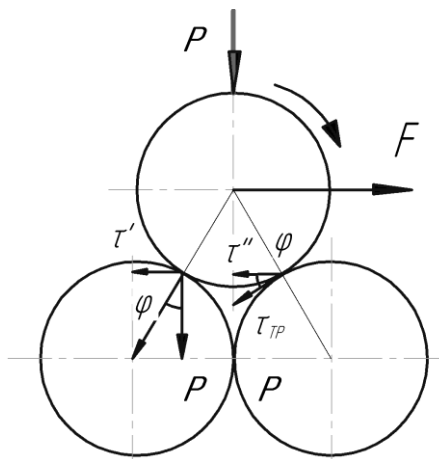


Рис. 3. Схема відтворення дотичних напружень при зсуві зернового шару.

Таким чином, частина опору зрушенню для пшениці від сил тертя становить 0,186 (кут тертя $\rho = \operatorname{arctg} \mu = 10,5^\circ$), і це більше ніж опір від сил тертя у сухого піску. Це пояснюється виникненню капілярних сил зчеплення зерен внаслідок їх вологості [9].

При виході із зачеплення відбувається перекочування не тільки заокруглених частинок, але і не округлених частинок, що підтверджується в роботі [10], присвяченій дослідженню випуску сипкого середовища з ємностей з похилими стінками. Слід зазначити, що кутова деформація Y для заокруглених частинок з різними розмірами в обсязі масиву матиме дещо меншу величину також як і коефіцієнт λ .

Коефіцієнт тертя перекочування грає важливу роль при розрахунках швидкості руху зернового потоку по похилих площинах з різних матеріалів. У цьому випадку він поряд з коефіцієнтом тертя ковзання є складовою сумарного коефіцієнта тертя. В роботі [11] встановлено, що при кутах нахилу, тангенс яких перевищує значення 0,3, рух потоку сипкого матеріалу носить лавиноподібний характер. При цьому відбувається збільшення висоти потоку, а для сипкого матеріалу з не округлених частинок, що має високе значення коефіцієнта тертя ковзання, спостерігається зрив верхнього шару і його рух зі швидкістю, що перевищує швидкість самого потоку.

Це явище має місце внаслідок того, що опір зрушенню, яке визначається коефіцієнтом тертя перекочування, значно менше опору переміщенню нижнього шару, який визначається сумарним коефіцієнтом тертя, який в пухкої структурі лавин можна визначити як:

$$f^* = f_c + \mu \cdot \frac{1-m}{1-n} \quad (14)$$

З урахуванням ефективного коефіцієнта зсуву кут нахилу, відповідний початку утворення лавини складе $\alpha = \arctg \lambda$.

Для потоку з заокруглених частинок збільшення висоти потоку при лавиноподібному русі буде незначним і в цьому випадку його товщину можна визначити як

$$h^* = h \cdot \frac{1-n}{1-m} \operatorname{tg} \alpha, \quad (15)$$

де h – фактична товщина для не лавиноподібного потоку. Для не заокруглених частинок, наприклад частинок сухого піску, збільшення висоти може бути досить значним, і за даними роботи [11] може перевищувати висоту не лавиноподібного потоку в 2...3 рази в залежності від кута нахилу.

Висновки

Розкрито характер пружних властивостей і опору зсуву шару зернових матеріалів, як функції ущільнюючого тиску. Встановлено, що опір зрушенню виникає внаслідок необхідності подолання дотичних напружень від ущільнюючого тиску і дотичних напружень тертя кочення при виході зерен із зачеплення. Сумарне значення цих напружень визначає ефективний коефіцієнт зсуву.

Отримані результати досліджень можуть бути покладені в основу теорій закінчення зернових матеріалів при виконанні різних технологічних операцій: при визначенні параметрів випуску сипких середовищ судин і ємностей, при розрахунку режимів сепарації, при розрахунку руху потоків в процесі заповнення норійних ковшів і в інших випадках.

Список використаних джерел

1. Клейн Г.К. Строительная механика сыпучих грузов. /Г.К. Клейн. – М.: Госстройиздат. 1976. – 252 с.
2. Соколовский В.В. Статика сыпучей среды. /В.В. Соколовский// – М.: Физматгиз. 1960. – 354 с.
3. Тейлор Д. Основы механики грунтов /Д. Тейлор.– М.: Госстройиздат, 1960. – 595 с.
4. Зенков Р.М. Механика насыпных грузов. /Р.М. Зенков. – М.: Машиностроение. 1964. – 246 с.
5. Платонов П.Н. Исследование движения зерновых потоков / П.Н. Платонов. – М. Автореферат диссертации докт. техн. наук, 1960. – 27 с.
6. Дженике Э.В. Складирование и выпуск сыпучих материалов / Э.В. Дженике. – М.: Мир, 1968. – 164 с.

7. Безухов Н.Н. Приложение методов теории упругости и пластичности к решению инженерных задач /Н.Н. Безухов, О.В. Лужин. – М.: Высшая школа, 1974. – 200 с.
8. Красников В.В. Подъемно-транспортные машины в сельском хозяйстве / В.В. Красников. – М. Колос. 1984. – 463 с.
9. Гордеева А.Б. Исследование капиллярных сил когезии между зернами пшеницы. /А.Б. Гордеева, В.Б. Федосеев, А.С. Кунаков// Известия высших учебных заведений. Северо-Кавказский регион. Естественные науки. – 2005. – №51. – С.86-89.
10. Фиалков Б.С. Управление истечением сыпучих материалов. / Б.С. Фиалков, В.Т. Птицын, Е.В. Максимов// Алма-Ата, Каз. ССР, «Наука». 1981. – 148 с.
11. Borzony T. To scenarios for avalanche dynamics inclined granular lagers. /T. Borzony, T. Malscy, R. Ecke// Physical Review Letters. 94. 20800. – 2005. – p.18.

References

1. Klein G.K. Bulk cargo construction mechanics. / G.K. Klein. – М.: Gosstroyizdat. 1976, – 252 s.
2. Sokolovsky V.V. Bulk media statics / V.V. Sokolovsky. – М.: Fizmatgiz, 1960.– 354 p.
3. Taylor D. Fundamentals of soil mechanics / D. Taylor. – М.: Gosstroyizdat, 1960. – 595 p.
4. Zenkov R.M. Bulk cargo mechanics / R.M. Zenkov. - М.: Mechanical Engineering, 1964. - 246 p.
5. Platonov P.N. Study of the movement of grain flows / P.N. Platonov. - М.: Abstract of dissertation doct. tech. nauk, 1960. – 27 p.
6. Dzhenike E.V. Warehousing and release of bulk materials / E.V. Dzhenike. - М.: Mir, 1968.– 164 p.
7. Bezukhov N.N. Application of methods of the theory of elasticity and plasticity to the solution of engineering problems / N.N. Bezukhov, O. V. Luzhin . - М.: Higher School, 1974. – 200 s.
8. Krasnikov V.V. Hoisting-and-transport machines in agriculture / V.V. Krasnikov. - М.: Ear. 1984.- 463 p.
9. Gordeeva A.B. Study of capillary cohesion forces between wheat grains. / A.B. Gordeeva, V.B. Fedoseev, A.S. Kunakov //Proceedings of higher educational institutions. North Caucasian region. Natural Sciences. – 2005. – No. 51. – S.86-89.
10. Fialkov B.S. Management of the flow of bulk materials. / B.S. Fialkov, V.T. Ptitsyn, E.V. Maximov // Alma-Ata, Kaz. SSR, "Science", 1981. - 148 p.
11. Borzony T. To scenarios for avalanche dynamics inclined granular lagers. / T. Borzony, T. Malscy, R. Ecke // Physical Review Letters. 94.20800.2005.– p.18.

Мисюра М.І.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет,
E-mail: 957nim@gmail.com

Кривошей Б.І.

Національний університет цивільного
Захисту України
E-mail: kryvoshei.boris@gmail.com

ДІАГНОСТУВАННЯ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ АВТОМОБІЛІВ ЗА ВИБІГОМ

УДК 621.891

Мисюра М.І., Кривошей Б.І. «Діагностування технічного стану автомобілів за вибігом»

Розглянуто питання підвищення ефективності визначення технічного стану легкового автомобіля в умовах експлуатації.

Для обґрунтування можливості підвищення ефективності роботи двохосьових транспортних засобів в експлуатаційний період використано метод математичного моделювання руху двохосьового автотранспортного засобу, на автомобільних дорогах загального користування, що мають доволі складний рельєф, з урахуванням дії складових сили аеродинамічного опору. Встановлено, що в разі виконання періодичних виконань розгону та вибігу двохосьовим автотранспортним засобом в рельєфних умовах щоденного руху є потенційна можливість своєчасно визначити необхідність проведення технічного обслуговування АТЗ на спеціалізованих станціях, з використанням дорогого обладнання, що в результаті дозволить підтримувати технічний стан на належному рівні.

Крім того, в зв'язку з прогнозованим зростанням загальної кількості транспортних засобів та неповного розвитку мережі спеціалізованих станцій технічного обслуговування, а також їх пропускної здатності, до забезпечення відповідного технічного стану автомобілів пред'являються підвищені вимоги.

Теоретичні дослідження проведено на математичній моделі визначення технічного стану легкового двохосового транспортного засобу при різних початкових швидкостях руху, що змінюються в межах 0-100 км/год. Встановлено, що залежно від величини швидкості вітру та напрямку його руху величина зміни вибігу може досягати значних величин до 5...7%.

Аналіз відносної зміни швидкості та напрямку руху повітря на дорозі при проведенні випробувань показав, що швидкість змінюється від 1,77 до 3,12 м/с на протязі 5 хвилин та напрям руху вітру змінювався з півдня на північ з відхиленнями приблизно $\pm 30^\circ$.

Однак, при цьому повинні бути задіяні пристрої, які відстежують зміну швидкості вітру на час проведення випробування транспортного засобу.

Ключові слова: вибіг, зіставлення, експеримент, опір повітря, розгін, сумарний дорожній опір, тяговий баланс, тягова сила, час.

Мисюра Н.И., Кривошей Б.И. «Диагностика технического состояния автомобилей по выбегу»

Рассмотрен вопрос повышения эффективности определения технического состояния легкового автомобиля в условиях эксплуатации.

Для обоснования возможности повышения эффективности работы двухосных транспортных средств в эксплуатационный период использован метод математического моделирования движения автотранспортного средства, на автомобильных дорогах общего пользования, которые имеют достаточно сложный рельеф, с учетом действия составляющих силы аэродинамического сопротивления. Установлено, что в случае выполнения периодических разгона и вибега автотранспортным средством в реальных условиях ежедневного движения появляется потенциальная возможность своевременно определить необходимость проведения технического обслуживания АТЗ на специализированных станциях, с использованием дорогого оборудования, которое в результате позволит поддерживать техническое состояние на должном уровне.

Кроме того, в связи с прогнозируемым ростом общего количества транспортных средств и неполного развития сети специализированных станций технического обслуживания, а также их пропускной способности, к обеспечению соответствующего технического состояния автомобилей пред'являются повышенные требования.

Теоретические исследования проведены на математической модели определения технического состояния легкового двухосного транспортного средства при разных начальных скоростях движения, которые изменяются в пределах 0-100 км/ч. Установлено, что в зависимости от величины скорости ветра и направления его движения величина изменения вибігу может достигать значительных величин к 5...7%.

Анализ относительного изменения скорости и направления движения воздуха на дороге при проведении испытаний показал, что скорость изменяется от 1,77 до 3,12 м/с на протяжении 5 минут и направление движения ветра изменялось из юга на север с отклонениями приблизительно $\pm 30^\circ$. Однако, при этом должны быть задействованные устройства, которые отслеживают изменение скорости ветра на время проведения испытания транспортного средства.

Ключевые слова: выбег, сопоставление, эксперимент, сопротивление воздуха, разгон, суммарное дорожное сопротивление, тяговый баланс, тяговая сила, время.

M.I. Mysiura, B.I. Kryvozhej "Diagnostics of the technical state of cars on a stopway "

The question of increase of efficiency of determination of the technical state of passenger car is considered in the conditions of exploitation.

For the ground of possibility of increase of efficiency of work of δ exochных of transport vehicles the method of mathematical design of motion of vehicle is used in an operating period, on the highways of the general use, that have difficult enough relief, taking into account the action of making forces of aerodynamic resistance. It is set that in case of implementation periodic acceleration and ν бега potential possibility in good time to define the necessity of servicing of ATЗ on the stations appears in the реальных terms of daily motion a vehicle, with the use of expensive equipment that as a result will allow to support the technical state up-to-the-mark.

In addition, in connection with the forecast height of general amount of transport vehicles and ateliosis of network of the specialized technical service stations, and also to their carrying capacity, to providing of the corresponding technical state of cars enhanceable requirements are produced.

Theoretical studies are undertaken an on the mathematical model of determination of the technical state of automobile biaxial transport vehicle at different initial velocities motions that change within the limits of 0-100 km/h. It is set that depending on the size of speed of wind and direction of his motion the size of change of ν бітzy can arrive at considerable sizes to 5...7%.

The analysis of relative change of speed and direction of motion of air on the road during testing showed that speed changed a from 1,77 to 3,12 m/s during 5 minutes and direction of motion of wind changed from a south on a north with rejections approximately $\pm 30^\circ$. However, here must be the involved devices that watch the change of speed of wind in a time of testing of transport vehicle.

Keywords: *stopway, comparison, experiment, windage, acceleration, total travelling resistance, hauling balance, propelling force, time.*

Актуальність проблеми

У процесі експлуатації функціональні можливості автотранспортного засобу (АТЗ) під дією різних факторів погіршуються – зменшується потужність та досяжна швидкість, збільшується витрата палива тощо. У зв'язку з цим слід контролювати стан АТЗ – проводити періодичні перевірки. Як показує досвід роботи транспорту, регулярне діагностування технічного стану рухомого складу є необхідним елементом раціональної системи технічного обслуговування і ремонту автомобілів, зокрема, якщо говорити про тягово-економічні властивості, які характеризують роботу двигуна, трансмісії і певною мірою, ходової частини, то їхня діагностика є основою для підвищення продуктивності та економічності роботи автомобіля, зниження витрат палива, негативного впливу на навколишнє середовище і зменшення темпу зношування агрегатів. Проте сьогодні власники автомобілів практично позбавлені можливості діагностувати свої транспортні засоби.

Аналіз останніх публікацій

Питанням визначення технічного стану автомобіля за вибігом та розгоном в період експлуатації присвячена значна кількість наукових робіт [1–6].

Особливо гостро стоїть проблема при визначенні технічного стану легкового транспортного засобу не використовувати складні приладі та витратити значні кошти для цього. Запропонована методика дозволить визначати технічний стан АТЗ з припустимою похибкою та своєчасно виконувати планові дії на спеціалізованих станціях технічного обслуговування.

Форулювання мети дослідження

Мета статті полягає в забезпеченні поліпшення діагностування технічного стану автомобілів шляхом удосконалення методики перевірки тягових властивостей, доступної для рядового водія.

З відомих джерел [1–3] можемо отримати зовнішню швидкісну характеристику двигуна Renault Kangoo 1.5 dci, якими обладнана досить велика кількість сучасних автомобілів (рис. 1).

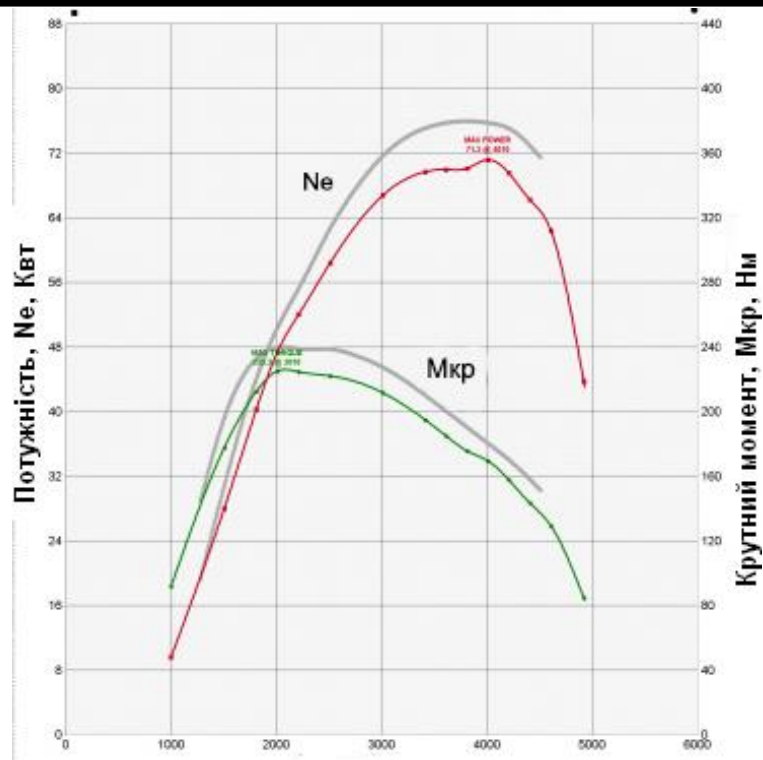


Рис. 1. Зовнішня швидкісна характеристика двигуна Renault Kangoo 1.5 dci [3]

Математична модель і алгоритм рішення задачі

Існує можливість оцінити крутний момент, який створює двигун у конкретному режимі, за простою методикою. Наявність експериментальних даних про прискорення розгону $a(v)$ і уповільнення вибігу автомобіля $j(v)$ дозволяє відновити в першому наближенні криву крутного моменту, приймаючи, що сумарна сила тяги на всіх ведучих колесах [4–6]

$$P_k = P_p + \Sigma P_c = a \cdot m_{ac} + j \cdot m_{dc}, \quad (1)$$

де m_{ac} , m_{dc} – приведена до контакту ведучого колеса з дорогою маса автомобіля під час розгону та вибігу відповідно, кг;

$$m_{dc} = m_a + m_{np.k.mp}; \quad m_{ac} = m_{dc} + m_{np.дв}, \quad (2)$$

де $m_{np.k.mp}$ – приведена маса коліс і трансмісії, кг;

$m_{np.дв}$ – приведена маса рухомих частин двигуна, кг.

Тут прийнято явно грубе припущення, що статичні опори під час розгону та вибігу однакові. Насправді під час вибігу діють поряд з іншими опорами втрати холостого ходу трансмісії P_x , а під час розгону їх не треба виділяти – вони враховуються загальним ККД трансмісії. Тому зі значення j треба відняти парціальне уповільнення $j_{xx} = P_x / m_{dc}$, яке створювали б втрати холостого ходу за відсутності інших сил.

Цей метод описаний у довіднику Bosch [1] без посилання на авторів і удосконалений в роботі [6]. Згідно з цим методом під час вільного вибігу автомобіля фактичною масою m_a вимірюють уповільнення j_1 і j_2 у зонах більшої v_1 та меншої v_2 швидкостей і обчислюють коефіцієнти опору повітря C_x та сумарного дорожнього опору ψ за наступними формулами [6]:

$$C_x = \frac{2 \cdot \delta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_v)}{F \cdot \rho \cdot (v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v)}; \quad (3)$$

$$\psi = \frac{\delta \cdot (j_2 \cdot v_1^2 - j_1 \cdot v_2^2)}{(v_1^2 - v_2^2 \cdot K_v) \cdot g} \quad (4)$$

де δ – коефіцієнт урахування обертових мас при вибігу;
 K_v – запропонований в [5, 6] коефіцієнт урахування впливу швидкості на опір коченню;
 співвідношення очікуваних коефіцієнтів опору коченню при швидкостях v_1 і v_2 в м/с.



Рис. 2. Зміна швидкості вітру

Для оцінки величини зміни швидкості та напрямку вітру при проведенні експерименту з вимірювання часу вибігу зі швидкості близько 100 км/год до 0 було проведено вимірювання за допомогою анемометра та перераховано за відповідною методикою [7] (рис. 2). До того ж напрямок вітру був майже точно вздовж дороги і з півдня на північ з відхиленнями приблизно $\pm 30^0$ (рис.3; обидва фото зроблені на протязі однієї хвилини).



Рис. 3. Визначення напрямку вітру

Тому виміряні вповільнення слід відкоригувати, віднявши від них парціальні вповільнення від ухилу ($J_{pc i}$), вітру ($J_{pc w}$) та холостого ходу трансмісії ($J_{pc xx}$).

Раніше [7] вже знайдено усі потрібні відомості: приведена маса чотирьох коліс з шинами і трансмісією 47 кг, приведена маса автомобіля з усіма учасниками під час вибігу 1910 кг, під час розгону на III передачі 2018 кг, на IV – 1999 кг.

Зв'язок між крутним моментом M_e та силою P_k виводимо з формули [2]

$$M_e = \frac{P_k}{u_i \cdot 13,847} \quad (5)$$

Зв'язок між швидкістю й обертами відомий з формули [2]

$$n = 33,24 \cdot v \cdot u_i \quad (6)$$

Встановлена залежність прискорення розгону на IV передачі від швидкості [7, 8]

$$a = -2,34709E-06x^4 + 8,06462E-04x^3 - 1,02233E-01x^2 + 5,66911E+00x - 1,15392E+02 \quad (7)$$

Одержана залежність уповільнення вибігу від швидкості (97 км/год до 0 км/год) за результатами есперименту

$$j = -5,22670E-09x^4 + 1,30097E-06x^3 - 8,58685E-05x^2 + 4,09844E-03x + 2,56767E-01 \quad (8)$$

За вище поданими формулами для випадку випробування автомобіля на горизонтальній дорозі у безвітряну погоду проведено експеримент на дорозі з ухилом з досить складним подовжнім профілем при швидкості вітру 2–3 м/с (табл. 1).

Таблиця 1

Швидкість вітру v_w за показаннями анеометра унизу

Шлях вітру, поділок	Час, с	Швидкість поділок, м/с	Швидкість вітру, м/с	Шлях вітру, поділок	Час, с	Швидкість поділок, м/с	Швидкість вітру, м/с
20	6,3	3,175	3,791	10	4,667	3,505	4,147
40	15,133	2,643	3,217	35	11,8	2,669	3,245
60	27,433	2,187	2,721	60	21,166	2,613	3,184
80	40,8	1,961	2,473	85	30,733	2,622	3,194
100	53,633	1,865	2,367	110	40,266	3,456	4,094
120	67,433	1,780	2,273	135	47,5	2,907	3,502
140	82,133	1,705	2,190	160	56,099	3,061	3,668
160	100,899	1,586	2,058	185	64,266	3,012	3,615
180	112,632	1,598	2,072	210	72,566	2,907	3,502
200	120,499	1,660	2,140	235	81,166	2,941	3,539
220	139,899	1,573	2,043	260	89,666	2,162	2,693
240	150,899	1,590	2,063	285	101,232	2,427	2,982
260	162,432	1,601	2,075	310	111,532	2,907	3,502
280	174,132	1,608	2,083	335	120,132	2,373	2,924
300	191,498	1,567	2,037	360	130,665	2,033	2,552
320	204,098	1,568	2,038	385	142,965	2,358	2,908
340	218,864	1,553	2,022	410	153,565	2,508	3,070
		Середнє	1,771			Середнє	3,120

Результати теоретичних досліджень

Теоретичні дослідження проведено на математичній моделі визначення технічного стану легкового двовісного транспортного засобу Renault Kangoo 1.5 dci при різних початкових швидкостях руху, що змінюються в межах 0...100 км/год.

Встановлено, що залежно від величини швидкості вітру та напрямку його руху величина зміни вибігу може досягати значних величин до 5...7%.

Порівняння результатів розрахунків й експериментів показало, що запропонована методика перевірки потужності двигуна за часом розгону, а ходової частини за часом вибігу дає результати, які добре збігаються з експериментом.

Аналіз відносної зміни швидкості та напрямку руху повітря на дорозі при проведенні випробувань показав, що швидкість змінюється від 1,77 до 3,12 м/с на протязі 5 хвилин та напрям руху вітру змінювався з півдня на північ з відхиленнями приблизно $\pm 30^{\circ}$.

Висновки

Для достовірності проведення перевірки технічного стану необхідно обирати горизонтальні ділянки дороги та по можливості проводити вибіги в прямому та протилежному напрямках на одному відрізку дороги.

Перед виконанням дорожньої перевірки необхідно довести до норми тиск у шинах.

Якщо час вибігу нормальний, а час розгону перебільшує значення для випадку зменшення крутного моменту до 90%, виконати доступні для водія перевірки і регулювання системи живлення та газорозподільного механізму. Після регулювань повторити перевірку. Якщо показники не поліпшилися, звернутися на СТО.

Можна також рекомендувати спрощений варіант перевірки тягових властивостей. На заздалегідь вибраній ділянці дороги, якою водій їздить часто, провести за описаною методикою розгін і вибіг, коли автомобіль перебуває у доброму технічному стані. Записати значення часу – це будуть контрольні значення для цього конкретного автомобіля на цій конкретній ділянці дороги з її конкретним покриттям, при цих конкретних шинах. Періодично повторювати розгін. Якщо час розгону збільшиться на 4...5 с, провести вибіг, щоб перевірити, погіршився розгін через двигун чи через ходову частину. Виконати відповідні регулювання або ремонти.

Список використаних джерел

1. BOSCH. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2004. – 992 с.
2. Говорущенко Н.Я. Системотехника проектирования транспортных машин. Учебное пособие. Изд. 3-е, испр. и доп. / [Говорущенко Н.Я., Туренко А.Н.]; – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 208 с.
3. Крутящий момент и мощность: что важнее для машины – Колеса.ру [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: / www.kolesa.ru/.../chto-vazhnee-dlja-razgona-moschnosti-ili-krutjashij-moment-2015.
4. Тарновский В.Н. Автомобильные шины: устройство, работа, эксплуатация, ремонт. / [Тарновский В.Н., Гудков В.А., Третьяков О.Б. М.]. - Транспорт, 1990. – 272 с.
5. Волков В.П. Сопротивление движению легкового автомобиля на скоростях 30...160 км/ч / Волков В.П., Рабинович Э.Х., Белогуров Е.А., Никитин Д.В., Руденко Е.Е. // Міжвузівський збірник (за галузями знань «Машинобудування та металообробка», «Інженерна механіка», «Металургія та металознавство»). – Луцьк: РВВ Луцького НТУ, 2012. - Вип.. 36. - С. 46-51.
6. Рабинович Э.Х. Расчет коэффициентов сопротивлений движению автомобиля по пути выбега / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А.] // Вестник ХНАДУ: Сб. научн. тр. – Харьков: Изд-во ХНАДУ.– 2009. – Вып. 44. – С. 30-34.
7. М.І. Мисюра Елементи методики дорожніх випробувань для визначення технічного стану автомобіля / [М.І. Мисюра, Р.С. Орчіков] // Міжнародна науково-практична конференція "Новітні технології розвитку автомобільного транспорту" 16-19 жовтня 2018. – С. 148-150.

8. Переосмысление испытаний силовых агрегатов [Электронный ресурс]. Режим доступа к ресурсу: / www.rototest.com/rri

References

1. BOSCH. Avtomobylnyi spravochnyk: Per. s anhl. – 2-e yzd., pererab. y dop. – M.: ZAO «KZhY «Za rulem», 2004. – 992 s.
2. Hovorushchenko N.Ia. Systemotekhnika proektyrovanyia transportnikh mashyn. Uchebnoe posobyе. Yzd. 3-e, uspr. y dop / [Hovorushchenko N.Ia., Turenko A.N.]; – Kharkov: KhNADU, 2004. – 208 s.
3. Krutiashchyi moment y moshchnost: chto vazhnee dlia mashyni – Kolesa.ru [Elektronnii resurs]. Rezhym dostupa k resursu: / www.kolesa.ru/.../chto-vazhnee-dlja-razgona-moschnost-ili-krutjaschij-moment-2015.
4. Tarnovskiy V.N. Avtomobylnie shyni: ustroistvo, rabota, ekspluatatsiya, remont. / [Tarnovskiy V.N., Hudkov V.A., Tretiakov O.B. M.]; - Transport, 1990.–272 s.
5. Volkov V.P. Soprotyvlenye dvyzheniyu lehkovoho avtomobyliia na skorostiakh 30...160 km/ch / Volkov V.P., Rabynovych E.Kh., Belohurov E.A., Nykytyn D.V., Rudenko E.E. // Mizhvuzivskiyi zbirnyk (za haluziamy znan «Mashynobuduvannia ta metaloobrobka», «Inzhenerna mekhanika», «Metalurhiia ta metaloznavstvo»). – Lutsk: RVV Lutskoho NTU, 2012. – V. 36. – s. 46-51.
6. Rabynovych E.Kh. Raschet koeffytsientov soprotyvleniyi dvyzheniyu avtomobyliia po puty vybeha / [Rabynovych E.Kh., Volkov V.P., Belohurov E.A.] // Vestnyk KhNADU / Sb. nauchn. tr. – Kharkov: Yzd-vo KhNADU.– 2009. – V. 44. – S. 30-34.
7. Mysiura M.I. Elementy metodyky dorozhnikh vyprobuvan dlia vyznachennia tekhnichnoho stanu avtomobilia / [M.I. Mysiura, R.S. Orchikov] // Mizhnarodna naukovo-praktychna konferentsiia "Novitni tekhnolohii rozvytku avtomobilnoho transportu" 16-19 zhovtnia 2018. – s. 148-150.
8. Pereosmyslenye yspitanyi sylovikh ahreatov [Elektronnii resurs]. Rezhym dostupa k resursu: / www.rototest.com/rri.

Назаров О.І.,
Цибульський В.А.,
Назаров І.О.
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: hefer64@ukr.net;
thybulsky@ukr.net

**ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ РЕГЛАМЕНТОВАНОГО СТРОКУ
СЛУЖБИ ДИСКОВИХ ГАЛЬМ ДВОВІСНИХ
ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ**

УДК 629.083

Назаров О.І., Цибульський В.А., Назаров І.О. «Забезпечення регламентованого строку служби дискових гальм двовісних транспортних засобів»

Розглянуто напрямки щодо зниження швидкості зношування фрикційних пар дискових гальмівних механізмів двовісних транспортних засобів, для чого, з метою забезпечення ресурсу в процесі експлуатації, вводиться відносна оцінка зносу одноіменних поверхонь тертя з різною площею фрикційного контакту. В основу поставлено задачу зниження швидкості зношування гальмівних механізмів в процесі експлуатації за рахунок оптимізації профілю спряжених поверхонь тертя.

Мета досягається тим, що на фрикційних поверхнях спряжених тіл застосовується не плоский, як прийнято традиційно, профіль гальмівного диска і фрикційних накладок, а криволінійний, за рахунок чого збільшується фактична площа поверхонь тертя без зміни габаритних розмірів тіл тертя, що в кінцевому результаті приводить до зменшення тиску на поверхнях тертя, та, як наслідок – зниження швидкості зносу і збільшення їх ресурсу.

Оскільки для дискових гальмівних механізмів ширина фрикційної поверхні тертя, обмежена внутрішнім і зовнішнім радіусами диску та є незмінною в процесі експлуатації, то при застосуванні криволінійного профілю поверхонь тертя у таких гальмівних механізмах, зростає фактична ширина фрикційного контакту. При цьому зростає фактична площа тертя, яка за рахунок більш повного прилягання поверхонь тертя, створює умови для зменшення по величині та більш рівномірного розподілу температурного градієнта, що розподіляється по площі фрикційного контакту, забезпечуючи більш стабільний коефіцієнт тертя ковзання, веде до зниження швидкості зношування поверхонь фрикційного контакту, що в кінцевому результаті забезпечує більший ресурс гальм.

Встановлено, що для забезпечення регламентованого строку служби дискових гальм, площа фактичного фрикційного контакту повинна бути не менша за деяку умовну площу тертя, яка дорівнює добутку фактичної ширини фрикційної накладки і середнього радіуса тертя гальмівного диска.

Теоретичні дослідження представлено у вигляді аналітичних залежностей, одержаних на основі теорії тертя І.В. Крагельського, які дозволяють прогнозувати можливу величину зносу фрикційних поверхонь дискових гальм транспортних засобів за даних умов експлуатації.

Ключові слова: дисковий гальмівний механізм, процес зношування, знос, поверхня тертя, фактична площа фрикційного контакту, умовна площа тертя, строк служби.

Назаров А.И., Цибульський В.А., Назаров И.А. «Обеспечение регламентированного срока службы дисковых тормозов двухосных транспортных средств»

Рассмотрены направления по снижению скорости износа фрикционных пар дисковых тормозных механизмов двухосных транспортных средств, для чего, с целью обеспечения ресурса в процессе эксплуатации, вводится относительная оценка износа одноименных поверхностей трения с разной площадью фрикционного контакта. В основу поставлена задача снижения скорости износа тормозных механизмов в процессе эксплуатации за счет оптимизации профиля сопряженных поверхностей трения.

Цель достигается тем, что на фрикционных поверхностях сопряженных тел применяется не плоский, как принято традиционно, профиль тормозного диска и фрикционных накладок, а криволинейный, за счет чего увеличивается фактическая площадь поверхностей трения без изменения габаритных размеров тел трения, что в конечном итоге приводит к уменьшению давления на поверхностях трения, и, как следствие, – к снижению скорости износа и увеличения их срока службы.

Поскольку для дисковых тормозных механизмов ширина фрикционной поверхности трения, ограничена внутренним и внешним радиусами диска и является неизменной в процессе эксплуатации, то при применении криволинейного профиля поверхностей трения в таких тормозных механизмах, растет фактическая ширина фрикционного контакта. При этом растет фактическая площадь трения, которая за счет более полного прилегания поверхностей трения, создает условия для уменьшения по величине и более равномерного распределения температурного градиента, распределяется по площади фрикционного контакта, обеспечивая более стабильный коэффициент трения скольжения, что ведет к снижению скорости износа поверхностей фрикционного контакта и в конечном итоге обеспечивает больший срок службы тормозов.

Для обеспечения регламентированного срока службы дисковых тормозов, площадь фактического фрикционного контакта должна быть не менее условной площади трения, которая равна произведению фактической ширины фрикционной накладки и среднего радиуса трения тормозного диска.

Теоретические исследования представлены в виде аналитических зависимостей, полученных на основе теории трения И.В. Крагельского, которые позволяют прогнозировать возможную величину износа фрикционных поверхностей дисковых тормозов транспортных средств при данных условиях эксплуатации. Ключевые слова: дисковый тормозной механизм, процесс изнашивания, износ, поверхность трения, фактическая площадь фрикционного контакта, условная площадь трения, срок службы.

A.I. Nazarov, V.A. Tsybulsky, I.A. Nazarov "Ensuring the regulated service life of disc brakes in two-axle vehicles"

The directions for reducing the wear rate of friction pairs of disc brakes of biaxial vehicles are considered, for which, in order to ensure the resource during operation, a relative assessment of the wear of the same friction surfaces with different friction contact areas is introduced. The basis is the task of reducing the wear rate of brake mechanisms during operation by optimizing the profile of the mating friction surfaces.

The goal is achieved by the fact that on the friction surfaces of mating bodies, not a flat, as is traditionally accepted, profile of the brake disc and friction linings is used, but a curvilinear one, due to which the actual area of friction surfaces increases without changing the overall dimensions of the friction bodies, which ultimately leads to a decrease pressure on the friction surfaces, and, as a consequence, to a decrease in the wear rate and an increase in their service life. Since for disc brakes, the width of the friction surface is limited by the inner and outer radii of the disc and is unchanged during operation, then when using a curved profile of friction surfaces in such brakes, the actual width of the friction contact increases.

At the same time, the actual friction area increases, which, due to a more complete adhesion of the friction surfaces, creates conditions for a decrease in magnitude and a more uniform distribution of the temperature gradient, is distributed over the friction contact area, providing a more stable sliding friction coefficient, which leads to a decrease in the wear rate of the friction surfaces contact and ultimately provides a longer brake life. It has been established that to ensure the regulated service life of disc brakes, the area of the actual frictional contact must be at least the conditional friction area, which is equal to the product of the actual width of the friction pad and the average friction radius of the brake disc.

Theoretical studies are presented in the form of analytical dependences obtained on the basis of the theory of friction by I.V. Kragelsky, which allow predicting the possible wear of the friction surfaces of disc brakes of vehicles under given operating conditions.

Keywords: *disc brakes, wear process, wear, friction surface, actual frictional contact area, nominal friction area, service life.*

Постановка проблеми

Безперервно зростаючі вимоги до надійності транспортних засобів визначають необхідність підвищення ресурсу їх гальмівних механізмів [1].

В даний час дискові гальма повсюдно використовуються на передніх і задніх колесах майже у всіх сучасних транспортних засобів [2].

В процесі гальмувань транспортних засобів під керуючим впливом гальмівного привода на фрикційних поверхнях гальм виникає сила тертя ковзання, яка створює момент тертя, що сповільнює обертання коліс, і рух транспортного засобу в цілому [3].

У результаті тертя відбувається зношування спряжених деталей гальмівних механізмів [4], не тільки знижує ефективність гальмування [5], але й скорочує строк їх служби.

Крім того, нагрів дисків [6] призводить до нерівномірного зносу. До того ж, якщо протягом досить тривалого часу ігнорувати даними попередженнями, то можна нанести серйозні пошкодження дискам [4]. Тому періодично потрібна їх повторна механічна обробка, щоб вони були функціонально придатні. Це в свою чергу також зменшує строк служби.

Важливим для забезпечення регламентованого ресурсу дискових гальмівних механізмів транспортних засобів, що знаходяться в експлуатації, є встановлення величини допустимого зносу поверхонь тертя.

Оскільки найбільш відповідальна частина гальмівної системи транспортного засобу, якою є гальмівний механізм, працює в різних умовах експлуатації, то встановлення закономірності зносу спряжених деталей в залежності від площі поверхні тертя і режимів роботи під час експлуатації є актуальною задачею.

Форулювання мети дослідження

Метою дослідження є забезпечення регламентованого строку служби дискових гальмівних механізмів транспортних засобів за рахунок зниження швидкості зношування їх фрикційних поверхонь за весь період експлуатації.

Для досягнення поставленої мети застосовувались методи теорії зношування та теоретичного аналізу.

Аналіз останніх досліджень

Як відомо [6–8], при високих навантаженнях гальмівні диски можуть нагріватися до дуже високих температур, і якщо це тепло не відводити спеціальним чином, то швидкий вихід з ладу цього вузла дуже вірогідний.

Виробники гальмівних систем йдуть на різні технічні нововведення.

Так, багато фірм пропонують розбірні гальмівні диски, які являють собою безпосередньо робочий диск у вигляді ярма, скріпленого болтовим з'єднанням із середньою частиною, яка кріпиться на маточину колеса [2].

Також часто можна зустріти гальмівні диски з перфорацією і канавками. При цьому виконані по всій робочій площині диска наскрізні отвори знижують вагу диска, сприяють більш ефективному зниженню його температури при роботі, відводячи теплову енергію, що утворюється при терті накладок колодок по диску [9].

Крім цього, перфорація попереджує короблення гальмівного диска, а канавки спільно з отворами сприяють видаленню води, бруду, пилу та іншого абразивного матеріалу, що знижує ризик появи подряпин на поверхні тертя гальмового диска та швидкість зношування.

Разом з тим перфорація на гальмівному диску створює умови для ефективного очищення поверхонь тертя від відпрацьованого фрикційного матеріалу, що дозволяє підтримувати ефективність роботи колодок між поточними технічними обслуговуваннями [5], одночасно знижуючи їх ресурс.

Така проблема вирішується за рахунок застосування спрямованих або ненаправлених шліців [9].

Відоме рішення для підвищення строку служби шляхом зменшення швидкості зношування поверхонь тертя запропонувала американська компанія Delphi.

Вона запровадила конструкцію дводискового гальма для передніх коліс транспортного засобу, що отримав назву Twin Disk [10], яка полягає в модернізації всього дискового гальмівного механізму, в якому використовуються не дві, а три гальмівні колодки, для чого до звичайної пари додається середня колодка, розташована між двох «плаваючих» дисків, не пов'язаних один з одним. Завдяки такій компоновці гідравлічний поршень переносить своє зусилля не на дві площини гальмівного диска, як зазвичай, а відразу на чотири. Тим самим ефективність гальм збільшується майже в два рази в порівнянні зі звичайними дисковими гальмами.

При цьому величина тиску на поверхнях тертя зменшується практично вдвічі, що забезпечує більший ресурс.

Крім того, забезпечення рівномірного розподілу нормальних тисків по всій накладці також створює умови для забезпечення регламентованого ресурсу гальм. Для цього зміщують точку прикладання притискної сили по довжині накладки, застосовують по два і більше циліндра з кожного боку супорта [2].

Таку задачу можна вирішити за рахунок оптимізації форми накладки [11].

Багаточисленні дослідження [3–5] показали, що близько 70% виходу із ладу гальм під час експлуатації виникає через знос у вузлах тертя, особливо в гальмівних механізмах дискового типу, котрі в силу своєї високої швидкодії поглинають більшу частину кінетичної енергії транспортного засобу.

Як, відомо, загальна кінетична енергія, що поглинається дисковими гальмами, установленими на передній і задній осях транспортного засобу впродовж одного екстреного гальмування без блокування коліс із врахуванням моментів інерції обертових мас, може бути визначена наближено [3]

$$W_{T1} = 2,4 \cdot 10^{-5} \cdot g_a^2 \cdot G, \quad (1)$$

де g_a – початкова швидкість транспортного засобу;

G – вага транспортного засобу.

Тоді робота тертя, яка здійснюється гальмами при послідовних гальмуваннях, визначається

$$A_{TP} = W_{T1} \cdot n, \quad (2)$$

де n – число гальмувань за певний період часу.

Відомо [3], що робота, яка виконується передніми гальмами, визначається

$$A_{T1} = \beta \cdot A_{TP}, \quad (3)$$

де β – коефіцієнт розподілу гальмівних сил між осями транспортного засобу.

Аналіз співвідношення енергонавантаження передніх і задніх гальм при екстрених гальмуваннях показує, що коефіцієнт [12] розподілу гальмівних сил β може бути характеристикою зносу, оскільки враховує гальмівні моменти

$$\beta = \frac{M_{T1}}{\sum_{i=1}^2 M_{Ti}} = \frac{K_1 \cdot p_1}{K_1 \cdot p_1 + K_2 \cdot p_2}, \quad (4)$$

де M_{T1} – гальмівний момент, створюваний гальмами передньої осі;

$\sum_{i=1}^2 M_{Ti}$ – сумарний гальмівний момент транспортного засобу;

K_1, K_2 – конструкційний коефіцієнт гальм передньої та задньої осей;

p_1, p_2 – тиск у контурах передніх та задніх гальм.

Результати досліджень

За умови, що на колесі діє гальмівний момент M_{Ti} , зусилля Q притискання гальмівних колодок до диску (рис. 1) визначається як

$$Q = \frac{M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu}, \quad (5)$$

де M_{Ti} – гальмівний момент, створюваний i -им гальмом;

R_{cp} – середній радіус тертя гальмівного диску;

μ – коефіцієнт тертя ковзання.

Оцінку зносу передніх і задніх дискових гальмівних механізмів будемо проводити при режимах екстрених гальмувань за умови відсутності блокування коліс, оскільки у такому разі гальмування є найбільш ефективним [3], що приводить до найбільшого зносу [4, 13] у трибологічному контакті [14].

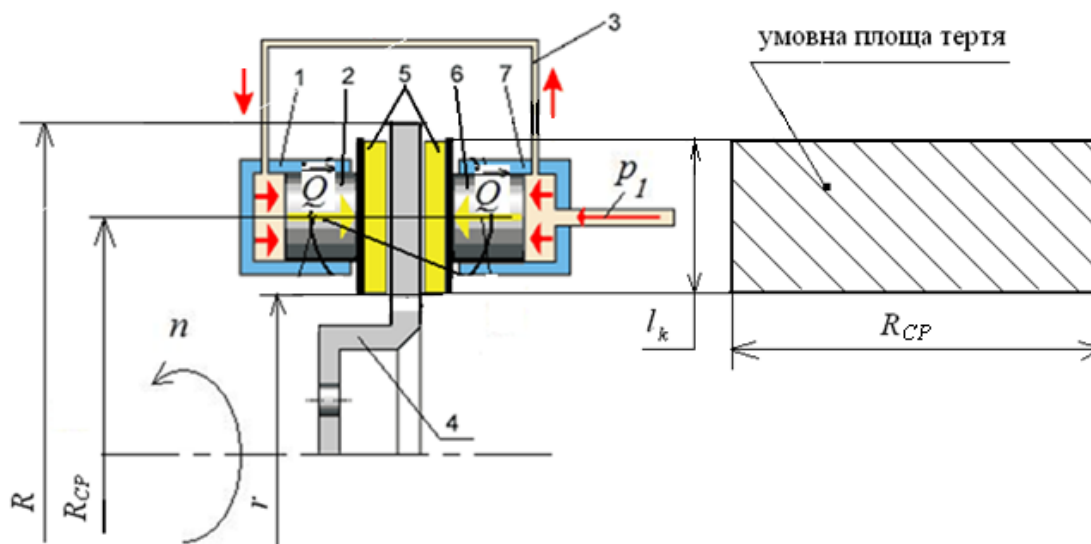


Рис. 1. Схема для визначення зносу дискового гальма

1 – зовнішній робочий циліндр (лівого) гальма; 2, 6 – поршень; 3 – з'єднувальна трубка; 4 – гальмівний диск переднього (лівого) колеса; 5 – гальмівні колодки з фрикційними накладками; 7 – внутрішній робочий циліндр (лівого) гальма.

На підставі теорії зношування Крагельського І.В. [13] величина зносу фрикційних тіл (див. рис. 1), що забезпечують тертя, може бути представлена у вигляді:

$$U_{1(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{Q \cdot \omega}{R - r} \cdot T_{1(2)}, \quad (6)$$

де $k_{1(2)}$ – коефіцієнт, що характеризує зносостійкість матеріалів диска і фрикційної накладки;

ω – кутова швидкість обертання диску;

R, r – зовнішній і внутрішній діаметри гальмівного диску, які визначають ширину поверхні тертя;

$T_{1(2)}$ – час тертя фрикційних поверхонь диска і колодки (час гальмування, протягом якого відбувається зношування)

$$T_{1(2)} = \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (7)$$

де g_a – початкова швидкість гальмування транспортного засобу;

$[j]$ – максимальне уповільнення;

s_T – гальмівний шлях автомобіля (без блокування коліс) [15].

Після математичних перетворень з урахуванням (5) і (7) одержимо вираз для зносу i -ої фрикційної поверхні (диск, накладка):

$$U_{i1(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{2\pi \cdot n \cdot M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (8)$$

де n – частота обертання гальмівного диска;

l_k – ширина фрикційного контакту.

У разі, коли гальмівні моменти на лівому та правому колесах однакові, залежність зносу i -ої фрикційної поверхні від осевого гальмівного моменту:

– на передній осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (9)$$

– на задній осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot M_{T2}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (10)$$

З урахуванням виразу (4) для коефіцієнта міжосьового розподілу гальмівної сили транспортного засобу ці залежності приймуть вигляд відповідно:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (11)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$U_{il(2)} = k_{1(2)} \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (12)$$

Аналіз одержаних результатів

Величина зносу спряжених деталей (диск–накладка) дискового гальмівного механізму за умови абразивного зносу [4, 13], як найбільш вірогідного за умов експлуатації [16], може бути визначеною з врахуванням вище одержаних залежностей:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$U_{il(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right], \quad (13)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$U_{il(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{R_{cp} \cdot \mu \cdot l_k} \cdot \frac{g_a}{[j]} \cdot \left[1 + \sqrt{1 - \frac{2[j] \cdot s_T}{g_a^2}} \right]. \quad (14)$$

Отже, величина зносу спряжених деталей (диск–фрикційна накладка) дискового гальмівного механізму обернено пропорційна добутку ширини фрикційного контакту і середнього радіуса тертя, тобто деякій умовній площі уявного прямокутника (див рис. 1), сторони якого утворюють ці виміри:

$$S_y = R_{cp} \cdot l_k. \quad (15)$$

Очевидно, що зі збільшенням умовної площі тертя знос знижується.

Отже, для визначення строку служби i -ої спряженої поверхні (часу T_i тертя фрикційної поверхні) необхідно знати граничну величину її зносу, триботехнічні характеристики матеріалів тіл тертя та умовну площу тертя.

Враховуючи (7), після перетворень із (13) і (14) одержимо залежності для встановлення строку служби:

– для фрикційних поверхонь гальм передньої осі

$$T_{i1(2)} = [U_{i1(2)}] \cdot \frac{S_y}{\pi \cdot k_{1(2)} \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}} \cdot \mu. \quad (16)$$

– для фрикційних поверхонь гальм задньої осі

$$T_{i1(2)} = [U_{i1(2)}] \cdot \frac{S_y}{\pi \cdot k_{1(2)} \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}} \cdot \mu, \quad (17)$$

де $[U_{i1(2)}]$ – гранично допустима величина зносу i -ої поверхні відповідної деталі.

З врахуванням останніх залежностей (16) і (17) після перетворень встановимо, що у такому разі швидкість зношування визначається:

– для фрикційних поверхонь передньої осі

$$\gamma_{i1(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot \beta \cdot \sum_{i=1}^2 M_{Ti}}{S_y \cdot \mu}, \quad (18)$$

– для фрикційних поверхонь задньої осі

$$\gamma_{i1(2)} = \frac{\pi \cdot n \cdot (1 - \beta) \cdot M_{T1}}{S_y \cdot \mu}. \quad (19)$$

У відповідності до одержаних закономірностей (16) і (17) можна стверджувати, що за рівних інших умов експлуатації транспортних засобів, строк експлуатації дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній і задній осях, буде більшим, якщо приймати максимальні значення умовної площі тертя, збільшуючи середній радіус тертя гальмівного диску і ширину фрикційної накладки та підвищуючи зносостійкість матеріалів диску і накладок.

Наприклад, при збільшенні умовної площі тертя на 15% строк служби i -ої фрикційної поверхні гальм згідно з (16) зростає на

$$\delta_i = \left(1 - \frac{T_{i1(2)}}{1,15T_{i1(2)}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{S_y}{1,15S_y}\right) \cdot 100\% = 13\%, \quad (20)$$

при цьому швидкість зношування згідно з (18) зменшиться на

$$\delta_i = \left(1 - \frac{\gamma_{i1(2)}}{1,15\gamma_{i1(2)}}\right) \cdot 100\% = \left(1 - \frac{1,15S_y}{S_y}\right) \cdot 100\% = -15\%. \quad (21)$$

Проте, збільшення фактичної площі фрикційного контакту призведе до зростання не підресорених мас підвіски.

Для усунення цього ширину фрикційної накладки в тих же габаритних розмірах супорта можна збільшити, наприклад, за рахунок криволінійного профілю [17].

Зменшуючи значення коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил між осями, строк служби фрикційних поверхонь гальм передньої осі зростає, а задньої осі – зменшується. При збільшенні значення коефіцієнта постійного розподілу гальмівних сил все відбувається навпаки.

Очевидно, що компромісом є рівний розподіл гальмівних сил між осями транспортного засобу.

Висновки

1. На основі теорії тертя та зношування І.В. Крагельського одержано закономірності для оцінки ресурсу дискових гальм, встановлюваних, як на передній, так і на задній осях транспортних засобів.

2. Для прогнозування строку служби фрикційних поверхонь дискових гальм запропоновано застосування умовної площі тертя спряжених деталей, яка дорівнює добутку ширини фрикційної накладки і середнього радіуса тертя гальмівного диска.

3. Строк експлуатації дискових гальмівних механізмів, встановлених на передній і задній осях за одних і тих же умов експлуатації буде більшим, якщо приймати максимальні значення умовної площі тертя, збільшуючи середній радіус тертя гальмівного диску і ширину фрикційної накладки та підвищуючи зносостійкість матеріалів диску і накладок.

4. Гальмівні механізми автотранспортних засобів та інших транспортних машин, гальмівні системи яких мають гідравлічний або пневматичний привод гальм, де застосовуються дискові гальмівні механізми, з метою забезпечення регламентованого строку служби, повинні мати фактичну площу тертя, яка дорівнює або більша за умовну площу тертя.

Список використаних джерел

1. Канарчук В.Є. Експлуатаційна надійність автомобілів: в 4-х кн. / В.Є. Канарчук, О.А. Лудченко, А. Чигринець. – Кн.2. – К.: Вища шк., 2000. – 446 с.

2. Сафонов А.И. О развитии тормозных систем [Текст] / А.И. Сафонов // Вестник машиностроения. – М.: Машиностроение, 2011. – №12. – С. 37-44.

3. Агейкин Я.С. Теория автомобиля: учеб. пособ. / Я.С. Агейкин, Н.С. Вольская. – М.: МГИУ, 2008. – 318 с.

4. Хрущов М.М. Повышение износостойкости и срока службы автомобилей. Новые методы определения износа деталей автомобилей / Хрущов М.М. – М.: Машгиз, 1953. – С. 22-26.

5. Тюрин С.В. Исследования изменения эффективности торможения между очередными техническими обслуживаниями / Тюрин С.В., Касимов Р.К., Ревин А.А. и др. // Известия ВОЛГГТУ. – Вып.21(124). – т.7. – 2013. – С. 41-44.

6. Гудз Г.С. Сравнительный анализ теплонагруженности дисковых тормозных механизмов автобусов при различных типах испытаний / Г.С. Гудз, Я.П. Яворский // Автомобильный транспорт. – Харьков: РИО ХГАДТУ, 2001. – №7. – С. 50-52.

7. Назаров А.И. Повышение долговечности тормозных колодок колесных машин путем рационального распределения поглощаемой энергии между тормозными механизмами / Назаров А.И., Волков В.П., Подригало М.А. // Усовершенствование средств механизации на автотранспорте и повышение износостойкости элементов машин: Межвуз. сб. науч. тр. – Харьков: ХарГАЖТ, 1997. – Вып. – С.71-72.

8. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).

9. Патент № 742353. Дисковый тормоз. Австралия. AU323. 26.03.2012.

10. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC '10). - Vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.

11. Патент на корисну модель u201902762. Україна. Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності та довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О. – ХНАДУ, 2019. – 16 с.

12. Клименко В.И. К методике анализа и выбора распределения тормозных сил между осями двухосного транспортного средства / Клименко В.И., Леонтьев Д.Н., Ломака С.И., Рыжих А.А. // Известия МГТУ МАМИ. – №1(11). – 2011. – С. 31-36.
13. Расчетные методы оценки трения и износа: [сб. научн. трудов; под. ред. И.В. Крагельского]. – Брянск: Приокское книжное изд-во, 1975. – 234 с.
14. Дмитриев А.И. Компьютерное моделирование локальных трибологических контактов на примере пары трения автомобильного тормоза / Дмитриев А.И., Смолин А.Ю., Псахье С.Г. и др. // Физическая мезомеханика. – Вып. №2. – Т. 10. – 2007. – С. 15-28.
15. Заболотный Р.В. К определению времени и пути трения тормозных механизмов и шин автомобилей с АБС // Известия ВОЛГГТУ, Вып.2.- Т.8. -2007. – С. 121-122
16. Волков В.П. Режимы работы тормозов легковых автомобилей и совершенствование способов их моделирования при ресурсных лабораторных испытаниях / Волков Владимир Петрович: Дис... канд. техн. наук: 05.05.03. – Харьков, 1982. – 169с.
17. Патент на корисну модель. №137712. Україна. Дисковий гальмівний механізм підвищеної стабільності й довговічності / Клец Д.М., Назаров О.І., Назаров І.О., Шпінда Є.М., Холодов А.П., Чаплигіна О.М., Резніков О.О. – Київ: ДП «Український інститут інтелектуальної власності», 2019. – Бюл. №21. – 8с.

References

1. Kanarchuk V.Ie. Eksploatatsiina nadiinist avtomobiliv: v 4-kh kn. / V.Ie. Kanarchuk, O.A. Ludchenko, A. Chyhrynets. – Kn.2. – К.: Vyshcha shk., 2000. – 446 s.
2. Safonov A.Y. O razvytyy tormoznikh system [Tekst] / A.Y. Safonov // Vestnyk mashynostroeniya. – М.: Mashynostroeniye, 2011. – №12. – S. 37-44. – ISSN 0042-4633.
3. Aheikyn Ya.S. Teoriya avtomobilya: ucheb. posob. / Ya.S. Aheikyn, N.S. Volskaia. – М.: МНУУ, 2008. – 318 s.
4. Khrushchov M.M. Povishenye yznosostoikosty y sroka sluzhbi avtomobylei. Novie metodi opredeleniya yznosa detalei avtomobylei / Khrushchov M.M. – М.: Mashhyz, 1953. – s. 22-26.
5. Tiurn S.V. Yssledovaniya yzmeneniya efektyvnosty tormozheniya mezhdru ocherednimy tekhnicheskymy obsluzhivaniyam / Tiurn S.V., Kasymov R.K., Revyn A.A. y dr. // Yzvestiya VOLHHTU. – V.21(124). – t.7. – 2013. – s. 41-44.
6. Hudz H.S. Sravnytelnyi analiz teplonahruzhennosty diskovikh tormoznikh mekhanizmov avtobusov pry razlychnikh typakh yspitanyi / H.S. Hudz, Ya.P. Yavorskyi // Avtomobylinii transport. – Kharkov: RYO KhHADTU, 2001. – №7. – S. 50-52.
7. Nazarov A.Y. Povishenye dolhovechnosty tormoznikh kolodok kolesnikh mashyn putem ratsyonalnoho raspredeleniya pohloshchaemoi enerhyy mezhdru tormoznimy mekhanizmam / Nazarov A.Y., Volkov V.P., Podryhalo M.A. // Uovershenstvovanye sredstv mekhanizatsyy na avtotransporte y povishenye yznosostoikosty elementov mashyn: Mezhvuz. sb. nauch. tr. – Kharkov: KharHAZhT, 1997. – V. – s.71-72.
8. Hans-Peter Klug. Nutz fahrzeug-Bremsanlagen: Aufbau und Funtion; Pruf- und Wartungsarbeiten / Hans-Peter Klug. – 3. – uberarb. und erw. Aufl. – Wurzburg: Vogel, 1993. – 570 s. (Die Deutsche Bibliothek-CIP-Einheitsaufnahme).
9. Patent № 742353. Dyskovii tormoz. Avstralyia. AU323. 26.03.2012
10. Shang M. Braking force dynamic coordinated control for hybrid electric vehicles / [M. Shang, L. Chu, J. Guo, Y. Fang, F. Zhou] // in Proceedings of the 2nd IEEE International Conference on Advanced Computer Control (ICACC 10). - vol. 4. - pp. 411–416. - Shenyang, China. - 2010.
11. Patent na korysnu model u201902762. Ukraina. Dyskovyi halmivnyi mekhanizm pidvyshchenoi stabilnosti ta dovhovichnosti / Klets D.M., Nazarov O.I., Nazarov I.O., Shpinda Ye.M., Kholodov A.P., Chaplyhina O.M., Rieznikov O.O. – KhNADU, 2019. – 16 s.
12. Klymenko V.Y. K metodyke analiza y vibora raspredeleniya tormoznikh syl mezhdru

osiamy dvukhosnogo transportnogo sredstva / Klymenko V.Y., Leontev D.N., Lomaka S.Y. Rizhykh A.A. // Yzvestiya MHTU MAMU. – №1(11). – 2011. –s. 31-36

13. Raschetnie metodi otsenky treniya y yznosa: [sb. nauchn. trudov; pod. red. Y.V. Krahelskoho]. – Briansk: Pryokskoe knyzhnoe yzd-vo, 1975. – 234 s.

14. Dmytryev A.Y. Kompiuternoe modelyrovanye lokalnikh trybolohycheskykh kontaktov na prymere pari treniya avtomobylnoho tormoza / Dmytryev A.Y., Smolyn A.Iu., Psakhe S.H. y dr. // Fyzycheskaia mezomekhanyka. – V. №2. – T. 10. – 2007. – s. 15-28.

15. Zabolotnii R.V. K opredeleniyu vremeny y puty treniya tormoznikh mekhanyzmov y shyn avtomobylei s ABS // Yzvestiya VOLHHTU, V.2.- T.8. -2007. –s. 121-122

16. Volkov V.P. Rezhymi raboti tormozov lehkovikh avtomobylei y sovershenstvovanye sposobov ykh modelyrovanyia pry resursnykh laboratornikh yspitaniakh / Volkov Vladymyr Petrovych: Dys... kand. tekhn. nauk: 05.05.03. – Kharkov, 1982. – 169s.

17. Patent na korysnu model. №137712. Ukraina. Dyskovyi halmivnyi mekhanizm pidvyshchenoi stabilnosti y dovhovichnosti / Klets D.M., Nazarov O.I., Nazarov I.O., Shpinda Ye.M., Kholodov A.P., Chaplyhina O.M., Rieznikov O.O. – Kyiv: DP «Ukrainskyi instytut intelektualnoi vlasnosti», 2019. – B. №21. – 8 s.

Поляшенко С.О.,
Єсіпов А.В.,
Шушляпін С.В.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
E-mail: s.polyashenko@gmail.com

**ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ РОБОТИ
ЗБИРАЛЬНИХ МАШИНИ З ТРАНСПОРТНИМИ
ЗАСОБАМИ**

УДК 631.374

Поляшенко С.О., Єсіпов А.В., Шушляпін С.В. «Визначення ефективності роботи збиральних машин з транспортними засобами»

Масове збирання цукрового буряка проводять при груповому використанні збиральних комплексів машин, включених до складу збирально-транспортного загону. Роботу організують, щоб весь зібраний буряк протягом доби був вивезений на бурякоприймальні пункти. Недотримання цієї умови призводить до значних втрат врожаю, зниження технологічної якості сировини. Потреба транспортних засобів для вивезення коренеплодів в технологічному процесі збирання буряка має величезне значення. Кількісний склад машинотракторного парку визначається на основі річних планів механізованих робіт. Вихідними даними в цьому випадку є структура посівних площ на плановані і наступні роки (сівозмінна) та технологічні карти обробітку планованих сільськогосподарських культур.

Такий підхід дозволяє визначити типаж машинотракторного парку з урахуванням агротехнічних вимог до обробітку різних сільськогосподарських культур. У реальних умовах роботи збирального комплексу складові формули для визначення кількості транспорту залежать від великої кількості невраховуваних факторів, що визначають їх істотно випадковий характер. Тому фактична кількість транспорту може істотно відрізнятися від розрахункового, обчисленого за формулою. Спільна робота збиральної машини з транспортом розглянута на основі теорії системи масового обслуговування, ототожнивши транспорт з вхідним потоком вимоги, а збиральну машину - з каналом обслуговування. Такий підхід застосований для розрахунків параметрів циклічних транспортних систем до збиральних машин. Отримано формули для розрахунку необхідної кількості транспортних засобів для забезпечення безперебійної роботи збирального комплексу. Визначено вероятність і середній час простоїв збиральної машини в очікуванні транспортних засобів із застосуванням теорії масового обслуговування при поточному або перевалочному способах збирання.

Ключові слова: збиральний комплекс, транспортний засіб, цукровий буряк, теорія системи масового обслуговування.

Поляшенко С.А., Єсіпов А.В., Шушляпін С.В. «Определение эффективности работы уборочных машины с транспортными средствами»

Массовую уборку сахарной свеклы проводят при групповом использовании уборочных комплексов машин, включенных в состав уборочно-транспортного отряда. Работу организуют, чтобы вся собранная свекла в течение суток была вывезена на свеклоприемные пункты. Несоблюдение этого условия приводит к значительным потерям урожая, снижению технологического качества сырья. Потребность транспортных средств для вывоза корнеплодов в технологическом процессе уборки свеклы имеет огромное значение. Количественный состав машинотракторного парка определяется на основе годовых планов механизированных работ. Исходными данными в этом случае является структура посевных площадей на планируемую и последующие годы (севооборот) и технологические карты возделывания планируемых сельскохозяйственных культур.

Такой подход позволяет определить типаж машинотракторного парка с учетом агротехнических требований к обработке различных сельскохозяйственных культур. В реальных условиях работы сборочного комплекса составляющие формулы для определения количества транспорта зависят от большого количества неучитываемых факторов, определяющих их существенно случайный характер. Поэтому фактическое количество транспорта может существенно отличаться от расчетного, вычисленного по формуле. Совместная работа уборочной машины с транспортом рассмотрена на основе теории системы массового обслуживания, отождествив транспорт с входным потоком требования, а уборочную машину - с каналом обслуживания. Такой подход применен для расчетов параметров циклических транспортных систем в уборочных машинах. Получены формулы для расчета необходимого количества транспортных средств для обеспечения бесперебойной работы уборочного комплекса. Определены вероятность и среднее время простоев уборочной машины в ожидании транспортных средств с применением теории массового обслуживания при поточном или перевалочном способах уборки.

Ключевые слова: уборочный комплекс, транспортное средство, сахарная свекла, теория системы массового обслуживания.

S. Polyashenko, A. Yesipov, S. Shushlyapin "Determining the efficiency of harvesting machines with vehicles "

Mass harvesting of sugar beet is carried out with group use of harvesting complexes of machines included in the harvesting and transport detachment. The work is organized so that all harvested beets during the day were taken to the beet reception points. Failure to comply with this condition leads to significant crop losses, reducing the technological quality of raw materials. The need for vehicles for the export of root crops in the technological process of harvesting beets is of great importance. The quantitative composition of the machine-tractor fleet is determined on the basis of annual plans of mechanized works. The initial data in this case are the structure of sown areas for the planned and subsequent years (crop rotation) and technological maps of cultivation of planned crops.

This approach allows to determine the type of machine-tractor fleet taking into account the agronomic requirements for the cultivation of different crops. In real conditions of operation of the harvesting complex, the components of the formula for determining the amount of transport depend on a large number of unaccounted factors that determine their significantly random nature. Therefore, the actual number of vehicles may differ significantly from the estimated, calculated by the formula. The joint work of the harvesting machine with the transport is considered on the basis of the theory of the queuing system, identifying the transport with the incoming flow of demand, and the harvesting machine - with the service channel. This approach is used to calculate the parameters of cyclic transport systems for harvesting machines. Formulas for calculating the required number of vehicles to ensure the smooth operation of the harvesting complex are obtained. The probability and average downtime of the harvesting machine in anticipation of vehicles using the theory of queuing in flow or transshipment methods of harvesting are determined.

Keywords: *harvesting complex, vehicle, sugar beet, queuing system theory.*

Вступ

Масове збирання цукрового буряка проводять при груповому використанні збиральних комплексів машин, включених до складу збирально-транспортного загону. Роботу організують, щоб весь зібраний буряк протягом доби був вивезений на бурякоприймальні пункти. Недотримання цієї умови призводить до значних втрат врожаю, зниження технологічної якості сировини [1–2]. Потреба транспортних засобів для вивезення коренеплодів в технологічному процесі збирання буряка має величезне значення.

Аналіз останніх досліджень

Економія ресурсів в аграрному секторі залежить, перш за все, від механізму підвищення ефективності машиновикористання, а ті безпосередньо пов'язані з великими площами землекористування. Кількісний склад машинотракторного парку в роботах [3–4] визначався на основі річних планів механізованих робіт.

Вихідними даними в цьому випадку є структура посівних площ на плановані і наступні роки (сівозміна) та технологічні карти обробітку планованих сільськогосподарських культур [5].

В роботі [6] формування машинотракторного парку здійснюється на основі технологічної потреби. Такий підхід дозволяє визначити типаж машинотракторного парку з урахуванням агротехнічних вимог до обробітку різних сільськогосподарських культур.

В роботі [6] також представлена номограма для розрахунку технологічної потреби в сільськогосподарській техніці від врожайності та обсягу виробництва.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є забезпечення безперебійної роботи збирального комплексу в технологічному процесі збирання врожаю.

Результати досліджень

Процес збирання врожаю збиральною машиною і навантаження його для відправки споживачеві складається з наступних складових (рис. 1): a_1 – збирання врожаю і навантаження його в транспортний засіб; a_2 – під'їзд наступного транспортного засобу під збиральну машину; a_3 – транспортування зібраного врожаю і під'їзд до місця розвантаження; a_4 – очікування розвантаження; a_5 – розвантаження транспортного засобу; a_6 – від'їзд транспортного засобу від місця розвантаження і переїзд до збиральної машини; a_7 – очікування своєї черги для навантаження врожаю. Терміни виконання робіт: $t_1 \dots t_7$ – випадкові величини; Початок і кінець проведення відповідних робіт: $A_0, A_1 \dots A_7$.

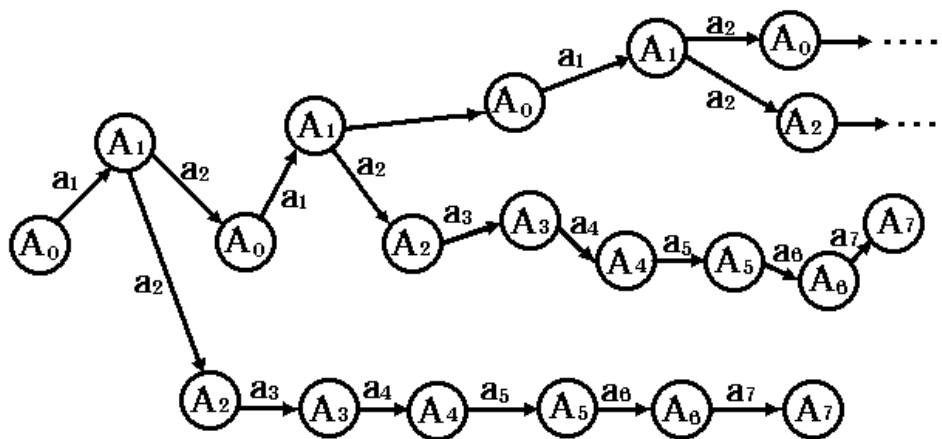


Рис. 1. Мережевий граф процесу збирання цукрових буряків

За прийнятою методикою [7] кількість транспортних засобів до збиральної машини обчислюється за формулою:

$$K = \frac{t_{zan} + t_1 + t_2 + t_p}{t_{zan}}, \quad (1)$$

де t_{zan} – час заповнення ємності транспорту;

t_1 – час руху завантаженого транспорту до місця вивантаження;

t_2 – час руху транспорту від місця вивантаження до збиральної машини;

t_p – час завантаження транспорту.

У реальних умовах роботи збиральної машини складові формули (1) залежать від великої кількості невраховуваних факторів, що визначають їх істотно випадковий характер. Тому фактична кількість транспорту може істотно відрізнятись від розрахункового, обчисленого за формулою (1).

Спільну роботу збиральної машини з транспортом можна розглянути на основі теорії системи масового обслуговування (СМО) [8], ототожнивши транспорт з вхідним потоком вимоги, а збиральну машину – з каналом обслуговування. Такий підхід був застосований в роботі [9] для розрахунків параметрів циклічних транспортних систем до збиральних машин. При збиранні цукрових буряків застосовують потоковий, перевалочний або поточно-перевалочний способи [1, 2], особливості яких не враховані в моделях, розглянутих в роботі [9].

У даній роботі розглядається найпростіший випадок, коли одну збиральну машину обслуговує K однотипних одиниць транспорту при поточному або перевалочному способах збирання сахарного буряка.

Приймаємо, що транспорт до збиральної машини утворює вхідний простий потік вимог з наступною дисципліною обслуговування: надійшов під навантаження транспорт, застав збиральну машину працюючу з транспортом, чекає своєї черги, тобто така система є СМО з необмеженим часом очікування. Ефективність системи при прийнятих припущеннях матиме місце і в інших умовах, що відрізняються від прийнятих [10].

Характеристикою вхідного потоку є його густина (інтенсивність):

$$\lambda = \frac{1}{\bar{t}_1 + \bar{t}_2 + \bar{t}_p},$$

де $\bar{t}_1, \bar{t}_2, \bar{t}_p$ – відповідні середні їх значення.

Закон розподілу часу $t_{зап}$ в рамках найпростішої теорії СМО прийнятий показовим.

У цьому випадку параметр обслуговування роботи збиральної машини дорівнює $\mu = \frac{1}{\bar{t}_{зан}}$.

Можливі стани даної системи:

– K – збиральна машина обслуговує транспорт, $K = 1, 2, \dots$, а в черзі на обслуговування очікують, простоюючи, $(K-1)$ одиниць транспорту.

– 0 – збиральна машина простоює (блокована) в очікуванні транспорту.

Склавши диференціальні рівняння для ймовірності станів P розглянутої системи, отримаємо для стаціонарного випадку з урахуванням нормуючої умови систему:

$$\begin{aligned} -(\mu + \lambda)P_{1K} + \mu P_{1,K-1} + \lambda P_{2,0} &= 0; \\ \sum_{i=0}^K P_{1,i} + P_{2,0} &= 1 \end{aligned} \quad (2)$$

Рішення (2) знаходиться в залежності від параметра системи

$$\alpha = \frac{\mu}{\lambda} = \frac{\bar{t}_1 + \bar{t}_2 + \bar{t}_p}{\bar{t}_{зан}},$$

з урахуванням якого формула (1) може бути представлена у

вигляді $K = 1 + \alpha$.

Ймовірність очікування збиральною машиною транспорту визначається за формулою $P_{2,0} = P_{бл}$,

$$\text{де } P_{бл} = \begin{cases} \frac{(\alpha - 1)\alpha^K}{(\alpha^{K+1} - 1)} \text{ при } \alpha > 1 \text{ і } \alpha < 1 \\ \frac{1}{(K + 1)} \text{ при } \alpha = 1. \end{cases} \quad (3)$$

Залежність $P_{бл}$ від параметра α наведена на рис. 2. Її аналіз показує, що зі збільшенням α $P_{бл}$ зростає для всіх дискретних значень K , асимптотическі прагнучи до 1.

При однакових α зі збільшенням K зменшується $P_{бл}$, причому починаючи з $K \geq 2$ і $\alpha \geq 2$ це зменшення практично несуттєво. Для оцінки ефективності роботи збиральної машини з транспортом скористаємося критерієм вартості експлуатації цієї системи. В якості такого критерія приймаємо наведені (питомі) витрати, що визначаються за формулою:

$$F_{np} = \frac{1}{W}(a + bK) + \frac{1}{W_{см}}(\gamma_m + \gamma_1 K) \quad (4)$$

де $W = BV\tau_{\vartheta}$ і $W = BV\tau_{1cm}$ – відповідно експлуатаційна і змінна продуктивності збиральної машини (тут B – ширина захвату збиральної машини);

V – швидкість руху збиральної машини; τ_{ϑ} і τ_{1cm} – відповідно коефіцієнти використання експлуатаційного і змінного часу роботи машини, що враховують також її простої в очікуванні транспорту;

a, b – коефіцієнти, що враховують оптові ціни машин, витрати пального, нормативні відрахування на реновацію відповідно збиральної машини і транспорту, визначаються за відомими формулами;

γ_i, γ_1 – відповідно годинні ставки комбайнера і тракториста (водія).

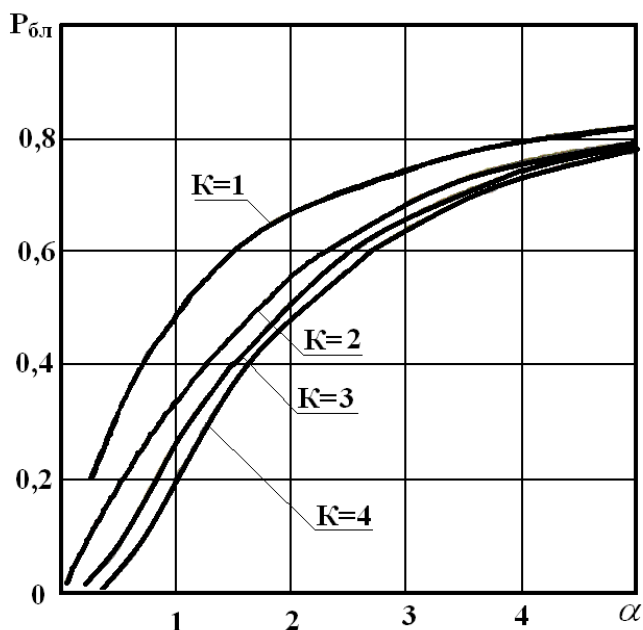


Рис. 2. Можливість блокування збиральної машини через відсутність транспорту.

Відповідно до роботи [11]:

$$\tau_{\vartheta} = \frac{\bar{T}_1^M}{\bar{T}_1 + \bar{T}_{ож}} \quad \text{і} \quad \tau_{cm} = \frac{\bar{T}_1^M}{\bar{T}_2 + \bar{T}_{ож}},$$

де \bar{T}_1^M – середній основний час роботи машини;

\bar{T}_1, \bar{T}_2 – сума середніх значень складових часів роботи, що входять відповідно в середній експлуатаційний і змінний час роботи;

$\bar{T}_{ож} = P_{бл} \cdot T$ – середній час простоїв машини в очікуванні транспорту (тут T – обліковий час роботи машини).

Позначивши $m = \frac{T}{\bar{T}_1^M}, m_1 = \frac{\bar{T}_1}{\bar{T}_1^M}, m_2 = \frac{\bar{T}_2}{\bar{T}_1^M},$

причому $t > t_1 > t_2,$

отримуємо $W = \frac{BV}{m_1 + mP_{бл}} \quad \text{і} \quad W_{cm} = \frac{BV}{m_2 + mP_{бл}}.$

З урахуванням цих виразів мінімізуємо $F_{\text{пр}}$ і визначаємо необхідну кількість транспортних засобів до бурякозбиральної машини K^* . При $\alpha > 1$ і $\alpha < 1$ K^* є позитивним рішенням рівняння:

$$\alpha^{2\kappa} \left[(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) \alpha^2 + m(b + \gamma_{\text{мп}})(\alpha - 1) \alpha \right] + (m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) - \alpha^\kappa \left\{ 2(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) \alpha + m(b + \gamma_{\text{мп}})(\alpha - 1) + m(\alpha - 1) \left[(a + \gamma_{\text{мп}}) + (b + \gamma_{\text{мп}}) K \right] \ln \alpha \right\}$$

При $\alpha < 1$ K^* визначається за формулою:

$$K^* = \frac{-(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) \pm \sqrt{(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}})^2 - (m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) \left[(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}}) + m(b + \gamma_{\text{мп}} - a - \gamma_{\text{м}}) \right]}}{(m_1 b + m_2 \gamma_{\text{мп}})}$$

Залежність K^* до машини КС-6 від параметра α наведена на рис. 3. Її аналіз показує, що для всіх досліджених випадків максимальну кількість транспортних коштів потрібно при $\alpha = 1$. Розгляд залежностей, наведених на рис. 3, показує, що при $\alpha < 1,5$ K^* значно перевищує ці значення, визначені за формулою (1). При цьому відповідні K^* значення $F_{\text{пр}}^*$ значно менше $F_{\text{пр}}$ для K , розрахованих за формулою (1).

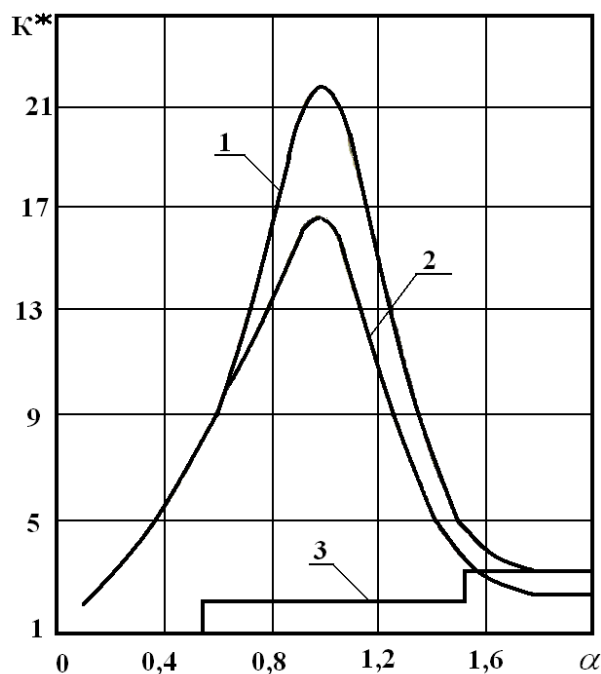


Рис. 3 Залежність необхідної кількості транспортних засобів до збиральної машини від параметра α при $m = 2$, $m = 0,05$ та $m = 0,03$:
 1 – автомобілі ЗІЛ-ММЗ; 2 – трактор МТЗ-80 з причепом 2ПТС-4-887А; 3 – округлені значення K , обчислені за формулою (1)

Висновки

Отримано формули для розрахунку необхідної кількості транспортних засобів для забезпечення безперебійної роботи збирального комплексу. Визначено вірогідність і середній час простоїв збиральної машини в очікуванні транспортних засобів із застосуванням теорії масового обслуговування при поточному або перевалочному способах збирання.

Список використаних джерел

1. Справочник по эксплуатации свеклоуборочных комплексов / А.М. Мазуренко, И.И. Русанов, В.И. Сухомлин и др.; Под ред. А.М. Мазуренко. – К.: Урожай, 1984. – 128 с.
2. Довідник буряковода. – К., Урожай, 1975 – 224 с.
3. В.И. Мельник, С.А. Чигрина Потребность в технике как функция специализации и размера хозяйства //Тракторы и сельскохозяйственные машины –2009. – №4. – С. 8-12.
4. В.И. Мельник и др. Оптимальное комплектование агрегатов //Техника в сельском хозяйстве –2006, №6. – С. 12-15.
5. Технологічні карти вирощування сільськогосподарських культур / Шмаков М.В. и др. Харків: ХДТУСГ. 2001. – 173 с.
6. В.И. Анискин и др. Технологические аспекты формирования тракторного парка //Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2001. – №11. – С. 2-7.
7. Отраслевые методические указания и нормативно-справочные материалы для определения экономической эффективности новой техники в тракторном и с.-х. машиностроении. – М.: ЦНИИТЭИтракторосельхозмаш, 1978, ч. 2. – 62 с.
8. Клейнрок Л. Теория массового обслуживания – М.: Машиностроение, 1979. – 242 с.
9. Exact Solution for Cyclic Transport Systems – Journal of Agricultural Engineering Research, 1973, V.18, – P. 217-230.
10. Гнеденко Б.В., Коваленко И.Н. Лекции по теории массового обслуживания. – Киев: КВИРТУ, 1963 – 156с.
11. Поляшенко С.А., Єсипов А.В., Поляшенко В.С. Оценка эффективности работы уборочной машины с транспортными средствами // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства // Зб. наук. пр. Вип. 75, т.1 – Харків: ХНТУСГ. – 2009. - С. 75-81.

References

1. Handbook on the operation of beet-harvesting complexes / A.M. Mazurenko, I.I. Rusanov, V.I. Sukhomlin and others; Ed. A.M. Mazurenko. - K. : Harvest, 1984. - 128 p.
2. Dovidnik buryakova. - K.: Harvest, 1975. – 224 p.
3. V.I. Melnik, S.A. Chigrina The need for technology as a function of specialization and the size of the economy // Tractors and agricultural machines –2009. – No. 4. – P. 8- 12.
4. V.I. Melnik et al. Optimal completing of units // Technics in agriculture –2006. - No. 6. – P. 12- 15.
5. Technological picture of the development of the Sylkospodar cultures / Shmakov M.V. et al. Kharkiv: HDTUSG. 2001 .- 173 p.
6. V.I. Aniskin et al. Technological aspects of the formation of a tractor park // Tractors and agricultural machines –2001. – No. 11. – P. 2 - 7.
7. Industry guidelines and reference materials for determining the economic efficiency of new equipment in the tractor and agricultural sector. mechanical engineering. - M.: TSNIITEItraktoroselkhoz mash, 1978, part 2. - 62 p.
8. Kleinrock L. Queuing Theory - M. : Mechanical Engineering, 1979. - 242 p.
- 9.Exact Solution for Cyclic Transport Systems - Journal of Agricultural Engineering Research, 1973, v. 18. - p. 217-230.
10. Gnedenko B.V., Kovalenko I.N. Lectures on the theory of queuing. - Kiev: KVIRTU, 1963 - 156s.
11. Polyashenko S.A., Esipov A.V., Polyashenko V.S. Evaluation of the efficiency of the harvesting machine with vehicles // Bulletin of the Kharkiv National Technical University of the Silk State Prize // Zb. sciences. Ave Vip. 75, t.1 - Kharkiv, KhNTUSG. – 2009. - P. 75-81.

Самородов В.Б.

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний
університет»

E-mail: samorodovvadimat@gmail.com

Аврунін Г.А.,

Мороз І.І.,

Щербак О.В.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет

E-mail: griavrunun@ukr.net,

irinamoroz1@ukr.net,

olegcherbak@gmail.com

АНАЛІЗ ДИНАМІКИ БОРТОВОГО ОБ'ЄМНОГО ГІДРОПРИВОДА ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА

УДК 621.22

Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. «Аналіз динаміки бортового об'ємного гідропривода гусеничного трактора»

Мета – науковий пошук зниження динамічних навантажень в об'ємному гідроприводі ходу гусеничного трактора з бортовою системою управління рухом, включаючи зрушування, розгін і гальмування. Особливістю гідропривода є двомашинна схема регулювання швидкості кожного борту трактора шляхом регулювання робочих об'ємів гідромашин в режимі постійної потужності приводного ДВЗ, що включає електронний блок управління стеження за бортовою швидкістю і потужністю ДВЗ.

Аналіз динамічних характеристик об'ємного гідропривода на математичній моделі з використанням блоку «тар» цифрового завдання в пакеті VisSim зміни в часі подачі насоса, зовнішнього навантаження, робочого об'єму гідромотора і його гідромеханічного коефіцієнта корисної дії. Коригування параметрів задаються з метою зниження стрибків тиску, що перевищують допустиме максимальне значення для вживаного гідропривода. Введення режиму фіксації вихідної потужності гідропривода дозволило дати енергетичну оцінку можливості підвищення швидкості за рахунок зниження робочого об'єму гідромотора.

Показана можливість мінімізації стрибків тиску в гідроприводі трактора шляхом оптимізації завдання параметрів в циклограмі руху на етапах зрушування, розгону, досягнення максимальної транспортної швидкості за допомогою регулювання робочого об'єму гідромотора і зупинку трактора при зниженні подачі насоса.

Результати досліджень можуть бути використані при аналізі динамічних характеристик гідрофікованих мобільних машин різного призначення, а також в учбовому процесі з поглибленим вивченням студентами-магістрами об'ємних гідроприводів.

Ключові слова: об'ємний гідропривід бортового ходу трактора, регульовальні насос і гідромотор, математична модель, пакет VisSim, коливання тиску.

Самородов В.Б., Аврунін Г.А., Мороз І.І., Щербак О.В. «Анализ динамики бортового объёмного гидропривода гусеничного трактора»

Цель – научный поиск снижения динамических характеристик в объёмном гидроприводе хода гусеничного трактора с бортовой системой управления движением, включая страгивание, разгон и торможение. Особенностью гидропривода является двухмашинная схема регулирования скорости каждого борта трактора путем регулирования рабочих объёмов гидромашин в режиме постоянной мощности приводящего ДВС, включающая электронный блок управления слежения за бортовой скоростью и мощностью ДВС.

Анализ динамических характеристик объёмного гидропривода на математической модели с использованием блока тар цифрового задания в пакете VisSim изменения во времени подачи насоса, внешней нагрузки, рабочего объёма гидромотора и его гидромеханического КПД. Корректировка задаваемых параметров с целью снижения скачков давления, превышающих допустимое максимальное значение для применяемого гидропривода. Введение режима фиксации выходной мощности гидропривода позволило дать энергетическую оценку возможности повышения скорости за счет снижения рабочего объёма гидромотора.

Показана возможность минимизации скачков давления в гидроприводе трактора путем оптимизации задания параметров в циклограмме движения на этапах страгивания, разгона, достижения максимальной транспортной скорости с помощью регулирования рабочего объёма гидромотора и останова трактора при снижении подачи насоса. Результаты исследований могут быть использованы при анализе динамических характеристик гидрофицированных мобильных машин различного назначения, а также в учебном процессе с углубленным изучением студентами-магистрами объёмных гидроприводов.

Ключевые слова: объёмный гидропривод бортового хода трактора, регулируемые насос и гидромотор, математическая модель, пакет VisSim, колебания давления.

V.B. Samorodov, G.A. Avrunin, I.I. Moroz, O.V. Shcherbak "Analysis of dynamics of the onboard hydraulic fluid power drive crawler tractor"

The objective is a scientific search for a decrease in dynamic characteristics in the hydraulic fluid power travel of a caterpillar tractor with an onboard motion control system, including starting, acceleration and braking. A special feature of the hydraulic drive is a two-machine scheme for regulating the speed of each side of the tractor by adjusting the working volumes of the hydraulic machines in the mode of constant power of the driving internal combustion engine, which includes an electronic control unit for tracking the side speed and power of the internal combustion engine.

Analysis of the dynamic characteristics of a hydraulic fluid power on a mathematical model using the map block of a digital task in the VisSim package of changes in pump delivery time, external load, working volume of a hydraulic motor and its hydromechanical efficiency. Adjustment of the set parameters in order to reduce pressure surges exceeding the permissible maximum value for the applied hydraulic fluid power. The introduction of the mode of fixing the output power of the hydraulic fluid power made it possible to give an energy assessment of the possibility of increasing the speed by reducing the working volume of the hydraulic motor.

The possibility of minimizing pressure surges in the hydraulic fluid power of the tractor by optimizing the setting of parameters in the cyclogram of movement at the stages of starting, acceleration, reaching the maximum transport speed by adjusting the working volume of the hydraulic motor and stopping the tractor when the pump feed is reduced is shown. The research results can be used in the analysis of the dynamic characteristics of hydraulic mobile machines for various purposes, as well as in the educational process with an in-depth study of hydraulic fluid power by master students.

Keywords: *hydraulic fluid power of the side travel of the tractor, adjustable pump and hydraulic motor, mathematical model, VisSim package, pressure fluctuations*

Вступ

Гусеничний промисловий трактор ХТЗ з бульдозерним і розпушувачним обладнанням ТС-10 [1] забезпечений об'ємними бортовими гідроприводами (ОГП) пересування, до складу яких входять самі сучасні на сьогоднішній день аксіальнопоршневі насоси і гідромотори, які забезпечують в поєднанні з електронною системою керування безступеневе регулювання швидкості трактора з енергозбереженням в ОГП і ДВЗ [2]. Аналогічні системи ОГП [3] застосовуються і в інших тракторах. У зв'язку з цим вивчення зарубіжного досвіду проектування та аналізу навантажень в ОГП мобільних транспортних машин видається важливим завданням підвищення технічного рівня вітчизняних розробок.

Актуальність проблеми

Забезпечення безступінчастого регулювання швидкості трактора при виконанні технологічних і транспортних операцій за допомогою об'ємного гідропривода з машинним регулюванням швидкості є передумовою широкого впровадження таких систем в будівельно-дорожніх машинах. У зв'язку з цим більш поглиблене дослідження роботи гідропривода трактора з урахуванням динамічних навантажень представляється актуальним. Результати досліджень можуть бути використані при розробці автоматизованих програм завдання інтенсивності навантаження гідропривода з урахуванням зниження динамічних навантажень і підвищення енергозбереження.

Аналіз останніх досліджень

Проблемам ОГП з машинним керуванням, під яким розуміється керування параметрами руху вихідної ланки регульованим насосом або регульованими гідромотором або обома гідромашинами [4], приділяється велика увага. Однак відомі дослідження [5–11] в основному стосуються вибору гідравлічних принципів схем машинного регулювання, в тому числі з метою реалізації широкого діапазону безступеневого регулювання швидкості мобільної машини без застосування проміжного редуктора між гідромотором і провідним мостом, а також вивчення зарубіжного досвіду. Методика статичного розрахунку ОГП трактора [12] дозволяє виконати вибір робочих об'ємів гідромашин, засобів кондиціонування робочої рідини (РР), оцінити ККД ОГП і дати висновок про достатність

потужності приводного ДВЗ для реалізації заданих швидкостей руху. Математична модель і динаміка ОГП з замкненим ланцюгом циркуляції РР, що включає насос з регульованим робочим об'ємом і гідромотор з постійним робочим об'ємом, досить докладно розглянута стосовно до використання в двохпоточній безступінчастій трансмісії колісного трактора з використанням пакета прикладних програм ViSsim [13], однак була локалізована тільки пусковим режимом та введенням евристичного модуля навантажень.

Установка в ОГП трактора ТС-10 регульованих бортових гідромоторів і досягнення з їх допомогою підвищених транспортних швидкостей без нарощування настановної потужності ДВЗ, що приводить в обертання насоси, вимагає розгляду динаміки в більш широкому аспекті, починаючи з режиму зрушування, при розгоні і гальмуванні.

Формулювання мети дослідження

Таким чином, метою дослідження є зниження динамічних навантажень в ОГП трактора в повному діапазоні функціонування шляхом моделювання режимів роботи ОГП. У зв'язку з симетричністю гідравлічної чотирьохмашинної схеми трактора і розгляду його прямолінійного руху динамічному аналізу підлягає один борт ОГП.

Результати досліджень

Система руху промислового трактора з бульдозерно-розпушувальним обладнанням ТС-10 (рис. 1, а) включає два незалежних ОГП для кожної гусениці за допомогою аксіальнопоршневих насосів серії А4VG і гідромоторів А6VE лівого Мл і правого Мпр бортів, установлених безпосередньо на бортових редукторах БРл і БРпр [1;12]. Насоси Нл і Нпр нагнітають РР до відповідних гідромоторів Мл і Мпр. Подача РР до гідромоторів за допомогою рукавів РВД істотно спрощує кінематичний зв'язок між ДВЗ і бортовими редукторами ведучих коліс. Регулювання робочого об'єму насосів і гідромоторів з метою зміни швидкості руху та забезпечення плавного повороту трактора, пропорційного відхиленню рукоятки керування рухом РУД, здійснюється за допомогою електрогідравлічних гідропрістроїв з пропорційними електромагнітами на кожній з гідромашин (сигнали керування У1...У4 відповідно).

Частота обертання ведучих коліс контролюється датчиками частоти обертання ДЧОл і ДЧОпр, електричні вихідні сигнали яких подаються на електронний блок керування БК (програмований контролер РС6-9) як сигнали зворотного зв'язку ЗЗ. Частота обертання вихідного валу приводного ДВЗ контролюється датчиком частоти ДЧОдвз і також надходить до електронного блока керування БК. Положення тяги керування подачі палива до ДВЗ контролюється датчиком положення ДПП і надходить у вигляді електричного сигналу зворотного зв'язку ЗЗ до блока керування БК. Блок БК знижує потужність насосів шляхом зменшення кута похилого диска і подачі РР, що запобігає зупинці ДВЗ.

Рукоятка керування рухом РУД (джойстик) формує керуючі сигнали У6 електронному блоку БК. Таким чином, в електронний блок БК надходить керуючий сигнал від рукоятки керування РУД і сигнали зворотного зв'язку ЗЗ від датчиків частоти обертання ДЧО і положення тяги керування подачі палива ДПП, а керуючими сигналами, що виходять з електронного блока, є електричні У1...У4 на регулятори зміни робочого об'єму гідромашин і подачі палива У5. Таке виконання разом з необхідними електронними компонентами системи керування рухом ДРСА дозволяє трактористу керувати як напрямком, так і швидкістю руху трактора за допомогою однієї рукоятки керування.

Напруга живлення на контролер подається тільки при вимкненому вимикачі стоянкового гальма, а «маса» вмикається при вимкненому вимикачі автостопа, встановленому в сидіння тракториста.

При налаштуванні систем керування трактором контролер калібрує вихідний сигнал кожної гусениці, дозволяючи виконувати з максимальною точністю розвороти на місці, повороти при обертанні гусениць уперед і в зворотному напрямку. Наявність функції

регулювання потужності має велике значення для стабілізації робочого процесу, підвищення продуктивності, а також запобігання зупинки ДВЗ.

На рис. 1, б наведено гідравлічну принципову схему аксіальнопоршневого гідромотора М з похилим блоком А6VE160 з планетарним редуктором БР моделі GFT65T2 виробництва концерну Rexroth Bosch Group, що включає:

– регулятор зміни робочого об'єму електрогідравлічного типу з пропорційним електромагнітом на гідророзподільнику Р (типу EP2 з напругою 24 В постійного струму), гідроциліндром Ц зміни кута нахилу блока циліндрів гідромотора і зворотним зв'язком ЗЗ;

– зворотні клапани КО1 і КО2 для підведення тиску керування p_y до гідророзподільника Р і гідроциліндра Ц, які сполучені з магістралями гідросистеми А і В відповідно;

– гідропристрої системи охолодження вузлів тертя гідромотора, включаючи гідророзподільник Рп скидання частини потоку РР з лінії низького тиску (підживлення) в гідробак Б для охолодження, дросель ДР для обмеження витрати і гідроклапан тиску КД для підтримки тиску в лінії зливу на рівні тиску підживлення. Гідророзподільник Рп трипозиційного, трипровідного типу з пружинним поверненням в нейтральне положення, має автоматичне гідравлічне керування шляхом підведення РР під торці золотника;

– датчик частоти обертання ДЧО вала гідромотора.

Бортовий редуктор БР планетарного типу, двохступінчастий, з вбудованим гідравлічно-керуваним ($p_{y,m}$) багатодисковим стоянковим гальмом нормально-замкненого типу, з обертовим корпусом, на фланці якого кріпиться ведуче колесо. Робота регулятора робочого об'єму здійснюється таким чином, що РР з магістралей А або В постійно підводиться до штокової порожнини гідроциліндра Ц і за відсутності тиску керування p_y шток гідроциліндра встановлює блок циліндрів гідромотора на максимальний кут, відповідний максимальному робочому об'єму. При підведенні електроживлення до пропорційного магніту У гідророзподільника Р золотник останнього зміщується вниз і РР направляється в безштокову (поршневу) порожнину гідроциліндра Ц. Завдяки диференціальній конструкції гідроциліндра поршень останнього зміщується вверх, що призводить до зменшення кута нахилу блока циліндрів гідромотора і його робочого об'єму. З'єднання штока гідроциліндра Ц з торцем золотника гідророзподільника Р за допомогою пружини виконує функцію механічного зворотного зв'язку ЗЗ – забезпечення однозначної відповідності між положенням золотника і штоком гідроциліндра Ц. Електрогідравлічний пропорційний регулятор стежного типу забезпечує лінійну характеристику зміни робочого об'єму гідромотора від значення струму керування на магніті гідророзподільника Р. Літерами А, В, G, M1, T1, T2 і U позначені отвори, виконані в корпусі гідромотора (для сполучення з насосом, дренажу та ін.).

Аналогічний ОГП гусеничної машини з двома незалежними бортами Dual Path і контролером PLUS+1™ є в номенклатурі фірми SAUER-DANFOSS [3].

На рис. 2 приведена розрахункова схема ОГП, яка використовується для аналізу його динаміки в складі гусеничного трактора. Так як схема є бортовою, тобто кожний борт має свій ОГП з насосом та гідромотором, то розглядаємо тільки насос Н і гідромотор М, кожен з котрих має регульований робочий об'єм.

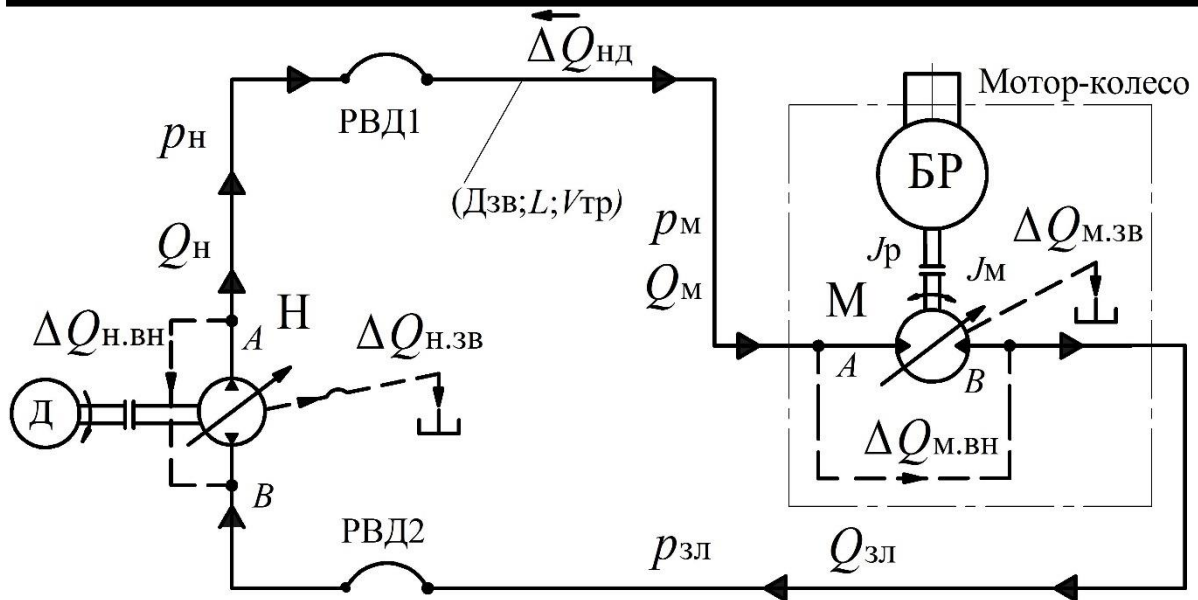


Рис. 2. Розрахункова схема ОГП одного борту трактора ТС-10

У математичній моделі робляться наступні допущення: модуль об'ємної пружності, температура, щільність і в'язкість PP є постійними значеннями; момент інерції трактора приймається постійним; хвилеві процеси в трубопроводах не враховуються в зв'язку з їх незначною протяжністю (насос і гідромотор з'єднані короткими рукавами високого тиску).

Таким чином вирази для тиску p_M [МПа] і частоти обертання гідромотора n_M [хв⁻¹] мають вигляд

$$p_M = \int_0^t \left[Q_{HT,e}(t) - 10^{-3} V_{M,i}(t) \cdot n_M(t) - C_{ПВ} \cdot p_M(t) \right] \frac{E}{V_{TR}} dt, \quad (1)$$

$$n_M = \int_0^t \frac{3,6 \cdot 10^3}{J_{II}} \left[\frac{1}{2\pi} V_{M,i}(t) \cdot (p_H - p_{ЗЛ}) \cdot \eta_{M,ГМ} - M_c \right] dt, \quad (2)$$

де $Q_{HT,e} = Q_{HT} \cdot e$ – подача насоса при заданному відносному куту повороту похилого диска e , який відхиляється в обидва боки від нейтрального положення в відносних величинах $e = 0 \dots \pm 1$, л/хв,

$Q_{HT} = 10^{-3} V_H n_H$ – теоретична подача насоса з максимальним робочим об'ємом V_H [см³] і

частотою обертання приводного двигуна ДВЗ n_H [хв⁻¹] без урахування витоків РР, л/хв,

$V_{M,i} = V_M \cdot i$ – поточне встановлене значення робочого об'єму гідромотора [см³],

пропорційне максимальному V_M і залежної від параметра регулювання $i = 0,38 \dots 1$ [14],

$C_{ПВ}$ – коефіцієнт підсумкових зовнішніх ($C_{H,ЗН}$ і $C_{M,ЗН}$) та внутрішніх ($C_{H,ВН}$ і $C_{M,ЗН}$) витоків РР насоса ($\Delta Q_{H,ЗВ}$ та $\Delta Q_{H,ВН}$) і гідромотора ($\Delta Q_{M,ЗВ}$ та $\Delta Q_{M,ВН}$), л/(хв.МПа),

V_{TR} – об'єм РР во вхідній (високого тиску) порожнині (трубопроводі) гідромотора зі зведеним діаметром $D_{ЗВ}$ [мм] та довжиною L [м], дм³,

E – модуль пружності РР, який викликає деформаційну витрату РР $\Delta Q_{нд}$, що викликана її стисливістю та об'ємом трубопроводу $V_{тр}$, МПа,

$J_{\Pi} = J_{М} + J_{р} + J_{р0}$ – підсумковий момент інерції, приведений до валу гідромотора, в який входять,

$J_{М}$ – момент інерції частин гідромотора, що обертаються,

$J_{р}$ – момент інерції приводної частини (редуктора) та $J_{р0}$ – момент інерції робочого органу (трактора), кг.м²,

$P_{н} \approx P_{М}$ і $P_{зл}$ – тиск в лініях нагнітання насоса (гідромотора) і зливу РР до насоса, відповідно (тиск $P_{зл}$ приймається постійним), МПа,

$\eta_{М.гм}$ – гідромеханічний ККД гідромотора,

$M_{с}$ – момент опору (зовнішнього навантаження), Н.м.

Приведені рівняння показують, що при оцінці динамічних характеристик ОГП, змінними в часі і що задаються заздалегідь параметрами являються: момент опору зовнішнього навантаження $M_{с}$; подача насоса $Q_{нт,e}$; робочий об'єм гідромотора $V_{М,i}$ і його гідромеханічний ККД ($\eta_{М.гм}$). Необхідність введення змінного значення гідромеханічного ККД обумовлена його істотним зниженням на режимах регулювання робочого об'єму гідромотора. Таке явище обумовлено двома факторами. Перш за все зазначимо, що при сталості моменту опору зниження робочого об'єму гідромотора призводить до зростання теоретичних значень перепаду тисків і частоти обертання:

$$\Delta p_{т} = \frac{2\pi \cdot M_{с}}{V_{М,i}}, \text{ МПа}; \quad n_{М} = 10^3 \frac{Q_{нт,e}}{V_{М,i}}, \text{ хв}^{-1}. \quad (3)$$

Зростання частоти обертання гідромотора призводить до підвищення гідродинамічних втрат і на перемішування РР в його корпусі. На зниження гідромеханічного ККД гідромотора на режимі регулювання робочого об'єму істотний вплив мають втрати потужності, пропорційні частоті обертання, до яких відносять гідродинамічні втрати [4], пропорційні швидкості РР по довжині і місцевих опорах і та частина механічних втрат, яка залежить від швидкості обертання – в основному це втрати на перемішування РР в корпусі. Ці втрати часто класифікують як втрати холостого ходу.

Для радіальнопоршневих і героторних гідромоторів в каталогах наводяться функціональні залежності перепаду тиску холостого ходу від частоти обертання при постійній в'язкості РР [15 – 17]. Для аксіальнопоршневих гідромоторів такі дані, як правило, не приводять, тому важливого значення набуває інформація, отримана при стендових випробуваннях [18]. Наприклад, втрати холостого ходу виявляються досить істотними, досягаючи 1,5...3,5 МПа при номінальній частоті обертання гідромоторів постійного робочого об'єму. Відповідно, при зменшенні робочого об'єму гідромотора варто очікувати підвищення перепаду тисків холостого ходу. Для насосів, які використовуються в замкненому ланцюзі циркуляції РР, істотними виявляються втрати в режимі нульового значення похилого диску, що досягають 12...20 кВт. Тому в першому наближенні без особливої втрати точності значення ККД і коефіцієнтів об'ємних і гідромеханічних втрат задаємо на підставі досвідчених даних для гідромашин аксіальнопоршневого типу. Безумовно, експериментальні дані по конкретних гідромашинах дозволять уточнити результати справжніх досліджень, не впливаючи на загальний характер процесів.

З метою охоплення всіх режимів роботи ОГП, включаючи пусковий, технологічний, прискореного транспортного руху і зупинки, і врахування низки вищенаведених параметрів, що задаються, скористаємося блоками «VisSim-mp» [19 – 20], які дозволяють за попередньо складеною циклограмою введення в модель адекватних за часом впливу режимів. З іншого боку, при відпрацюванні оптимальних режимів роботи ОГП блоки «mp» дозволяють вносити необхідні корективи в інтерактивному режимі.

Для оцінки динамічних навантажень важливу роль має коректне завдання моменту інерції. Так як визначення моменту інерції трактора є самостійною задачею, то в першому наближенні задаємося моментом інерції, виходячи з відомих значення моменту інерції багатоголового гідромотора CBm6000 [15], який має масу 7500 кг і момент інерції обертових частин 593 кг.м². Так як маса трактора ТС-10 з обладнанням становить близько 17 т, а дослідженню підлягає ОГП одного борту, то приймаємо момент інерції ОГП в 600 кг.м². У міру отримання фактичних значень математична модель може бути уточнена.

Для гідромоторів ОГП трактора виробником встановлені максимальна частота обертання 3100 хв⁻¹ при робочому об'ємі 160 см³ ($V_{g \max}$) і до 4900 хв⁻¹ при робочому об'ємі 61 см³ ($V_{g x}$), а при нульовому значенні робочого об'єму до 5500 хв⁻¹ [14].

Гідромотори призначені для роботи на номінальному тиску до 40 МПа і максимальному до 45 МПа. При цьому максимальний тиск обмежений в часі 10 секундами при одноразовому впливі і не більше 300 годин загального напрацювання.

При використанні пакету VisSim приймався метод інтеграції Рунге-Кутта четвертого порядку з дискретністю $\Delta = 0,001$ с.

На рис. 3 наведені режими роботи ОГП, що задаються за допомогою блоків VisSim-mp, включаючи момент опору M_c , подачу (витрату) насоса $Q_{нт,е}$, робочий об'єм гідромотора $V_{м,і}$ і гідромеханічний ККД гідромотора КПДм.гм ($\eta_{м.гм}$). Момент опору носить скачковий характер, що зумовлено режимом зрушування трактора з місця. На ділянці протяжністю в 10 с момент опору відповідає технологічному режиму роботи трактора з бульдозером або розпушувачем. На ділянці 10...13 с момент опору знижується відповідно до дорожніх умов при транспортному режимі руху трактора. Залежність M_c є постійною для всіх інших змінних параметрів. Подача насоса $Q_{нт,е}$ показана суцільною лінією, яка близька до оптимальної, так як мінімізує скачки тиску при зрушуванні трактора з місця і зупинці. Відхилення подачі на цих режимах від оптимальної показано пунктирними лініями. Також пунктиром показано відхилення робочого об'єму гідромотора $V_{м,і}$ від оптимального при його зміні.

Гідромеханічний ККД гідромотора КПД м.гм носить змінний характер, що обумовлено підвищеними втратами на механічне тертя при зрушуванні і барботажними на перемішування РР на високих частотах обертання за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора.

На рис. 4 і 5 наведені осцилограми динамічних процесів ОГП одного борту трактора ТС-10 (зліва направо і зверху вниз): частоти обертання гідромотора «пм»; швидкості трактора «Vтракт»; перепаду тисків «дельта рм»; подачі насоса «Qн», моменту опору «Mc» і вихідної потужності гідромотора «Рм».

Трактор при максимальному моменті опору за період 8 с має дві ступені швидкості в 2 км/год і 3,2 км/год за рахунок збільшення подачі насоса до 116 л/хв і 192 л/хв, відповідно. Подальше зростання швидкості до 9,7 км/год забезпечується шляхом зменшення робочого об'єму гідромотора зі 160 см³ до 53 см³.

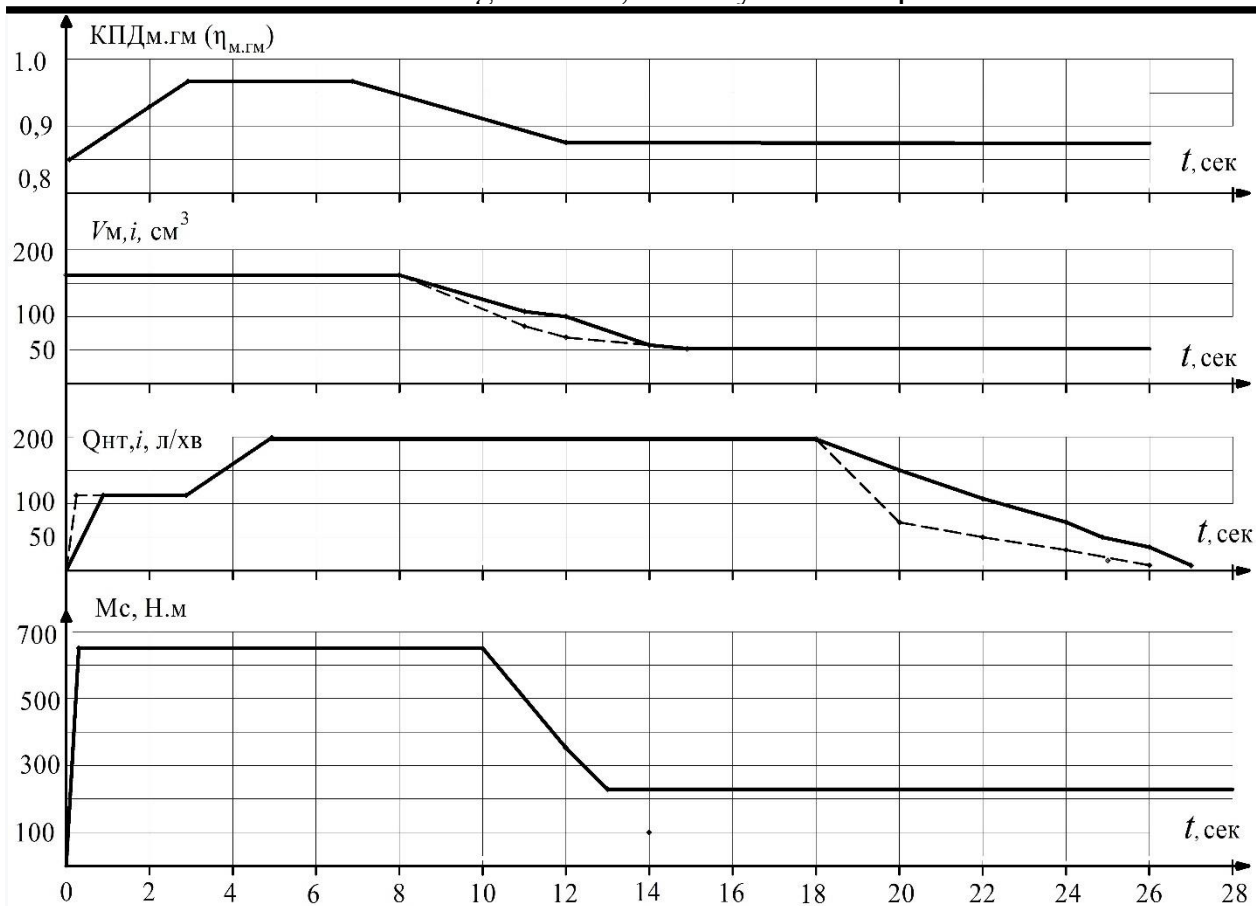


Рис. 3. Режими роботи ОГП, які задані за допомогою блоку VisSim-map

Рух з максимальною швидкістю завершується до 18 секунди. Далі шляхом зменшення подачі насоса швидкість трактора знижується аж до його зупинки. Відзначимо, що режим максимальної швидкості трактора досягається не шляхом нарощування потужності приводного ДВЗ насоса, а за рахунок зменшення робочого об'єму гідромотора. Такий режим характеризується високою паливною економічністю трактора і його називають режимом з постійною потужністю.

Розглянемо два можливих експлуатаційних режимів трактора, умовно віднісши їх до не оптимального, при якому мають місце підвищені скачки тиску, і оптимального, при якому забезпечуються мінімальні скачки тиску і не виникає кавітація РР.

1. Не оптимальні режими роботи ОГП трактора (рис. 4):

1.1. При інтенсивному зростанні подачі насоса при зрушуванні трактора з місця (подача зростає до 116 л/хв за 0,3 с) тиск зростає до 43 МПа при сталому (робочому) 26 МПа;

1.2. При інтенсивному зниженні робочого об'єму гідромотора в інтервалі 8...12 с має місце стрибок тиску до 47 МПа;

1.3. При інтенсивному зниженні подачі насоса на режимі зупинки трактора (в інтервалі 18... 20 с) тиск падає нижче атмосферного, що призводить до кавітації в ОГП;

1.4. Максимальна вихідна потужність ОГП досягає 115 кВт.

2. Оптимальні режими роботи ОГП (рис. 5) забезпечують:

2.1. При зрушуванні з місця тиск в ОГП не перевищує 31 МПа при сталому значенні 26 МПа;

2.2. На режимі регулювання робочого об'єму насоса тиск підвищився до 29 МПа, що суттєво нижче, ніж на режимі 1.2 (47 МПа);

2.3. При гальмуванні трактора, тобто при зменшенні подачі насоса, тиск в ОГП знижується не менше чим до значення 2,9 МПа, що навіть вище нормального значення тиску підживлення в замкненому ланцюзі циркуляції РР;

2.4. Максимальна потужність ОГП не перевищує 89 кВт.

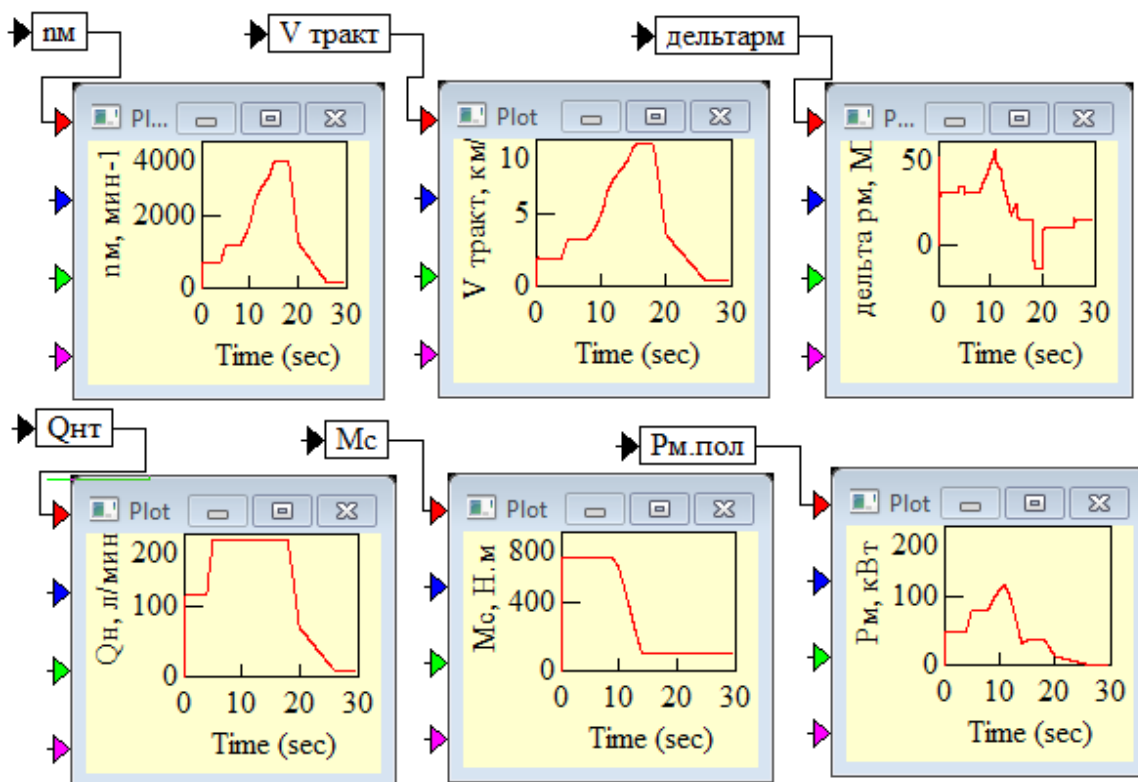


Рис. 4. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що призводить до стрибків тиску і кавітації

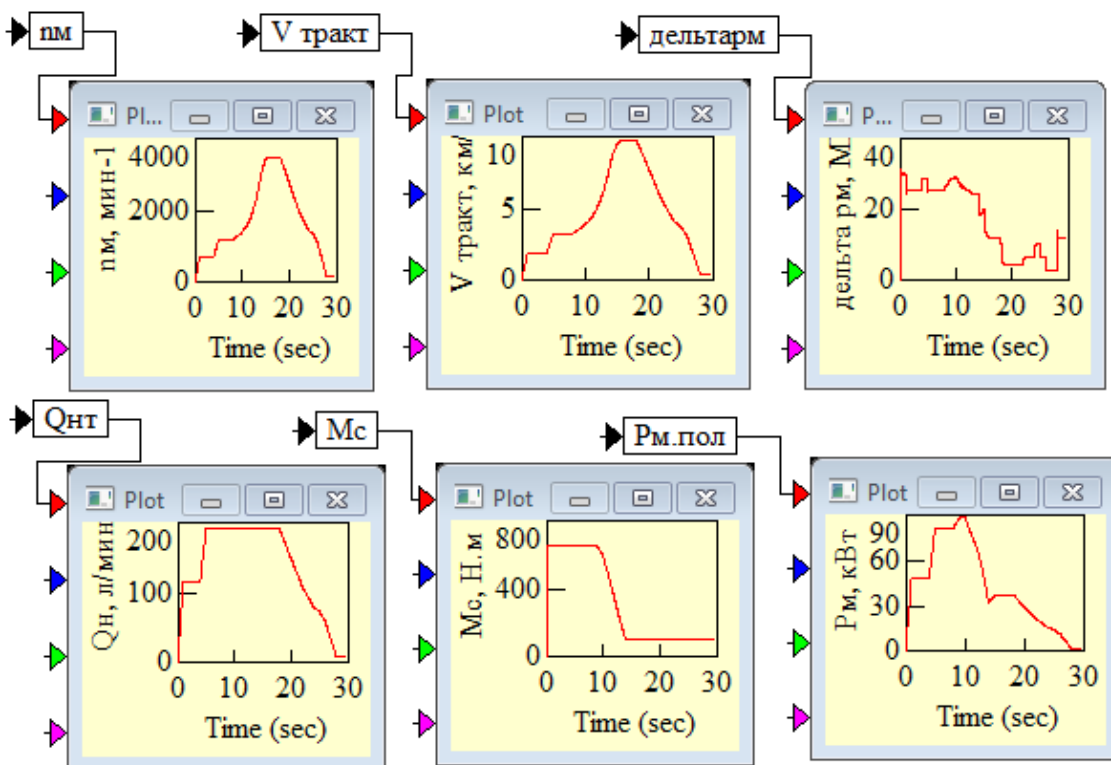


Рис. 5. Робота ОГП трактора ТС-10 на режимах регулювання подачі насоса і робочого об'єму гідромотора, що забезпечують мінімальні скачки тиску і відсутність кавітації

Таким чином, призначення оптимальних режимів зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища в ОГП при його зупинці.

Висновки

1. Завдання циклів навантаження об'ємного гідропривода гусеничного трактора на режимах зрушування, розгону, транспортної швидкості і зупинки при багатофакторному обліку змінних параметрів є зручною основою для моделювання динаміки з використанням блоку map пакета VisSim.

2. Основними факторами, що впливають на динаміку гідропривода трактора і виявляються стрибками тиску істотно вище номінального значення, є інтенсивність зміни подачі насоса і регулювання робочого об'єму гідромотора.

3. Призначення оптимальних режимів роботи гідропривода дозволяє знизити тиск при зрушуванні з місця трактора з 43 МПа до 31 МПа, на режимі збільшення швидкості з 47 МПа до 29 МПа, максимальну потужність з 115 кВт до 89 кВт і повністю виключити кавітаційні явища при зупинці трактора.

Список використаних джерел

1. Трактор ТС-10. Руководство по эксплуатации ТС10.00.00.000 РЭ. – ОАО «Харьковский тракторный завод им. С. Орджоникидзе». – Харьков : – 2008. – 114 с.

2. Мобильная гидравлика, мобильная электроника, приводы. Обзор программы. (на русском языке). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88 с.

3. SAUER DANFOSS. PIUS+1TM Generic Dual Path Subsystem Application Software. 11058300. Rev AC.May 2010. – 2 p.

4. Гідроприводи об'ємні та пневмоприводи. Частина 1. Загальні поняття. Терміни та визначення (ДСТУ 3455.1-96). – [Чинний від 1998-01-01]. – 48 с. – (Держспоживстандарт України).

5. Иванов М.И. Сучасні тенденції застосування гідротрансмій в приводах самохідних сільськогосподарських машин / М. І. Иванов Ю. О. Мороз // Збірник наукових праць Вінницького національного університету. – Серія: Технічні науки – 2011, № 9. – С. 46-52.

6. Митрофанов А.П. Ходовые системы смеходных сельхозмашин. Сравнительный анализ гидротехнических приводов с регулируемыми гидромоторами // А. П. Митрофанов // Промислова гідравліка і пневматика. – 2007. – № 4 (18). – С. 109-118.

7. Прогрессивные схемы гидрообъемных передач на основе современной элементной базы и бортовых электронных средств / М. И. Жилевич, А. В. Королькевич, В. А. Королькевич, В. С. Шевченко // Промислова гідравліка і пневматика. – 2011. – № 2 (32). – С. 83-86.

8. Фрумкин А. А. Объемные гидropередачи с тремя гидромашинами / Л. А. Фрумкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1998. – № 8. – С. 30-34.

9. Городецкий К.И. Гидротрансмиссия тракторов 21 века / К. И. Городецкий // Тракторы и сельхозмашины. – 1996. – № 4. – С. 12-13.

10. Щельцын Н.А. Современные бесступенчатые трансмиссии с.-х. тракторов / Н. А. Щельцын, Л. А. Фрумкин, И. В. Иванов. – Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2011. – № 11. – С. 18-26.

11. Гідропривод ходовой части зерноуборочного комбайна / Б. В. Дмитриев, И. И. Лютый, В. П. Олейник, Г. И. Шейнин // Техніка АПК. – 2001 – № 5-6 (545-546). – С. 24-26.

12. Аврунін Г. А. Гідравлічне обладнання будівельних та дорожніх машин: підручник / (Г. А. Аврунін, І. Г. Кириченко, В. Б. Самородов); під ред. Г. А. Авруніна. – Харків: ХНАДУ, 2016. – 438 с.
13. Лур'є З.Я. Метод поліпшення динамічних характеристик процесу пуску об'ємного гідропривода з замкненим ланцюгом циркуляції робочої рідини / З. Я. Лур'є, В. Б. Самородов, Г.А. Аврунін, Є.Н. Цента // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. – Х.: – НТУ «ХПІ». – 2019. – № 2 (2019). – С. 68-76.
14. The Drive & Control Company. Регулируемый аксиально-поршневой гидромотор А6VM Серия 65 / Rexroth Bosch Group // R-RS 91607. – Редакция: 06.2016. Заменяет 06.2014 – 76 p.
15. The Drive & Control Company. Radial piston hydraulic motor HAgglunds CBm / Rexroth Bosch Group // RE 15300. – Edition: 08.2016. Replace: 09.2012. – 72 p.
16. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. – 36 p.
17. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon92. – 2007. – 59 p.
18. Аврунин Г.А. Исследование потерь мощности в аксиальнопоршневых гидромашинах / Г. А. Аврунин, В. Б. Самородов, И. И. Мороз.– Збірник наукових праць. Серія: Гідравлічні машини та гідроагрегати. –Х.: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 42 (1264). – с. 56-59.
19. Клиначёв Н. В. Моделирование систем в программе VisSim: Справочная система. – Online версия 1.0. – Челябинск, 2001. – файлов 214, ил. (архив Offline версии – vsmlpru.chm).
20. Сизый Ю. А. Динамика и компьютерное моделирование металлорежущих станков: Лабораторно-компьютерный практикум / Ю. А. Сизый, Д. В. Сталинский, Ю. Н. Любимый. – Х.: Изд-во «ИНДУСТРИЯ», 2013. – 104 с.

References

1. Traktor TS-10. Rukovodstvo po ekspluatatsii TS10.00.00.000 RE. – ОАО «Kharkovskiy traktorny zavod im. S. Orzhonikidze». – Kharkov: – 2008. – 114 s.
2. Mobilnaya gidravlika. mobilnaya elektronika. privody. Obzor pro-grammy. (na russkom yazyke). Rexroth Bosch Group. The Drive & Control Company RRS 90 112/08.02. Printed in Poland. – 88 s.
3. SAUER DANFOSS. PIUS+ITM Generic Dual Path Subsystem Application Software. 11058300. Rev AC.Mar 2010. – 2 p.
4. Hidroprivody obiemni ta pnevmoprivody. Chastyna 1. Zahalni po-niattia. Terminy ta vyznachennia (DSTU 3455.1-96). – [Chynnyi vid 1998-01-01]. – 48 s. – (Derzhspozhyvstandart Ukrainy).
5. Ivanov M.I. Suchasni tendentsii zastosuvannya hidrotransmisii v privodakh samokhidnykh silskohospodarskykh mashyn / M. I. Ivanov Yu. O. Moroz // Zbirnyk naukovykh prats Vynnytskoho natsionalnoho universytetu. – Serii: Tekhnichni nauky – 2011, № 9. – S. 46-52.
6. Mitrofanov A.P. Khodovyye sistemy smokhodnykh selkhoz mashin. Sravnitelnyy analiz gidrotekhnicheskikh privodov s reguliruyemyimi gidromotorami // A. P. Mitrofanov // Promislova gidravlika i pnevmatika. – 2007. – № 4 (18). – S. 109-118.
7. Progressivnyye skhemy gidroobyemnykh peredach na osnove sovremennoy elementnoy bazy i bortovykh elektronnykh sredstv / M. I. Zhilevich. A. V. Korolkevich. V. A. Korolkevich. V. S. Shevchenko // Promislova gidravlika i pnevmatika. – 2011. – № 2 (32). – S. 83-86.
8. Frumkin A. A. Obyemnyye gidroperedachi s tremya gidromashinami / L. A. Frumkin // Traktory i selkokhozyaystvennyye mashyny. – 1998. – № 8. – S. 30-34.
9. Gorodetskiy K.I. Gidrotransmissiya traktorov 21 veka / K. I. Goro-detskiy // Traktory i selkhoz mashyny. – 1996. – № 4. – S. 12-13.
10. Shchel'tsyn N.A. Sovremennyye besstupenchatyye transmissii s.-kh. trakto-rov / N. A. Shchel'tsyn. L. A. Frumkin. I. V. Ivanov. – Traktory i selkokho-zyaystvennyye mashyny. – 2011. – № 11. – S. 18-26.

11. Hidroprivod khodovoy chasti zernouborochnogo kombayna / B. V. Dmitriyev. I. I. Lyuty. V. P. Oleynik. G. I. Sheynin // Tekhnika APK. – 2001 – № 5-6 (545-546). – S. 24-26.
12. Avrunin H. A. Hidravlichne obladnannia budivelnykh ta dorozhnykh mashyn: pidruchnyk / (H. A. Avrunin, I. H. Kyrychenko, V. B. Samorodov); pid red. H. A. Avrunina. – Kharkiv: KhNADU, 2016. – 438 s.
13. Lurie Z.Ia. Metod polipshennia dynamichnykh kharakterystyk protsesu pusku obiemnoho hidropyvoda z zamknenym lantsiuhom tsyrkuliatsii robochoi ridyny / Z. Ya. Lurie, V. B. Samorodov, H.A. Avrunin, Ye.N. Tsenta // Visnyk Natsionalnoho tekhnichnoho universytetu «KhPI». Seriya: Hidravlichni mashyny ta hidroahrehaty. – Kh.: – NTU «KhPI». – 2019. – № 2 (2019). – S. 68-76.
14. The Drive & Control Company. Reguliruyemyy aksialno-porshnevoy gidromotor A6VM Seriya 65 / Rexroth Bosch Group // R-RS 91607. – Redaktsiya: 06.2016. Zamenyayet 06.2014 – 76 p.
15. The Drive & Control Company. Radial piston hydraulic motor Hagglunds CBm / Rexroth Bosch Group // RE 15300. – Edition: 08.2016. Replace: 09.2012. – 72 p.
16. Radial Piston Motor. Type MR, MRE. DENISON CALZONI. RCOa 1806/03.03. Bologna, Italy. – 36 p.
17. DISC VALVE HYDRAULIC MOTORS TYPE MS, MSY, MT, MV. M+S HYDRAULIC. – Helicon92. – 2007. – 59 p.
18. Avrunin G.A. Issledovaniye poter moshchnosti v aksialnoporshnevnykh gidromashinakh / G. A. Avrunin. V. B. Samorodov. I. I. Moroz.– Zbirnik naukovikh prats. Seriya: Hidravlichni mashini ta gidroag-regati. –Kh.: NTU «KhPI». – 2017. – № 42 (1264). – s. 56-59.
19. Klinachev N. V. Modelirovaniye sistem v programme VisSim: Spra-vochnaya sistema. – Online versiya 1.0. – Chelyabinsk. 2001. – faylov 214. il. (arkhiv Offline versii – vsmhlpru.chm).
20. Sizyy Yu. A. Dinamika i kompyuternoye modelirovaniye metallor-ezhushchikh stankov: Laboratorno-kompyuternyy praktikum / Yu. A. Sizyy. D. V. Stalinskiy. Yu. N. Lyubimyy. – Kh.: Izd-vo «INDUSTRIYA». 2013. – 104 s.

Скиба М.М.,
Дрейман І.В.,
Велит І.А.

Полтавська державна аграрна академія
E-mail:velit_ira@ukr.net

МАШИНИ ДЛЯ ПОДРІБНЕННЯ ТА РОЗКИДАННЯ ГНОЮ ДЛЯ СІМЕЙНИХ МОЛОЧНИХ ФЕРМ

УДК 631.3:631.8

Скиба М.М., Дрейман І.В., Велит І.А. «**Машини для подрібнення та розкидання гною для сімейних молочних ферм**»

Підвищення родючості ґрунтів потребує високоякісної підготовки та своєчасного внесення доз органічних добрив. Якість внесення органічних добрив забезпечується підготовкою добрив з застосуванням універсальних машин.

Застосування мобільних машин для подрібнення та розкидання гною на тваринницьких фермах дає можливість приготувати високоякісні органічні добрива.

В роботі проведено аналіз подрібнювачів та розкидачів органічних добрив з різними робочими органами, конструкцією. Перераховані переваги та недоліки машин для подрібнення та розкидання гною, таких, як ПРТ-10, РОУ-6, РТД-5, МТУ-10. За технічними характеристиками вибрана модель для розкидання гною на малій фермі. Удосконалена конструкція подрібнювача кормів на базі ПРТ-10.

В кузові встановлено корпус з розміщеною в ньому змішувальною камерою з лопатевим барабаном, ущільнювальним транспортером. В передній частині рами встановлено гнойовий насос з приводом від ВВП трактора. Лопатевий барабан виготовлено у вигляді валу з шарнірно - зчленованими лопатками. Ущільнювальний транспортер можна встановлювати під різним кутом, регулюючи тим самим товщину соломи, яка подається в змішувальну камеру.

В роботі проаналізовано залежність ефективності використання мобільних машин для подрібнення та розкидання органічних добрив від прямих експлуатаційних витрат для малих сімейних ферм. Встановлено, що ефективність використання машини для подрібнення та розкидання органічних добрив на базі ПРТ-10 найвища, що дає можливість експлуатувати машину на малих молочних фермах.

На сімейних молочних фермах доцільно використовувати мобільний подрібнювач ПРТ-10. Він є найбільш ефективним в використанні. Його універсальна конструкція дозволяє нам модернізувати барабан для подрібнення гною, що дає можливість укладати отриману гнойову суміш в бурти і для внесення гною на поля.

Ключові слова: тверді органічні добрива, вал для подрібнення добрив, подрібнювач, гній, сімейна ферма.

Скиба Н.Н., Дрейман І.В., Велит І.А. «**Машины для измельчения и разбрасывания навоза для семейных молочных ферм**»

Повышение плодородия почв требует высококачественной подготовки и своевременного внесения доз органических удобрений. Качество внесения органических удобрений обеспечивается подготовкой удобрений с применением универсальных машин.

Применение мобильных машин для измельчения и разбрасывания навоза на животноводческих фермах дает возможность приготовить высококачественные органические удобрения.

В работе проведен анализ измельчителей и разбрасывателей органических удобрений с различными рабочими органами, конструкцией. Перечислены преимущества и недостатки машин для измельчения и разбрасывания навоза, таких, как ПРТ-10 РОУ-6, РТД-5, МТУ-10. По техническим характеристикам выбрана модель для разбрасывания навоза на малой ферме. Усовершенствована конструкция измельчителя кормов на базе ПРТ-10.

В кузове установлен корпус с размещенной в нем смесительной камерой с лопастным барабаном, уплотнительным транспортером. В передней части рамы установлен навозный насос с приводом от ВОМ трактора. Лопастной барабан изготовлен в виде вала с шарнирно - сочленёнными лопатками. Уплотнительный транспортер можно устанавливать под разным углом, регулируя тем самым толщину соломы, которая подается в смесительную камеру.

В работе проанализирована зависимость эффективности использования мобильных машин для измельчения и разбрасывания органических удобрений от прямых эксплуатационных расходов для малых семейных ферм для измельчения. Установлено, что эффективность использования машины для измельчения и разбрасывания органических удобрений на базе ПРТ-10 самая высокая, что дает возможность эксплуатировать машину на малых молочных фермах.

На семейных молочных фермах целесообразно использовать мобильных смесителей ПРТ-10. Он является наиболее эффективным в использовании. Его универсальная конструкция позволяет нам модернизировать барабан для измельчения навоза, что дает возможность укладывать полученную навозную смесь в бурты и для внесения навоза на поля.

Ключевые слова: твердые органические удобрения, вал для измельчения удобрений, измельчитель, гной, семейная ферма.

M.M. Skiba, I.V. Draiman, I.A. Velyt "Machines for crushing and spreading manure for family dairy farms"
Increasing soil fertility requires high-quality preparation and timely application the doses of organic fertilizers. The quality of organic fertilizers is ensured by the preparation fertilizers using universal machines.

The use of mobile machines for shredding and spreading manure on livestock farms makes it possible to prepare high-quality organic fertilizers.

The analysis of organic fertilizer spreaders with different working bodies, construction is carried out in the work. The advantages and disadvantages listed of machines for grinding and spreading manure, such as PRT-10 ROU-6, RTD-5, MTU-10. According to the technical characteristics, the model for spreading manure on a small farm was chosen. Improved design of the feed shredder based on PRT-10.

The basket has established corps placed in it with the mixing chamber with a paddle drum, the sealing conveyor. In the front part of the frame there is a manure pump driven by the GDP of the tractor. The paddle drum is made in the form of a shaft with articulated - articulated blades. The sealing conveyor can be installed at different angles, thus adjusting the thickness of the straw that is served into the mixing chamber.

The work analyzes dependence of the efficiency of using mobile machines for grinding and spreading organic fertilizers in the direct operating costs for small family farms. It is established that the efficiency of using the machine for grinding and spreading of organic fertilizers PRT-10 is the highest, which makes it possible to operate the machine on small dairy farms.

On family dairy farms it is advisable to use mobile mixers PRT-10. It is the most efficient to use. Its universal design allows us to upgrade the drum for shredding manure, which makes it possible to stack the resulting manure mixture in piles and to apply manure to the fields.

Keywords: *solid organic fertilizers, shaft for crushing fertilizers, shredder, manure, family farm*

Вступ

Гнойова біомаса тваринництва є цінною сировиною для сільськогосподарського виробництва, в першу чергу як джерело органічних добрив.

Підвищення родючості ґрунтів потребує високоякісної підготовки та своєчасного внесення доз органічних добрив. Якість внесення забезпечується підготовкою органічних добрив, удосконаленням конструктивно-функціональних схем машин, вибраним режимом роботи, що забезпечує рівномірний розподіл добрив по полю. Результативність застосування добрив оцінюється нарощуванням, якістю врожаю, затратами праці та коштів. Машини для внесення органічних добрив повинні забезпечити подрібнення добрив та їх внесення в ґрунт з потрібною якістю і мінімальними затратами коштів.

Актуальність проблеми

Важливим питання для господарів фермерських та сільськогосподарських підприємства, що вирощують тварин є переробка гною [1]. Особливо це питання актуальне для тих підприємств, де утримують худобу й немає вільної площі або спеціальних споруд для зберігання відходів життєдіяльності тварин. Окрім цього існує проблема в необхідності дотримання законодавчих нормативів та постанов, які спрямовані на врегулювання екологічної рівноваги при веденні тваринницької діяльності й по використанню органічних добрив. На тваринницьких фермах стає мета максимального прискорення процесу переробки гною [2 –3], зменшення площ під відходи, максимізувати користь від перероблення наявних відходів та отримання прямого прибутку від реалізації кінцевого продукту. На сьогодні дуже мало приділяється уваги ефективності застосування різних типів машин для внесення добрив у малихтваринницьких господарствах з різною кількістю тварин та площами ріллі.

Аналіз останніх досліджень

Широке застосування в тваринницьких господарствах для подрібнення та розкидання гною набули мобільні кузовні розкидачі. Більшість розкидачів органічних добрив обладнано вертикальними і горизонтальними шнековими валами для розкидання гною [4,5].

В тваринницьких господарствах використовують розкидач органічних добрив РОУ-6 (рис.1), який призначений для транспортування і поверхневого розкидання органічних

добрив, а також торфу, компостів [6]. Його можна використовувати для перевезення різних сільськогосподарських вантажів з вивантаженням назад, при знятих бітерах, для розкидання. При температурі нижче -5°C машина РОУ-6 повинна працювати тільки з немерзлими вантажами. РОУ-6 – це двовісний причіп, на його основу змонтований кузов з бортиками, що перешкоджає випаданню гною. На дні кузова встановлено спеціальний транспортер, який здійснює подачу гною до пристрою, що розкидає. Функцію розкидача виконують два барабана шнекового типу, один з яких відповідає за розподіл добрив, а інший за його ефективно подрібнення. Вузол для подрібнення гною розташований в задній частині кузова і приводиться в дію від ВВП трактора. Технічні характеристики РОУ-6 вигідно відрізняють його від більшості аналогів як вітчизняного, так і зарубіжного виробництва. Пристрій передбачає необхідність використання сумісної тракторної техніки. Переваги подрібнювача: достатня транспортна швидкість, велика ширина розкидання – до восьми метрів; місткий кузов, що дозволяє перевозити вантажі; розвантажує кузов за три-п'ять хвилин. Єдиним недоліком є те, що агрегат не є самохідним – для його роботи необхідно тяговий пристрій.



Рис. 1. РОУ-6



Рис. 2. РТД-5



Рис. 3. ПРТ-10



Рис. 4. МТУ-10

На рисунку 2, 4 приведено розкидачі органічних добрив РТД-5, МТУ-10 призначені для транспортування і суцільного поверхневого внесення твердих органічних добрив, для перевезення інших сільськогосподарських вантажів з розвантаженням назад [7]. Вузол для розкидання гною може бути встановлений у вигляді двох вертикальних барабанів (шнеків) або двох горизонтальних барабанів і двох роторів (дисків). Для перевезення подрібненої трави та інших вантажів з малою об'ємною вагою передбачені борти.

На рисунку 3 приведено розкидач органічних добрив ПРТ-10, який призначений для транспортування і поверхневого внесення твердих органічних добрив в ґрунт, а також для перевезення кормів та інших сільськогосподарських вантажів з вивантаженням назад [8]. Все управління здійснюється з кабіни трактора. Машини сімейства ПРТ довговічні і надійні: мають міцні борти, герметичний захист підшипників пристрою для розкидання

гною. Вмашинах типу ПРТ-10 застосована посилена підвіска ходова системи. Низький питомий тиск ходової системи забезпечує надійну роботу машини на зволжених ґрунтах. Машина має гарне зчеплення з ґрунтом плавним ходом. Привід транспортера – гідравлічний, реверсивний від гідросистеми трактора. Машина може комплектуватися бортами і заднім бортом-клапаном для перевезення подрібненої маси від кормозбиральних комбайнів.

Відхилення від встановленої норми внесення добрив під час виконання технологічного процесу для всіх машин перебуває в межах від 3,6% до 4,8%, що відповідає агротехнічним вимогам[3].

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є аналіз конструкцій машин для подрібнення та розкидання органічних добрив, визначення ефективності та застосування на малих сімейних фермах.

Результати досліджень

Удосконалено мобільний змішувач компонентів гною на базі розкидача органічних добрив ПРТ-10, який можна використовувати на малих сімейних фермах. В кузові 1 встановлено корпус 2 з розміщеною в ньому змішувальною камерою з лопатевим барабаном 3, ущільнювальним транспортером 4. В передній частині рами встановлено гнойовий насос 5 з приводом від ВВП трактора. Нагнітальний патрубок насоса з'єднаний з нагнітальною трубкою 6 лопаткового барабану через перемикач 7 – з ємністю для напіврідкого гною. Лопатевий барабан виготовлено у вигляді валу з шарнірно-зчленованими лопатками 8. Ущільнювальний транспортер 4 можна встановлювати під різним кутом, регулюючи тим самим товщину соломи, яка подається в змішувальну камеру. Удосконалена конструкція подрібнювача гною представлена на рисунку 5.

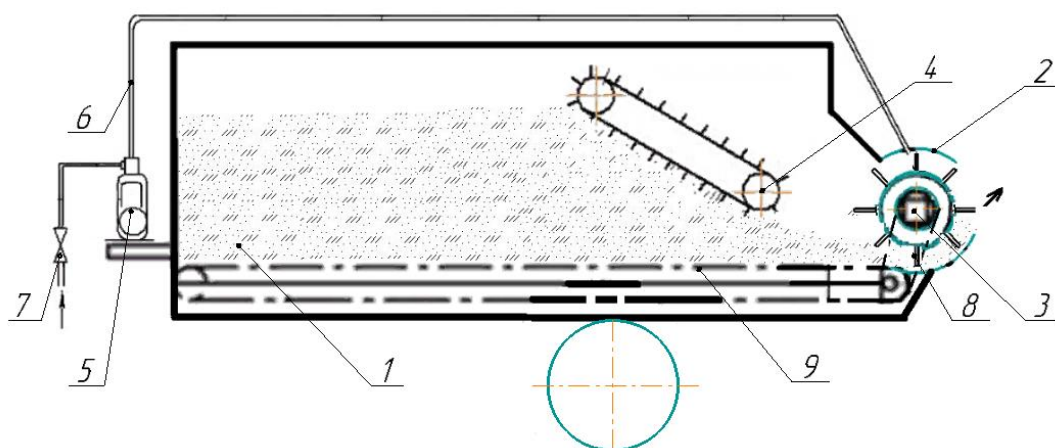


Рис. 5. Схема удосконаленого подрібнювача та розкидача гною:

1 – кузов; 2 – корпус; 3 – лопатевий барабан; 4 – ущільнювальний транспортер; 5 – гнойовий насос; 6 – нагнітальний трубопровід; 7 – перемикач; 8 – лопатка, 9 – скреперний транспортер.

Машина змішує дозований шар соломи, який подається основним транспортером, з сумішшю напіврідкого гною і мінеральних добрив, що подаються насосом і укладає отриману суміш в борт лопатевим барабаном, через отвір кожуха. Продуктивність змішувача при постійних робочих параметрах складає 6...27 т/год. Машина може бути використана і для внесення гною на поля. До розкидача використовується ротор з шарнірно-зчленованими лопатками. Агрегат переміщує масу на ходу руху і формує валок заданих розмірів, який робочими органами розподіляється по полю.

Матеріал, що захоплюється лопатками, деякий час змішується відносно них під дією відцентрової сили, потім віялом викидається до гори, отримав необхідну початкову

швидкість для польоту та розкидання по полю. Дальність польоту частинок добрив залежить від конструктивних та режимних параметрів ротора.

В роботі проаналізовано залежність ефективності використання мобільних машин для подрібнення та розкидання органічних добрив від прямих експлуатаційних витрат для малих сімейних ферм. Експлуатаційно-технологічні показники машини визначались під час роботи. Відстань від ферми до поля – 2,5...3км. Продуктивність машинно-тракторних агрегатів для внесення твердих органічних добрив на довжинах гонів – від 0,1 га/год до 0,3 га/год, витрата палива – від 25 кг/га до 50 кг/га. Низька продуктивність та витрата палива пов'язана із затратами часу на перевезення гною. Результати досліджень представлені на рисунку 6.

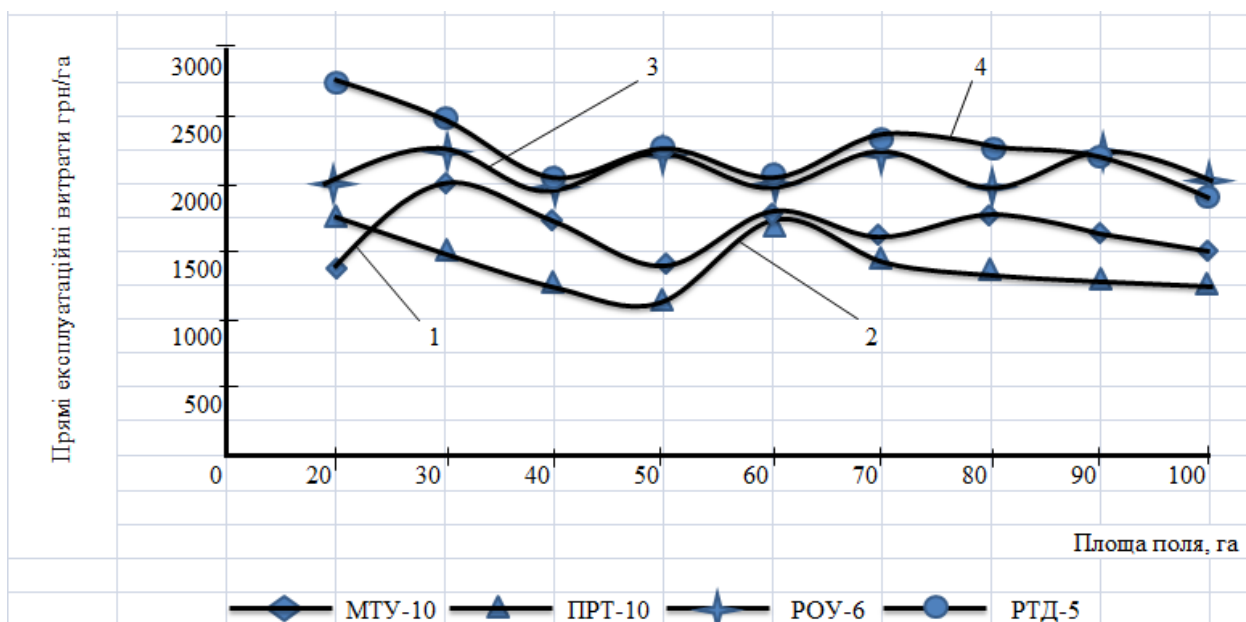


Рис. 6. Залежність ефективності використання мобільних машин для подрібнення та розкидання органічних добрив від прямих експлуатаційних витрат: 1 – МТУ-10, 2 – ПРТ-10, 3 – РОУ-6, 4 – РТД-5

Ефективність використання машини для подрібнення та розкидання органічних добрив ПРТ-10 найвища, що дає можливість експлуатувати машину на малих молочних фермах.

Висновки

Отже проаналізувавши дані види типів конструкцій та робочі органи мобільних машин для подрібнення та розкидання органічних добрив для роботи на тваринницьких фермах, ми приймаємо до уваги мобільних змішувачів ПРТ-10. Він є більш раціональним в використанні. Його універсальна конструкція дозволяє модернізувати барабан для подрібнення гною, що дає можливість укладати отриману гнойову суміш в бурти та може використовуватись для внесення гною на поля. Місткість бункера машини 10 м³, для подрібнення та розкидання органічних добрив ПРТ-10 достатня для використання на сімейній молочній фермі та експлуатаційні витрати цієї машини менше в порівнянні з машинами МТУ-10, РОУ-6, РТД-5.

Список використаних джерел

1. Бондаренко А.М., Белоусов Е.Н., Строгий Б.Н., Самойлова Т.Ф. Переработка и использование навоза свиноводческих предприятий / А.М.Бондаренко, Е.Н. Белоусов, Б.Н. Строгий, Т.Ф. Самойлова // Механизация и электрификация сельского хозяйства.-2010. - :№17.-С.7-9.
2. Павленко С.І., Дудін В.Ю., Акіменко Р.М. Моніторинг ринку та технічних засобів виробництва твердих органічних добрив / С.І. Павленко, В.Ю. Дудін, Р.М. Акіменко // Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка. – Випуск 170. – С. 34-45.
3. Павленко В.І., Грицун А. І., Терещенко Д. В., Грисенко А.І. Виробничі випробування механізованої технології компостування безпідстилкового посліду / В.І. Павленко., А.І. Грицун, Д.В. Терещенко, А.І. Грисенко // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – № 2 (101) / 2018. – С.15-22.
4. Думич В., Ролько Т. Аналіз конструкцій та результати досліджень мобільної техніки для внесення органіки / В.Думич., Т. Ролько // Техніка та технології в АПК. – №11 (74). 2015. – С.12- 15.
5. Думич В. Техніка для внесення органіки / В.Думич, Т. Козяр // The Ukrainian FARMER. – 2014. – №11. – С. 96-99.
6. Розкидач органічних добрив [Електронний ресурс] - Режим доступа: <https://traktoramira.ru/dopolnitelnoe-oborudovanie/tehnicheskie-harakteristiki-rou-6.html>
7. Розкидач органічних добрив [Електронний ресурс] - Режим доступа: https://agrovektor.com/physical_product/274397-navozorazbrasyvateli-prt-10-prt-7-rou-6.html
8. Розкидач органічних добрив [Електронний ресурс] - Режим доступа: <http://www.belrusagro.com/techno/catalog/544/429/>.

References

1. Bondarenko A.M., Belousov E.N., Strogiiy B.N., Samoiloova T.F. Processing and use of manure from pig breeding enterprises / A.M. Bondarenko, E.N. Belousov, B.N. Strict, T.F. Samoiloova // Mechanization and electrification of agriculture. -2010. - No. 17.-C.7-9.
2. Pavlenko S.I., Dudin V. Yu., Akimenko R.M. Monitoring of the market and technical support for the production of solid organic goodies / S.I. Pavlenko, V. Yu. Dudin, R.M. Akimenko // Bulletin of KhNTUSG ім. P. Vasilenka. – V. 170. – s. 34-45.
3. Pavlenko V. I., Gritsun A. I., Tereshchenko D. V., Grisenko A. I. Virobnichi viprobvannya mechanized technology of composting without bedding / V.I. Pavlenko., A.I. Gritsun, D.V. Tereshchenko, A.I. Grisenko // Technology, energy, transport of the agro-industrial complex. – No. 2 (101) / 2018. – p.15-22.
4. Dumich V., Rolko T. Analysis of design and results of advanced mobile technology for the introduction of organics / V. Dumich, T. Rolko // Technology and technology in the agro-industrial complex. –No. 11 (74). – 2015. – S. 12-15.
5. Dumich V. Technics for the introduction of organics / V. Dumich, T. Kozyar // The Ukrainian FARMER. - 2014. - No. 11. - S. 96-99.
6. Rozkidach organic good [Electronic resource] - Access mode: <https://traktoramira.ru/dopolnitelnoe-oborudovanie/tehnicheskie-harakteristiki-rou-6.html>
7. Rozkidach of organic goodies [Electronic resource] - Access mode: https://agrovektor.com/physical_product/274397-navozorazbrasyvateli-prt-10-prt-7-rou-6.html
8. Rozkidach organic good [Electronic resource] - Access mode: <http://www.belrusagro.com/techno/catalog/544/429/>

**Мармут І.А.,
Рабінович Е.Х.**
Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: mia2005.62@ukr.net

**ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНА ОЦІНКА
АЕРОДИНАМІЧНОГО ТА ДОРОЖНЬОГО ОПОРІВ
РУХУ АВТОМОБІЛЯ**

УДК 629.3.016

Мармут І.А., Рабінович Е.Х. «Експериментальна оцінка аеродинамічного та дорожнього опорів руху автомобіля»

Контроль і діагностування технічного стану автомобілів є однією з найважливіших проблем. Проведені в ХНАДУ численні дослідження, описані в працях проф. М.Я. Говоруценко, доводять, що технічний стан автомобіля найточніше характеризує параметр «витрата палива».

На витрату палива впливають багато чинників: експлуатаційні та конструктивні. До останніх можна віднести аеродинамічні властивості автомобіля та стан ходової частини. Постійне вдосконалення автомобілів, шин і мастильних матеріалів змушує повертатися до експериментальної оцінки опорів руху автомобіля, тому дослідження методів і засобів такої оцінки важливі і актуальні.

У статті приведені результати експериментальних досліджень аеродинамічного опору та опору кочення коліс автомобіля за вибігом методом дорожніх випробувань.

Традиційно опір повітря руху автомобіля вважають пропорційним квадрату швидкості. Але розбіжність розрахункових і експериментальних кривих в області середніх і, особливо, високих швидкостей, де аеродинамічні сили превалюють, змушує глибше вникнути в це питання.

Прийнято вважати, що коефіцієнт аеродинамічного опору C_x – це постійна характеристика даного автомобіля, яка залежить тільки від його конфігурації, положення в просторі (нахил, кліренс) і стану поверхонь. Варіацію опору повітря слід пояснювати непостійністю показника ступеня у формулі для обчислення C_x . Опубліковані значення C_x отримують шляхом продувки в аеродинамічних трубах. Як відомо, в трубі опір повітря менше, ніж на дорозі, на 5...10%. Тому для нормування діагностичних параметрів треба знати дійсні значення C_x для конкретної моделі автомобіля.

Дослідження кочення колеса по дорозі виконували багато авторів. Однак всі ці дослідження проводилися на старих діагональних шинах. Зараз же на легкових автомобілях застосовуються тільки радіальні шини, дослідження опору коченню яких по дорозі проводять для полігонних умов. Також при аналізі руху автомобіля, слід розрізняти опір коченню ізольованого колеса і повного автомобіля. Тому повернення до вивчення цього питання для автомобілів, які перебувають в експлуатації є актуальним.

Отримані результати експериментів дозволили удосконалити метод оцінки сумарних опорів при русі автомобіля за вибігом з метою поділу цих опорів на складові: дорожній і аеродинамічний опору.

Ключові слова: автомобіль, дорожні випробування, опір коченню коліс, коефіцієнт аеродинамічного опору, вибіг.

Мармут И.А., Рабинович Э.Х. «Экспериментальная оценка аэродинамического и дорожного сопротивления движению автомобиля»

Контроль и диагностирование технического состояния автомобилей является одной из важнейших проблем. Проведенные в ХНАДУ многочисленные исследования, описанные в трудах проф. Я. Говоруценко, доказывают, что техническое состояние автомобиля точно характеризует параметр «расход топлива».

На расход топлива влияют многие факторы: эксплуатационные и конструктивные. К последним можно отнести аэродинамические свойства автомобиля и состояние ходовой части. Постоянное совершенствование автомобилей, шин и смазочных материалов заставляет возвращаться к экспериментальной оценке сопротивления движению автомобиля, поэтому исследование методов и средств такой оценки важны и актуальны.

В статье приведены результаты экспериментальных исследований аэродинамического сопротивления и сопротивления качению колес автомобиля по выбегу методом дорожных испытаний.

Традиционно сопротивление воздуха движению автомобиля считают пропорциональным квадрату скорости. Но расхождение расчетных и экспериментальных кривых в области средних и особенно высоких скоростей, где аэродинамические силы преобладают, заставляет глубже вникнуть в этот вопрос.

Принято считать, что коэффициент аэродинамического сопротивления C_x – это постоянная характеристика данного автомобиля, которая зависит только от его конфигурации, положения в пространстве (наклон, клиренс) и состояния поверхностей. Вариацию сопротивления воздуха следует объяснять непостоянством показателя степени в формуле для вычисления C_x . Опубликованные значения C_x получают путем продувки в аэродинамических трубах. Как известно, в трубе сопротивление воздуха меньше, чем на дороге, на 5...10%. Поэтому для нормирования диагностических параметров надо знать действительные значения C_x для конкретной модели автомобиля.

Исследование качения колеса по дороге выполняли многие авторы. Однако все эти исследования проводились на старых диагональных шинах.

Сейчас же на легковых автомобилях применяются только радиальные шины, исследования сопротивления качению которых по дороге проводят при полигонных условиях. Также при анализе движения автомобиля, следует различать сопротивление качению изолированного колеса и полного автомобиля. Поэтому возвращение к изучению этого вопроса для автомобилей, находящихся в эксплуатации, является актуальным.

Полученные результаты экспериментов позволили усовершенствовать метод оценки суммарных сопротивлений при движении автомобиля по выбегу с целью разделения этих сопротивлений на составляющие: дорожные и аэродинамические сопротивления.

Ключевые слова: автомобиль, дорожные испытания, сопротивление качению колес, коэффициент аэродинамического сопротивления, выбег.

I. Marmut, E. Rabinovich "Experimental assessment of aerodynamic and road resistance to vehicle movement"

Monitoring and diagnosing the technical condition of vehicles is one of the most important problems. Numerous studies carried out in KNADU, described in the works of prof. M. Govorushchenko, prove that the technical condition of the car accurately characterizes the parameter "fuel consumption".

Many factors affect fuel consumption: operational and design. The latter include the aerodynamic properties of the vehicle and the state of the chassis. The constant improvement of cars, tires and lubricants forces a return to the experimental assessment of the resistance to movement of a car, therefore, the study of methods and means of such an assessment is important and relevant.

The article presents the results of experimental studies of aerodynamic resistance and rolling resistance of car wheels on coast by road tests.

Traditionally, air resistance to vehicle movement is considered proportional to the square of the speed. But the discrepancy between the calculated and experimental curves in the region of average and especially high speeds, where aerodynamic forces prevail, forces us to delve deeper into this issue.

It is generally accepted that the aerodynamic drag coefficient C_x is a constant characteristic of a given car, which depends only on its configuration, position in space (inclination, clearance) and the state of surfaces. The variation in air resistance should be explained by the inconsistency of the exponent in the formula for calculating C_x . The published C_x value is obtained by blowing in wind tunnels. As you know, the air resistance in the pipe is less than on the road by 5...10%. Therefore, in order to standardize the diagnostic parameters, it is necessary to know the actual values of C_x for a specific car model.

Many authors have studied wheel rolling on the road. However, all of these studies were conducted on old bias tires. Now, only radial tires are used on passenger cars, the rolling resistance of which on the road is studied under test conditions. Also, when analyzing the movement of a car, one should distinguish between the rolling resistance of an insulated wheel and a complete car. Therefore, returning to the study of this issue for vehicles in service is relevant.

The experimental results obtained made it possible to improve the method for assessing the total resistance when the vehicle is coasting in order to separate these resistances into components: road and aerodynamic resistance.
Keywords: vehicle, road tests, wheel rolling resistance, drag coefficient, coasting.

Вступ

Як відомо, в процесі експлуатації технічний стан автомобілів погіршується. Контроль і діагностування технічного стану рухомого складу автотранспорту з точки зору безпеки руху є однією з найважливіших проблем. Особливо важливий цей контроль для систем, технічний стан яких впливає на безпеку руху, перш за все, гальмівних систем, а також силового агрегату в режимі тягових випробувань.

Необхідний елемент розумної системи технічної експлуатації автомобілів – діагностика, тобто регулярне отримання інформації про поточний стан об'єкта. Це можна здійснити за допомогою відповідного діагностичного обладнання. На невеликих масових об'єктах, наприклад, легкових автомобілях, техніко-економічні міркування сьогодні обмежують такі можливості (відповідне діагностичне обладнання занадто дороге).

Тут потрібні методи, що дозволяють оцінити стан об'єкта за його робочими (вихідними) параметрами. Для автомобілів в якості таких параметрів можна використовувати значення часу розгону або вибігу на дорозі.

Постійне вдосконалення автомобілів, шин і мастильних матеріалів змушує повертатися до експериментальної оцінки опорів руху автомобіля, тому дослідження методів і засобів такої оцінки важливі і актуальні. Прийнято вважати, що найбільш точні такі вимірювання на лабораторних установках – роликівих стендах, в аеродинамічних трубах, але останнє слово завжди залишається за дорожніми випробуваннями.

Суму опорів оцінюють множенням вимірюваних сповільнень вибігу j на приведену масу автомобіля $\delta \cdot m$, де δ – коефіцієнт, який враховує обертові маси. Складніше розділити сумарні опори на складові і отримати коефіцієнти аеродинамічного опору повітря C_x і опору коченню f .

Аналіз останніх досліджень

Методи оцінки аеродинамічного опору автомобіля викладені в [1 – 2]. Характеристика опору коченню автомобільних шин для легкових автомобілів наведені в [3 – 4]. Викладені методи вимагають дорогого експериментального обладнання, такого як аеродинамічні труби і роликіві стенди.

Методи оцінки опорів руху по вибігу автомобіля розглянуті в [5]. Зупинимося на деяких з них, що реалізуються без спеціального обладнання силами користувача. У [6] описаний такий метод: «автомобіль масою m з лобовою площею F рухається накатом на нейтральній передачі в умовах затишності по рівній дорозі. Для швидкостей руху V_1 і V_2 ($V_1 > V_2$) заміряють сповільнення j_1 і j_2 » і розраховують значення коефіцієнтів аеродинамічного опору C_x і опору коченню ψ за формулами

$$C_x = \frac{6m \cdot (j_1 - j_2)}{F \cdot (V_1^2 - V_2^2)}; \quad \psi = \frac{28,3 \cdot (j_2 \cdot V_1^2 - j_1 \cdot V_2^2)}{(V_1^2 - V_2^2) \cdot 10^3}. \quad (1)$$

Метод рекомендований для швидкостей до 100 км/год, коли опір коченню пропонується вважати постійним. В роботі [7] запропоновано проводити виміри і на швидкостях вище 100 км/год, а в модель ввести коефіцієнт K_V – очікуване збільшення коефіцієнта опору коченню при переході від меншої швидкості до більшої:

$$K_V = \frac{A \cdot V_1^2 - B \cdot V_1 + C}{A \cdot V_2^2 - B \cdot V_2 + C}, \quad (2)$$

де A, B, C – коефіцієнти апроксимації гіпотетичних залежностей коефіцієнта опору коченню від швидкості для різних типів шин (табл. 1).

Крім того, в модель введена фактична густина повітря ρ (кг/м³), а швидкості виражені в системній одиниці – м/с. Розрахункові формули при цьому прийняли вигляд:

$$C_x = \frac{2 \cdot \beta \cdot m \cdot (j_1 - j_2 \cdot K_V)}{F \cdot \rho \cdot (V_1^2 - V_2^2 \cdot K_V)}; \quad \psi = \frac{\beta \cdot (j_2 \cdot V_1^2 - j_1 \cdot V_2^2)}{g \cdot (V_1^2 - V_2^2 \cdot K_V)}, \quad (3)$$

Реальні значення коефіцієнтів C_x та ψ розрахунок дає при $V_1 = 113...123$ км/год (31...34 м/с), $V_2 = 27...49$ км/год (7...14 м/с).

Будемо називати цей метод «вибігом з двох швидкостей» (В2Ш). Його переваги: нескладна реалізація, універсальність, прийнятна точність. Недоліки: необхідність вимірів уклону дороги, швидкості і напрямку вітру з точною синхронізацією цих вимірювань з рухом автомобіля; неоднозначність результату (розрахунок дає масив можливих значень аеродинамічного опору C_x і опору коченню ψ в залежності від обраного показника «місце»); чутливість до вибору пари швидкостей V_1 і V_2 .

Часто тести проводять на негоризонтальній дорозі. Це створює додаткові складності – треба отримати значення уклонів в конкретних місцях на дорозі. Але метод дає і нові можливості.

При вільному скачуванні автомобіля з уклону i швидкість до кінця процесу стабілізується: наприклад, поблизу $V=30...35$ км/год. Сила скочення $P_i = mgi$ врівноважується опором повітря $kF(V \pm W)^E$ (швидкості автомобіля V і вітру W – в м/с), опором коченню mgf і втратами холостого ходу трансмісії P_{xx} :

$$mgi - mgf - P_{xx} - kF(V \pm W)^E - ma = 0; \quad kF = \frac{mg(i - f) - P_{xx} - ma}{(V \pm W)^E}$$

або

$$f = i - \frac{P_{xx} + kF(V \pm W)^E + ma}{mg}. \quad (4)$$

Таблиця 1

Коефіцієнти гіпотетичних рівнянь залежності коефіцієнта опору коченню від швидкості для різних шин з урахуванням місця в полі можливих значень коефіцієнта опору коченню

Шини	Місце	A	B	C	Примітка
HV	нижн.	1,24762E-07	-3,07143E-06	1,25095E-02	Верхнє і нижнє рівняння отримані апроксимацією кривих, що огинають поле можливих значень $f(V)$ по [6], інші – пропорційним розподілом висоти полів (при допущенні, що окремі криві залежностей йдуть всередині поля не хаотично, а правильним віялом).
	0,2	1,13333E-07	5,85714E-07	1,28095E-02	
	0,4	1,01905E-07	4,24286E-06	1,31095E-02	
	середн.	9,61905E-08	6,05714E-06	1,32613E-02	
	0,6	9,04762E-08	7,90000E-06	1,34095E-02	
	0,8	7,90476E-08	1,15571E-05	1,37095E-02	
	верхн.	6,76190E-08	1,52143E-05	1,40095E-02	
ST	нижн.	1,40190E-07	-4,40000E-06	1,13338E-02	
	0,2	1,74400E-07	-6,02857E-06	1,17871E-02	
	0,4	2,08610E-07	-7,65714E-06	1,22405E-02	
	середн.	2,25714E-07	-8,47143E-06	1,24671E-02	
	0,6	2,42819E-07	-9,28571E-06	1,26938E-02	
	0,8	2,77029E-07	-1,09143E-05	1,31471E-02	
	верхн.	3,11238E-07	-1,25429E-05	1,36005E-02	
ECO	нижн.	1,55429E-07	-1,05143E-05	8,56857E-03	
	0,2	1,51467E-07	-9,92000E-06	9,35162E-03	
	0,4	1,47505E-07	-9,32571E-06	1,01347E-02	
	середн.	1,45524E-07	-9,02857E-06	1,05262E-02	
	0,6	1,43543E-07	-8,73143E-06	1,09177E-02	
	0,8	1,39581E-07	-8,13714E-06	1,17008E-02	
	верхн.	1,35619E-07	-7,54286E-06	1,24838E-02	

Силу інерції ma можна виключити, якщо прискорення $a \cong 0$. Знак плюс у дужках відноситься до випадку зустрічного вітру, мінус – попутного. Обчислити kF і f незалежно один від одного неможливо. Але, якщо відомий фактор обтічності kF і швидкість вітру W , можна обчислити уклон дороги i :

$$i = f + \frac{P_{xx} + kF(V \pm W)^E + ma}{mg}. \quad (5)$$

Зазвичай даних про уклон немає. Один з негеодезичних методів його визначення запропонований у [8]. Він заснований на підборі таких точок (точок однакових швидкостей (ТОШ)) на вимірній ділянці дороги, які автомобіль проходить з однаковою за модулем швидкістю при русі по уклону накатом вгору і вниз.

Формулювання мети дослідження

Метою виконаної роботи є вдосконалення методів оцінки сумарних опорів при русі автомобіля за вибігом з метою поділу цих опорів на складові: дорожній і аеродинамічний опори. Для досягнення поставленої мети були проведені дорожні випробування автомобілів ВАЗ-2115 і ZAZ Lanos і розраховані значення дорожніх і аеродинамічних опорів для цих автомобілів.

При дослідженні виходимо з того, що запропонований метод досліджень повинний забезпечувати: об'єктивність оцінки параметрів, які заміряються; стабільність вимірів; простоту і доступність для обслуговуючого персоналу; необхідну точність вимірів.

Результати досліджень

1. Дорожні випробування автомобіля ВАЗ-2115.

Для зіставлення описаних методів розподілу опорів взяті дані тесту автомобіля ВАЗ-2115: лобова площа – $F = 1,874 \text{ м}^2$; маса з випробувачами – 1460 кг. Шини Matador Stella 2 (175/70R13 82T M16), приведена маса чотирьох коліс і веденої частини трансмісії – 33 кг. Вантажопідйомність шини при тиску 1,9 bar – 380 кг. Коефіцієнт використання вантажопідйомності шин по [9]: $1,3 - 0,3 \cdot 4 \cdot 380/1460 = 0,965$. Густина повітря $\rho = 1,19 \text{ кг/м}^3$. Напрямок вітру – від «Півночі» до «Сходу», тобто від 0 до 90°. Швидкість вітру на рівні 0,8...0,9 м за виміром анемометром – $W = 2,4 \text{ м/с}$. При середньому куті 45°: $V_w = 2,4 \cdot 0,7 = 1,7 \text{ м/с}$.

Результати розрахунків (табл. 2) залежать від точності вимірювань, від вибору швидкостей V_1 і V_2 , значень уклону, швидкості вітру, втратами холостого ходу трансмісії P_{xx} і очікуваного збільшення коефіцієнта опору коченню K_V – тобто, від досвіду та інтуїції дослідника.

Таблиця 2

Розрахунок коефіцієнтів опору руху автомобіля ВАЗ-2115 методом вибігу з двох швидкостей (В2Ш)

Густина повітря ρ	1,19	1,19	1,19
$V_{1\text{сер}}, \text{ км/год}$	119,2	103,43	89,16
$j_1 \text{ м/с}^2$	0,7278	0,5787	0,5365
E_1	1,9812	1,9900	2,0108
Широта 1 мінус 49,9°	0,05306	0,05143	0,05002
Уклон gr_1	0,0177	0,0186	0,0205
$ig=9,81*gr/\beta$	0,1698	0,1784	0,1967
$W_1, \text{ м/с}$	1,7	1,7	1,7
j_w	-0,01857	-0,00744	0,00542
j_{xx}	0,04111	0,03537	0,03307
j_1-j-j	0,5355	0,3723	0,3013
$V_{2\text{сер}}, \text{ км/год}$	27	27	27
$j_2 \text{ м/с}^2$	0,3388	0,3441	0,3475
E_2	2,13	2,13	2,13
Широта 2 мінус 49,9°	0,04969	0,04969	0,04969
Уклон gr_2	0,0201	0,0201	0,0201
$ig=9,81*gr/\beta$	0,1928	0,1928	0,1928
$W_2, \text{ м/с}$	1,7	1,7	1,7
j_w	-0,0081	-0,0081	-0,0081
j_{xx}	0,0411	0,0387	0,0362
j_2-j-j	0,1129	0,1207	0,1266
K_V нижн./верх.	1,1340/1,091500	1,0888/1,0626	1,0558/1,0412
K_V середн.	1,108698	1,07322	1,04712
C_x нижн./верх.	0,6088/0,6134	0,4650/0,4695	0,4062/0,4098
C_x середн.	0,61154	0,46770	0,40834
f нижн./верх.	0,00768/0,00765	0,00945/0,00942	0,01046/0,01044
f середн.	0,007663	0,009433	0,010449

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport №23' 2021

Продування в аеродинамічній трубі НИЦІАМТ дала $C_x = 0,429$ [10]. Ближче інших до цього значення результати, отримані для пари швидкостей 103 і 27 км/год: C_x від 0,4650 до 0,4695 із середнім значенням 0,4677. Це вище опублікованого на 8,4...9,4%, що вкладається в звичайний діапазон 3...13% [11].

Метод стабілізації перевірявся за трьома скочуванням того ж автомобіля на тій же дорозі (табл. 3).

Таблиця 3

Дані ділянок стабілізації швидкості скочування

Час виміру	Широта – 49,9	Уклон (мін.-сер.-макс.)	Швидкість середня, км/год	Сповільнення середнє, м/с ²
37:55 – 38:12	0,06020 – 0,06172	0,01322 – 0,01923 – 0,02678	37,137	-0,00102
44:46 – 45:06	0,05744 – 0,05926	0,01300 – 0,01309 – 0,01316	37,735	-0,00104
08:30 – 08:35	0,06062 – 0,06107	0,01216 – 0,01436 – 0,01444	37,230	-0,0035
Середні значення		0,01577	37,367	-0,00185

Для розрахунків було прийнято опубліковане значення $C_x = 0,429$. Коефіцієнт опору коченню при цьому склав 0,00816.

Якщо залежність розрахункового уклону дороги від kF і W помірна, можна вирішити завдання без даних про уклон: прийняти попередні значення kF і f за літературними даними, а W – за даними метеостанцій (ввівши поправки на висоту і напрям вітру щодо дороги), обчислити уклон дороги, а потім і коефіцієнт опору коченню або kF .

У табл. 4 представлені розрахункові значення уклону дороги при різних поєднаннях kF і W . Межі діапазону факторів обрані нами максимально широкі для цього автомобіля, шин і дороги ($f = 0,00816$ для всіх варіантів).

Таблиця 4

Розрахункові значення уклону дороги (промиле) при різних kF і W

C_x	kF	Швидкість вітру W (вздовж дороги на рівні 0,8...0,9 м), м/с									Середні $m, \%$	СКВ $\sigma, \%$
		0,7	0,9	1,1	1,3	1,5	1,7	1,9	2,1	2,3		
0,37	0,4447	14,53	14,67	14,81	14,96	15,10	15,25	15,40	15,56	15,71	15,111	0,40
0,39	0,4688	14,74	14,89	15,03	15,19	15,34	15,50	15,66	15,82	15,98	15,349	0,43
0,41	0,4928	14,94	15,10	15,26	15,41	15,58	15,74	15,91	16,08	16,25	15,586	0,45
0,43	0,5168	15,15	15,31	15,48	15,64	15,81	15,99	16,16	16,34	16,52	15,823	0,47
0,45	0,5409	15,36	15,53	15,70	15,87	16,05	16,23	16,42	16,60	16,79	16,061	0,49
0,47	0,5649	15,56	15,74	15,92	16,10	16,29	16,48	16,67	16,86	17,06	16,298	0,51
0,49	0,5890	15,77	15,95	16,14	16,33	16,52	16,72	16,92	17,13	17,33	16,535	0,54
								σ	0,51	m	15,823	

На жаль, навіть якщо обмежити діапазон мінімальними відхиленнями від середнього значення ($15,99 \pm 0,4 \%$), розрахунок дає значення C_x від 0,41 до 0,48, що занадто грубо.

Метод точок однакових швидкостей (ТОШ). Точки однакових швидкостей знаходилися на перетині кривих скочування по уклону і вибігу в зворотному напрямку мінус 49,9° (рис.1). Числа в назвах кривих – час в секундах від початку запису треку (стовпець А в треку), точки – поєднання імен вибігу і скочування (наприклад, 478_702).

Скорочення «БА» – за барометричним альтиметром. Дані вибраних для прикладу точок наведені у табл. 5.

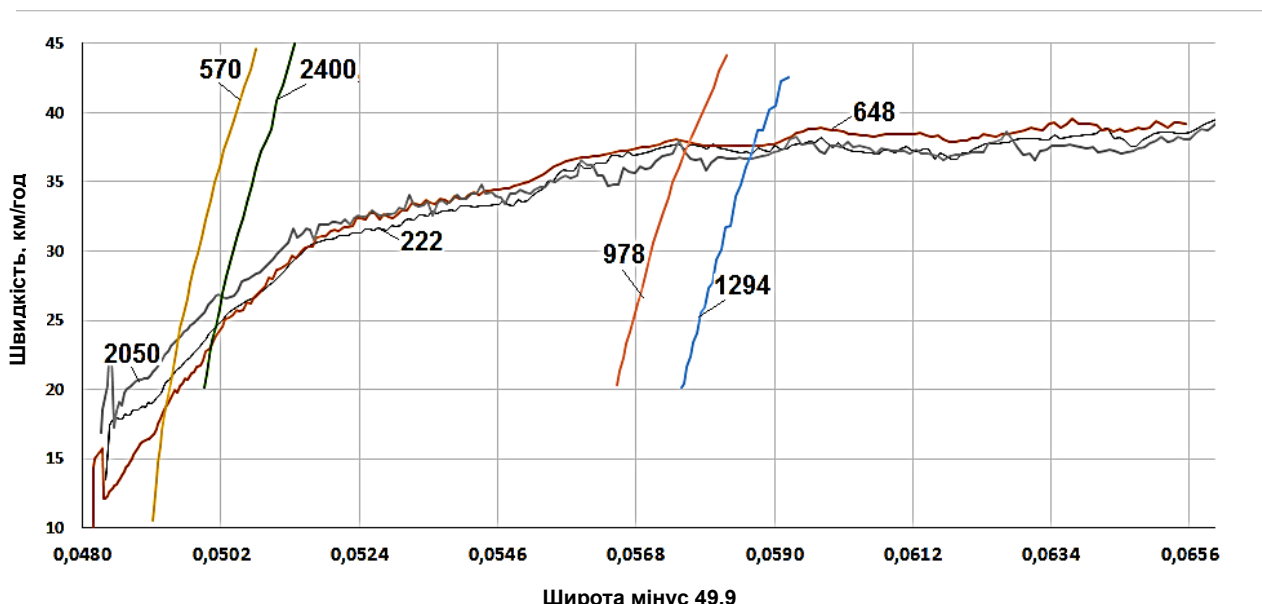


Рис. 1. Пошук точок однакових швидкостей в тестах автомобіля ВАЗ-2115

Таблиця 5

Приклади точок однакових швидкостей

Точка	j вибігу	j скоч.	V , км/год	Широта -49,9	Уклон БА	Уклон ТОШ	f ТОШ	C_x БА / W , м/с
570_2050	-0,2893	0,0716	24,02	0,049593	0,02025	0,01968	0,007589	0,429/2,88
978_222	-0,2602	-0,0008	37,58	0,057615	0,01613	0,01484	0,006866	0,445/3,30
1294_2050	-0,2874	-0,0042	37,22	0,058635	0,01657	0,01791	0,010554	0,429/1,78

Складемо систему рівнянь, де перше рівняння описує рух автомобіля вниз по уклону (індекс dn , від англ. down), друге – вгору (індекс up):

$$\begin{cases} m_{dn}gi - kF(V \pm w_{dn})^2 - P_{xx} - m_{dn}gf - \delta m_{dn}j_{dn} = 0; \\ -m_{up}gi - kF(V \mp w_{up})^2 - P_{xx} - m_{up}gf - \delta m_{up}j_{up} = 0, \end{cases} \quad (6)$$

де "+" в подвійних знаках означає зустрічний вітер, "-" – попутний.

За час, що розділяє процеси вибігу та скочування, могли змінитися швидкість вітру і маса автомобіля.

Введемо коефіцієнт співвідношення мас в двох режимах: $K_m = m_{dn} / m_{up}$; $m_{up} \cdot K_m = m_{dn}$. Помножимо друге рівняння на K_m і віднімемо його з першого: При цьому зникнуть деякі члени, що дасть можливість знайти шуканий фактор обтічності kF . Потім, підставивши його в будь-яке вихідне рівняння можна знайти f :

$$2m_{dn}gi - kF \cdot \left[(V \pm w_{dn})^2 - K_m (V \mp w_{up})^2 \right] - P_{xx}(1 - K_m) - \delta m_{dn}(j_{dn} - j_{up}) = 0;$$

$$kF = \frac{2mgi - \delta m(j_{dn} - j_{up})}{\pm 4Vw}; f = \frac{m_{dn}gi - kF(V \pm w_{dn})^2 - P_{xx} - \delta m_{dn}j_{dn}}{m_{dn}g}. \quad (7)$$

Але ці формули не приносять користі, якщо немає даних про поздовжній профіль, тобто значень уклону в потрібних точках.

Результати розрахунку сильно залежать від уклону і швидкості вітру (стовпець C_x БА / W).

І навпаки, розрахункові ухили мало залежать від C_x і W (табл. 4) і досить близькі до вимірних БА (розбіжність менше 1,5 %). Це дає можливість навіть при відсутності інформації обчислити значення ухилу та використовувати їх в подальших розрахунках.

Всі значення показників по ТОШ в табл. 5 розраховані при $C_x = 0,429$ і $W = 1,7$ м/с. Середнє значення f по табл. 5 становить 0,00834, що досить близько до 0,00816 за методом стабілізації (2,2%).

Отже, експерименти показали доступність розглянутих методів для реалізації і дозволили оцінити передбачувану точність. Застосуємо ці методи для визначення показників тестового екземпляра ZAZ Lanos.

2. Дорожні випробування автомобіля ZAZ Lanos.

Показники ZAZ Lanos: $F = 2,07$ м² (визначена фотоспособом з корекцією перспективних спотворень), $C_x = 0,33...0,405$ (різні джерела). Маса 1410 кг. Шини TOYO PROXES T1R 195/50 R15 82V, опір коченню по категорії F ($f = 0,0106...0,012$). Коефіцієнт $\beta = 1,02591$. Вантажопідйомність передньої шини при тиску 2,2 бар – 430 кг, задньої при тиску 2,1 бар – 415 кг. Середній коефіцієнт використання вантажопідйомності шин: $1,3-0,3 \cdot 2 \cdot (430 + 415) / 1410 = 0,94$.

Густина повітря 1,2354 кг/м³. Напрямок вітру – від «Півночі» до «Сходу», тобто в середньому 45°. Швидкість вітру на рівні 0,8...0,9 м за виміром чашковим анемометром – 2,04...2,26 м/с. При середньому азимуті дороги близько 200° можна прийняти середню швидкість вітру $W = 1,968$ м/с. Результати розрахунків коефіцієнтів опору руху для автомобіля ZAZ Lanos наведені у табл. 6.

Таблиця 6

Розрахунок коефіцієнтів опору руху автомобіля ZAZ Lanos методом вибігу з двох швидкостей (В2Ш)

$V_{1\text{ср}}$, км/ГОД	103,8	103,8	103,8
j_1 m/s ²	0,5472	0,54717	0,54717
E_1	1,98961	1,98961	1,98961
$j_{gr=9,81*i/\beta}$	0,1562	0,1562	0,1562
j_w	-0,0465	-0,0465	-0,0465
j_{xx}	0,0571	0,0571	0,0571
j_1-j_j	0,3803	0,3803	0,3803
$V_{2\text{ср}}$, км/ГОД	27	30,7	33,2
j_2 m/s ²	0,3397	0,3441	0,3475
E_2	2,1579	2,21289	2,22191
$j_{gr=9,81*i/\beta}$	0,1940	0,1948	0,1850
j_w	-0,0129	-0,0176	-0,0200
j_{xx}	0,0211	0,0229	0,0241
j_2-j_j	0,1375	0,1440	0,1584
K_V нижн./верх.	1,08977 / 1,06326	1,09051 / 1,06317	1,0907 / 1,06293
K_V середн.	1,07397	1,07421	1,07414
C_x нижн./верх.	0,3746 / 0,3792	0,3982 / 0,4026	0,3936 / 0,3985
C_x середн.	0,3773	0,4008	0,3965
f нижн./верх.	0,01108 / 0,01104	0,00947 / 0,00940	0,00978 / 0,00970
f середн.	0,01105	0,00943	0,00973

Середнє значення аеродинамічного опору $C_x = 0,39156 \approx 0,392$ близько до значення $C_x = 0,4$, отриманого нами на горизонтальній дорозі, і до значення 0,375 (за неофіційними даними АвтоЗАЗ). Середній коефіцієнт опору коченню, скоригований на повне завантаження шин $0,010069 / 0,94 = 0,010712$, лежить в полі категорії F (0,0106...0,012).

Метод стабілізації перевірений по чотирьох ділянках (два з них див. на рис. 2). Через малу точність експериментальних даних рішення в загальному вигляді давало неприйнятні результати ($f = 0,0146, 0,0125, 0,0221, 0,0505$; $kF = -0,041, 0,623, -0,839, 2,611$).

Для числового рішення середнє значення f з ряду $W = 1,968$ м/с і $C_x = 0,31...0,41$, підставляли в рівняння і розраховували C_x . Результат вважався задовільним, якщо значення C_x знаходилося в межах $0,33...0,41$ (граничні опубліковані значення при продувці у аеродинамічній трубі), а значення f , приведене до повного завантаження – в межах $0,0106...0,012$ (категорія F). Прийнято варіант швидкості стабілізації $26,39$ км/год: при розрахункових $f = 0,01113...0,01199$ отримане значення $C_x = 0,36$ (з $E = 2$ отримано $C_x = 0,36$ при $f = 0,0123$).

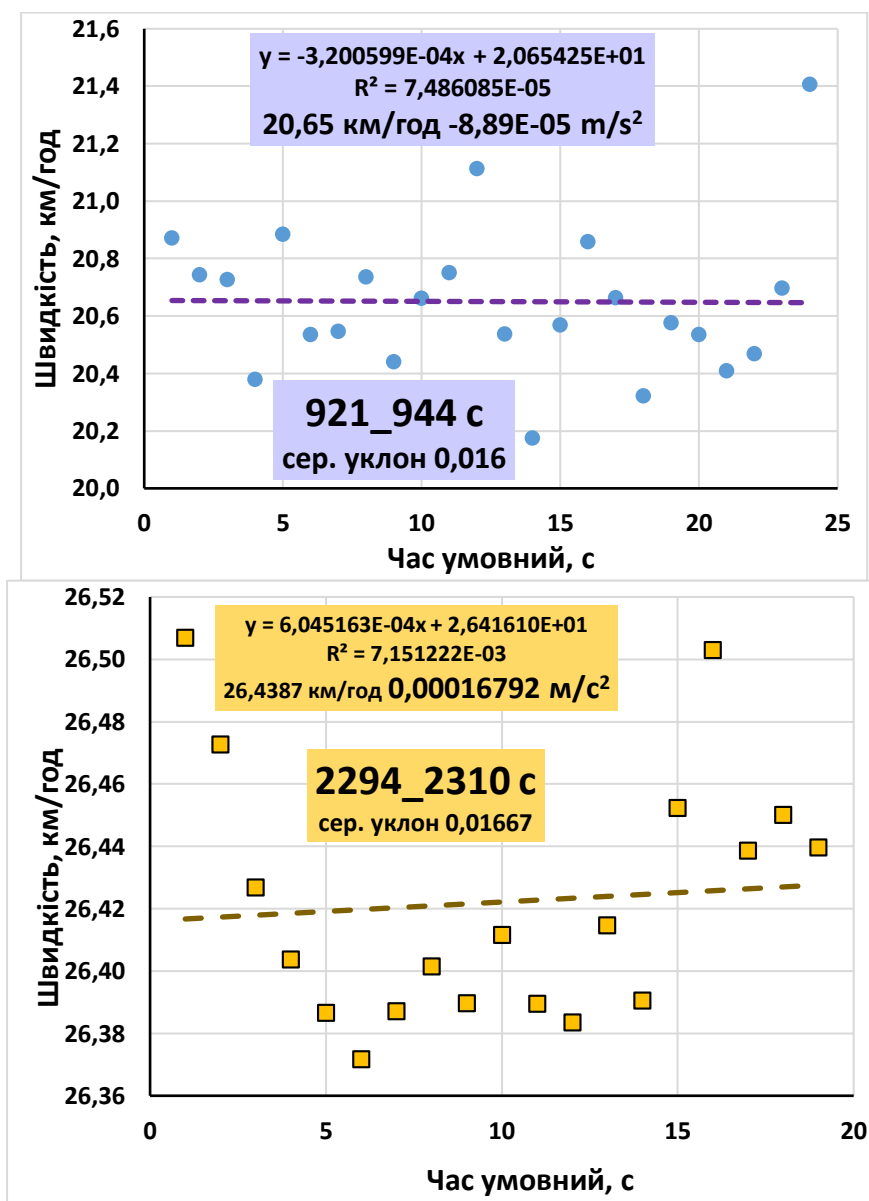


Рис. 2. Приклади ділянок, де швидкість скочування близька до стабільної в тестах автомобіля ZAZ Lanos

Метод ТОШ. Точки в тестах автомобіля ZAZ Lanos (рис. 3) вибирали і позначали за аналогією, як і для автомобіля ВАЗ-2115.

За всіма точками перетину обчислені значення широти, швидкості і прискорень. За цими даними розраховані значення уклонів – рис. 4.

У деяких ТОШ отримані розрахунком значення уклонів практично збігаються зі значеннями, обчисленими за показаннями барометричного альтиметра (БА) навігатора

Garmin: вони відзначені трикутними маркерами, інші – круглими. Цей збіг розглядався як критерій адекватності моделей, якості вимірів і точності розрахунків.

Значення kF в п'яти точках, які збігаються з БА варіювали від 0,353 до 0,732 із середнім значенням 0,4918. Відповідні значення C_x , наведені до рівня продувок в аеродинамічній трубі коефіцієнтом 1,075 – від 0,254 до 0,526 із середнім значенням 0,3536. Середнє значення f , наведене до швидкості 25,6 км/год, склало 0,01251. При відсутності даних про поздовжній профіль розрахунок за всіма точками дав би середнє значення $C_x = 0,334$.

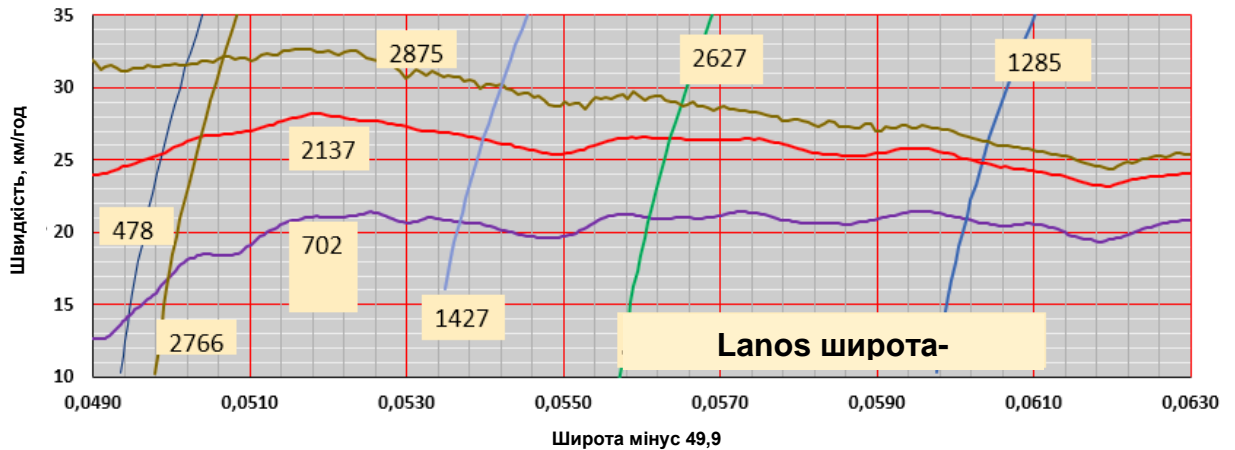


Рис. 3. Пошук точок однакових швидкостей в тестах ZAZ Lanos

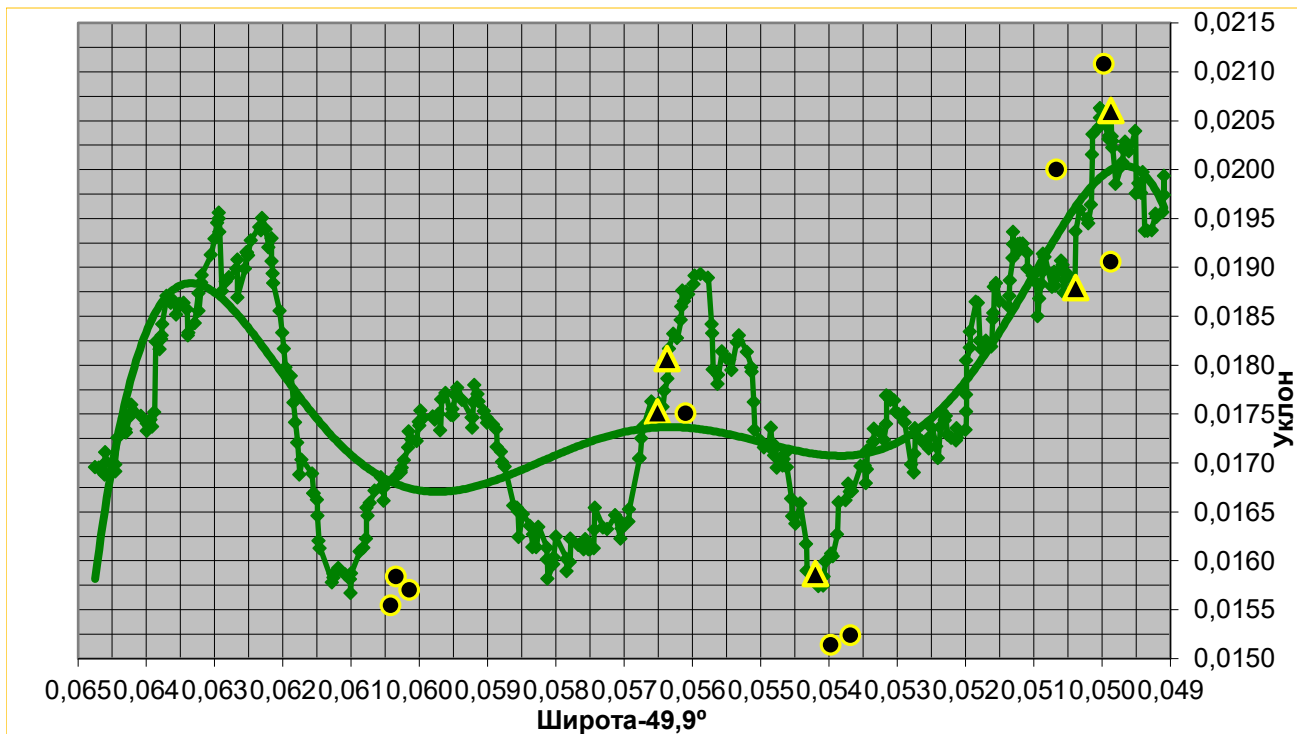


Рис. 4. Ухили на вимірюваній ділянці дороги, які обчислені за вимірюваннями висоти барометричним альтиметром (лінія з точками) і за методом ТОШ

Висновки

1. Випробування за вибігом автомобілів підтвердили можливість реалізації силами користувача описаних методів визначення опорів руху і поділу їх на складові з прийнятною точністю. Для ZAZ Lanos отримані трьома методами значення C_x від 0,35 до 0,39.

2. Найбільш привабливий метод точок однакових швидкостей (ТОШ), який дозволяє найдоступнішими засобами отримати значення уклонів в окремих точках за вибігом і скочуванням автомобіля, а далі визначити значення C_x і f .

3. Корисним є продовження дослідження методу ТОШ за рахунок збільшення числа точок, використання автомобілів різних моделей (бажано з відомими значеннями лобової площі і C_x).

Список використаних джерел

1. Aerodynamics of Road Vehicles. Thomas Schuetz. SAE International, 2016. –1289 P.
2. Modifying the Aerodynamics of Your Road Car. Julian Edgar, Richard H. Barnard. Veloce Publishing, 2019. – 248 p.
3. Characterization of the Rolling Resistance of Aftermarket Passenger Car Tires – Scholar's Choice Edition. U S Environmental Protection Agency. Creative Media Partners, LLC, 2015, ISBN: 1297045653, 9781297045653.– 64 p.
4. NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 2 – Effects of Tire Rolling Resistance Levels on Traction, Treadwear, and Vehicle Fuel Economy. Larry R. Evans, James D. MacIsaac Jr., John R. Harris and other. National Highway Traffic Safety Administration, Vehicle Research and Test Center, 2009. – 153 p.
5. Дорожное диагностирование легковых автомобилей / [Рабинович Э.Х., Волков В.П., Белогуров Е.А. и др.]; под ред. Э.Х. Рабиновича. – Х.: Изд-во ХНАДУ, 2018. – 279 с.
6. BOSCH. Автомобильный справочник: Пер. с англ. – 3-е изд. перераб. и доп. – М.: ООО «За рулем», 2012. – 1280 с.
7. Рабинович Э.Х. Определение сопротивления движению автомобиля методом однократного выбега / Рабинович Э.Х., Кемалов З.Э., Сосновский А.В. // Автомобильный транспорт: Сб. науч. трудов. – Х.: ХНАДУ, 2008. – Вып. 22. – С. 46-48.
8. Оценка уклона дороги методом скатывания автомобиля / Эрнест Рабинович, Михаил Буравцев, Владимир Зуев, Константин Здебский // Сб. ЕКОВАРНА, 2018. – С. 148-155.
9. Automotive Chassis Engineering. David C Barton, John D Fieldhouse. Springer, 2018. – ISBN: 3319724371, 9783319724379, – 327 p.
10. Сравнение аэродинамики VA3-2115 и VA3-21099 ... – Авторевию №22. 2000. [Электронный ресурс]. – Режим доступа: <https://autoreview.ru/articles/.../22-2000-sravnenie-aerodinamiki-vaz-2115-i-vaz-210>.
11. Петрушов В.А. Автомобили и автопоезда: Новые технологии исследования сопротивления качению и воздуха. – М.: Торус Пресс, 2008. – 352 с.

References

1. Aerodynamics of Road Vehicles. Thomas Schuetz. SAE International, 2016. –1289 p.
2. Modifying the Aerodynamics of Your Road Car. Julian Edgar, Richard H. Barnard. Veloce Publishing, 2019. –248 p.
3. Characterization of the Rolling Resistance of Aftermarket Passenger Car Tires – Scholar's Choice Edition. U S Environmental Protection Agency. Creative Media Partners, LLC, 2015. – 64 p.
4. NHTSA Tire Fuel Efficiency Consumer Information Program Development: Phase 2 - Effects of Tire Rolling Resistance Levels on Traction, Treadwear, and Vehicle Fuel Economy. Larry R. Evans, James D. MacIsaac Jr., John R. Harris and other. National Highway Traffic Safety

Administration, Vehicle Research and Test Center, 2009.– 153 p.

5. Road diagnostics of cars / [Rabinovich E.Kh., Volkov V.P., Belogurov E.A. and etc.]; ed. E.H. Rabinovich. – Kh.: Publishing house of KhNADU, 2018. – 279 p.

6. BOSCH. Automobile directory: Per. from English – 3rd ed. revised and add. – М.: "За рулем", 2012. – 1280 p.

7. Rabinovich E.Kh. Determination of resistance to movement of the vehicle by the single run-out method / Rabinovich E.Kh., Kemalov Z.E., Sosnovy A.V. // Automobile transport: Sat. scientific works. – Kh.: KhNADU, 2008. – V. 22. – S. 46-48.

8. Assessment of the road slope by the method of rolling the car / Ernest Rabinovich, Mikhail Buravtsev, Vladimir Zuev, Konstantin Zdebsky / Sat. EKOVARNA, 2018. – S. 148-155.

9. Automotive Chassis Engineering. David C Barton, John D Fieldhouse. Springer, 2018. – 327 P.

10. Comparison of the aerodynamics of VAZ-2115 and VAZ-21099 ... – Autoreview No. 22. 2000. [Electronic resource]. – Access mode: <https://autoreview.ru/articles/.../22-2000-sravnenie-aerodinamiki-vaz-2115-i-vaz-210>.

11. Petrushov V.A. Cars and road trains: New technologies for studying rolling resistance and air. – М.: Torus Press, 2008. – 352 p.

Подригало М.А.,
Гармаш В.П.,
Баулін Д.С.,
Горєлишев С.А.,
Побережний А.А.
Національна академія Національної
гвардії України,
майдан Захисників України, 3,
E-mail: port_6633@ukr.net

ОЦІНКА КЕРОВАНОСТІ АВТОМОБІЛІВ З ЕЛЕКТРОМОТОР-КОЛЕСАМИ ПЕРЕДНЬОГО ПОВОРОТНОГО МОСТУ

УДК 629.017

Подригало М.А., Гармаш В.П., Баулін Д.С., Горєлишев С.А., Побережний А.А. «Оцінка керованості автомобілів з електромотор-колесами переднього поворотного мосту»

Автомобілі з електричним і гібридним приводом ведучих колес отримали в останні роки широке розповсюдження у світі. Для широкого класу колісних транспортних засобів із комбінованим електромеханічним приводом є можливість виконання переднього мосту поворотним, що дозволяє підвищити їхню маневреність. Застосування роздільного керування електродвигунами переднього поворотного ведучого мосту дозволяє здійснити керування поворотом машин за рахунок створення різниці дотичних реакцій на передніх колесах.

У даній статті проведено аналіз показників керованості двохвісної машини з переднім поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах. Отримані аналітичні залежності дозволяють проводити оцінку керованості автомобілів з переднім поворотним ведучим мостом при створенні різниці крутних моментів на його колесах. Визначено, що показники керованості й поворотності (кутове прискорення й кутова швидкість) при передньому поворотному ведучому мосту та створенні на його колесах різниці крутних моментів вище, ніж у випадку рівності зазначених моментів. Досліджено вплив закону зміни різниці крутних моментів на кінематичні параметри повороту автомобіля. Визначено, що при кожному із трьох законів зміни різниці крутних моментів відносна кутова швидкість повороту автомобіля із часом зростає.

Пропоноване рульове керування є системою із двома ступенями свободи, оскільки на її вході створюються два незалежні керуючі впливи – поворот кермового колеса й створення різниці крутних моментів на передніх колесах. Тому, розв'язання поставленої задачі здійснювалося з використанням моделі складного руху. Слід зазначити, що розглядалися “тверді” колеса автомобіля. При дослідженні руху автомобіля з еластичними в бічному напрямку колесами, необхідно використовувати модель багатокомпонентного складного руху, що складається з одного переносного й двох відносних рухів. Другим відносним рухом є рух, обумовлений деформацією шин при їхньому бічному відводі.

Результати представленої дослідження можуть бути корисні інженерам та аспірантам, що займаються розглянутою проблемою.

Ключові слова: гібридний привід, керованість автомобіля, передній поворотний ведучий міст, електромотор-колеса, модель складного руху.

Подригало М.А., Гармаш В.П., Баулін Д.С., Горєлишев С.А., Побережний А.А. «Оценка управляемости автомобилей с электромотор-колесами переднего поворотного моста»

Автомобили с электрическим и гибридным приводом ведущих колес получили в последние годы широкое распространение в мире. Для широкого класса колесных транспортных средств с комбинированным электромеханическим приводом имеется возможность выполнения переднего моста поворотным, что позволяет повысить их маневренность. Применение раздельного управления электродвигателями переднего поворотного ведущего моста позволяет осуществлять управление поворотом машин за счет создания разности касательных реакций на передних колесах.

В данной статье проведен анализ управляемости двухосной машины с передним поворотным мостом при создании разности крутящих моментов на передних колесах. Полученные аналитические зависимости позволяют проводить оценку управляемости автомобилей с передним поворотным ведущим мостом при создании разности крутящих моментов на его колесах. Определено, что показатели управляемости и поворотливости (угловое ускорение и угловая скорость) при переднем поворотном ведущем мосту и создании на его колесах разности крутящих моментов выше, чем в случае равенства указанных моментов. Исследовано влияние закона изменения разности крутящих моментов на кинематические параметры поворота автомобиля. Определено, что при любом из трех законов изменения разности крутящих моментов относительная угловая скорость поворота автомобиля с течением времени возрастает.

Предлагаемое рулевое управление является системой с двумя степенями свободы, поскольку на ее входе создаются два независимых управляющих воздействия – поворот рулевого колеса и создание разности крутящих моментов на передних колесах.

Поэтому, решение поставленной задачи осуществлялось с использованием модели сложного движения. Следует отметить, что рассматривались "жесткие" колеса автомобиля. При исследовании движения автомобиля с эластичными в боковом направлении колесами, необходимо использовать модель многокомпонентного сложного движения, состоящего из одного переносного и двух относительных движений. Вторым относительным движением является движение, обусловленное деформацией шин при их боковом уводе.

Результаты представленного исследования могут быть полезны инженерам и аспирантам, занимающимся рассматриваемой проблемой.

Ключевые слова: гибридный привод, управляемость автомобиля, передний поворотный ведущий мост, электромотор-колеса, модель сложного движения

M. Podrigalo, V. Garmash, D. Baulin, S. Horielyshev, A. Poberezhnyi "Assessment of controllability of cars with electric motor wheels of the front swing axle"

Cars with electric and hybrid drive wheels have become widespread in the world in recent years. For a wide class of wheeled vehicles with a combined electromechanical drive, it is possible to make the front axle swivel, which increases their maneuverability. The use of separate control of the motors of the front swivel drive axle allows you to control the rotation of the machines by creating a difference in tangential reactions on the front wheels.

This article analyzes the controllability of a two-axle vehicle with a front swivel axle when creating a difference in torque on the front wheels. The obtained analytical dependencies make it possible to assess the controllability of cars with front driving steering axles when creating a difference in torque on its wheels. It is determined that the indicators of controllability and agility (angular acceleration and angular velocity) with the front driving steering axles when creating a difference in torque on its wheels is higher than in the case of equality of the indicated moments. The influence of the law of change in the difference in torques on the kinematic parameters of the vehicle rotation is investigated. It is determined that under any of the three laws of change in the difference in torque, the relative angular velocity rotation of the vehicle increases with time.

The proposed steering is a system with two degrees of freedom, since two independent control actions are created at its input - turning the steering wheel and creating a torque difference on the front wheels. Therefore, the solution to the problem was carried out using a complex motion model. It should be noted that the vehicle with laterally "rigid" wheels is considered. When studying the movement of a car with wheels elastic in the lateral direction, it is necessary to use a model of a multicomponent complex movement, consisting of one transferable movement and two relative movements. The second relative movement is the movement caused by the deformation of the tires during lateral withdrawal.

The results of the presented research can be useful to engineers, graduate students dealing with the problem under consideration.

Keywords: hybrid drive, vehicle handling, front drive steering axle, electric motor-wheels, complex motion model.

Вступ

На протязі останніх років широке розповсюдження дістали електромобілі й автомобілі з комбінованим електромеханічним приводом ведучих коліс, що отримали назву гібридних автомобілів.

Для цілого ряду колісних транспортних засобів і спеціальних колісних технологічних машин є можливість виконання переднього мосту поворотним. Це дозволяє поліпшити маневреність зазначених машин. Використання роздільного управління електромотор-колесами переднього мосту дозволяє полегшити керування поворотом машини за рахунок створення різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах.

У даній статті проведено аналіз показників керованості двохвісної машини з переднім поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на передніх колесах.

Аналіз останніх досліджень

Дослідження маневреності автомобілів, а також її складових властивостей (керованості, стійкості, повороткості, вписування) присвячена значна кількість робіт відомих авторів [1 – 8]. У зазначених роботах не розглядалися автомобілі, що мають передню поворотну вісь.

Математична модель повороту двохвісного автомобіля з передньою поворотною віссю розглянута в роботі [9]. Однак у роботі [9] досліджено тільки поворот автомобіля при

створенні різниці дотичних реакцій дороги на його бортах (комбінований спосіб повороту машини). Питання керування поворотом переднього ведучого мосту не розглядалося.

Керування переднім поворотним мостом двохвісної колісної машини досліджувалося в роботі [10]. Однак у роботі [10] розглядався передній відомий міст, управління поворотом якого здійснювалося кермовим приводом і силовим гідروциліндром. Таким чином, керування поворотом переднього мосту за рахунок створення різниці дотичних реакцій у контакті передніх коліс із дорогою у відомих роботах [9 – 10] не розглядалося.

Встановлення електромотор-коліс на передньому поворотному мосту при незалежному їхньому керуванні дозволяє вирішити поставлене завдання.

Формулювання мети дослідження

Метою дослідження є підвищення маневреності автомобілів з електромотор-колесами на передньому поворотному мосту з використанням різниці дотичних реакцій дороги на колесах за рахунок роздільного керування електродвигунами.

Для досягнення поставленої мети необхідно вирішити наступне завдання – визначити взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовою швидкістю й кутовим прискоренням автомобіля.

Результати досліджень

Динамічна й математична моделі повороту автомобіля з переднім поворотним мостом запропоновані в роботі [9]. На рис. 1 і рис. 2 показана схема повороту й схема сил, що діють на автомобіль.

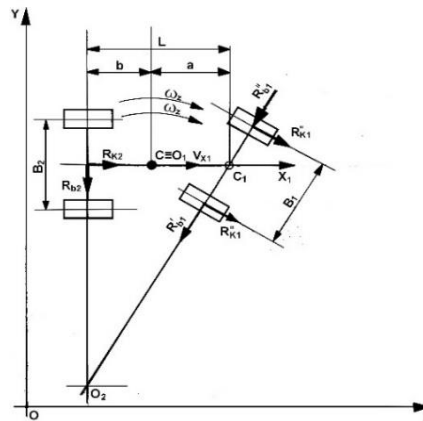


Рис. 1. Схема повороту автомобіля з переднім поворотним мостом [9].

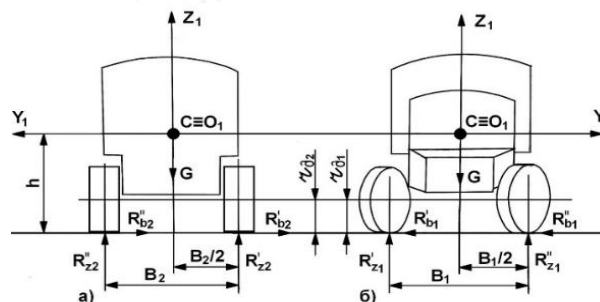


Рис. 2. Схема сил, що діють на автомобіль із переднім поворотним мостом у поперечній площині [9]:

а) вид позаду; б) вид попереду.

У роботі [9] отримані також диференціальні рівняння плоскопаралельного руху автомобіля з переднім поворотним мостом

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} L \cdot \operatorname{ctg} \alpha - \frac{V_{x1}^2}{L^2} b \cdot \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{k2} + R_{k1} \cdot \cos \alpha - R_{s1} \cdot \sin \alpha ; \quad (1)$$

$$m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x1}^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha \right) = R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{s2} + R_{k1} \cdot \sin \alpha ; \quad (2)$$

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{s1} \cdot \cos \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + R_{k1} \cdot \sin \alpha , \quad (3)$$

де m – маса автомобіля;

α – кут повороту переднього мосту;

$\frac{d\omega_z}{dt} = \omega_z$ – кутове прискорення автомобіля в площині дороги;

L – поздовжня колісна база автомобіля;

V_{x1} – лінійна швидкість автомобіля щодо осі OX;

a, b – відстані від середини передньої й задньої осей до проекції центру мас автомобіля на площину, що проходить через зазначені осі (рис. 1), $a + b = L$;

i_z – радіус інерції автомобіля щодо вертикальної осі OZ;

R_{s1}, R_{s2} – сумарні бічні сили, що діють на передню й задню осі автомобіля;

R_{k1}, R_{k2} – сумарні дотичні реакції на колесах передньої й задньої осей автомобіля.

Рівняння (1) – (3) у роботі [9] отримані з умови рівності дотичних реакцій на лівих і правих колесах ($R_{k1}' = R_{k1}''$; $R_{k2}' = R_{k2}''$).

При наявності різниці дотичних реакцій на бортах автомобіля, обумовленої різницею нормальних реакцій дороги й різницею сил опору коченню, рівняння (3) прийме вигляд [9]

$$\begin{aligned} m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} &= R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} (R_{k2}'' - R_{k2}' + R_{k1}'' - R_{k1}') = \\ &= R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f (R_z'' - R_z'), \end{aligned} \quad (4)$$

де B – ширина колії переднього мосту;

f – коефіцієнт опору коченню.

При створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту

$$m \frac{i_z^2}{a} \frac{d\omega_z}{dt} = R_{s1} \cdot \cos \alpha + R_{k1} \cdot \sin \alpha - R_{s2} \frac{b}{a} + \frac{B}{2a} f \left[\frac{M_{k1}'' - M_{k1}'}{r_{s1}} - f (R_z'' - R_z') \right], \quad (5)$$

де M_{k1}', M_{k1}'' – крутні моменти на колесах передніх внутрішнього й зовнішнього коліс;

r_{s1} – динамічний радіус переднього колеса;

R_z', R_z'' – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів, відповідно.

Для розв'язання поставленого завдання скористаємось моделлю складного руху. Зазначена модель призначена для дослідження процесу повороту машини на перехідних (несталих) етапах руху – входу в поворот і виходу з повороту.

Переносним рухом буде рух при повороті переднього мосту з кутовою швидкістю $\frac{d\alpha}{dt}$ за рахунок рульового керування, а відносним рухом – поворот автомобіля з кутовою швидкістю $(\omega_z)_{\text{відн}}$ за рахунок дії різниці дотичних реакцій дороги на передніх колесах. Тут слід зазначити, що розглядалися “тверді” колеса автомобіля. При дослідженні руху автомобіля з еластичними в бічному напрямку колесами, можливе використання моделі багатокомпонентного складного руху, що складається з переносного й двох відносних рухів [11]. Другим відносним рухом є рух, обумовлений деформацією шин при їхньому бічному відводі.

При подальших дослідженнях зробимо допущення того, що конструкція рульового керування є “напівпрозорою”, що не передає зусиль, які діють на поворотному мосту у

зворотному напрямку. Це означає, що різниця крутних моментів на передніх колесах не впливає на закон зміни $\alpha(t)$.

Кутова швидкість переносного руху [9]

$$(\omega_z)_{nep} = \frac{V_{x1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L} \quad (6)$$

Лінійна швидкість автомобіля V_{x1} , направлена уздовж осі ОХ у процесі повороту при реалізації постійної потужності на колесах зменшується [9] за наступним законом

$$V_{x1} = \frac{V_0}{\sqrt{1 + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha}}, \quad (7)$$

де V_0 – лінійна швидкість автомобіля в початковий момент часу виконання повороту.

У рівнянні (5) R'_z і R''_z – сумарні нормальні реакції дороги на колесах внутрішнього й зовнішнього бортів автомобіля наступним чином

$$R'_z = 0,5mg - R_\delta \frac{h}{B}; \quad (8)$$

$$R''_z = 0,5mg + R_\delta \frac{h}{B}, \quad (9)$$

різниця яких дорівнює

$$R''_z - R'_z = 2 \frac{h}{B} R_\delta, \quad (10)$$

де R_δ – бічна сила, прикладена до автомобіля при повороті.

Спільне розв'язання рівнянь (2) і (5) дозволило одержати рівняння

$$m \frac{d\omega_z}{dt} \left(\frac{i_z^2 - ab}{a} \right) = m \frac{V_{x1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha - R_{\delta 2} \frac{L}{a} + \frac{B}{2a} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (11)$$

Сумарна бічна сила на колесах задньої осі [9] може бути визначена як

$$R_{\delta 2} = m \left[\frac{ab - i_z^2 - fhb}{L} \frac{d\omega_z}{dt} + V_{x1}^2 \frac{a}{L^2} \left(b - f \frac{h}{a} \right) \operatorname{tg} \alpha \right]. \quad (12)$$

Після підстановки (7) в (6) і проведення перетворень, одержимо

$$f h b \frac{d\omega_z}{dt} = f V_{x1}^2 \frac{h}{L} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2m} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right] \quad (13)$$

або

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{V_{x1}^2}{bL} \operatorname{tg} \alpha + \frac{B}{2mfhb} \left[\frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} - f(R''_z - R'_z) \right]. \quad (14)$$

Бічна сила, що діє на автомобіль при повороті

$$P_\delta = R_{o1} \cos \alpha + R_{\delta 2} + R_{k1} \sin \alpha. \quad (15)$$

Вираз (15) являє собою праву частину рівняння (2). У такий спосіб

$$P_\delta = m \left(\frac{d\omega_z}{dt} b + \frac{V_{x1}^2}{L} \operatorname{tg} \alpha \right). \quad (16)$$

Підставляючи (15) в (10), а отриманий вираз в (9), одержимо після перетворень

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (17)$$

Кутове прискорення автомобіля в площині дороги є показником керованості [6, 9]. Позначимо різницю крутних моментів на левом і правом передніх колесах як функцію часу, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = M''_{k1} - M'_{k1}. \quad (18)$$

Кутова швидкість автомобіля в площині дороги є показником повороткості.

З рівняння (17) визначаємо відносну кутову швидкість автомобіля в площині дороги

$$(\omega_z)_{omv} = \frac{B}{4mfhb r_{o1}} \int_0^t \Delta M_{k1}(t) dt, \quad (19)$$

де t_1, t_2 – час початку й кінця повороту переднього мосту.

Закон зміни кутової швидкості автомобіля залежить від закону зміни різниці $\Delta M_{k1}(t)$

Перший варіант. Функція $\Delta M_{k1}(t)$ має постійне значення, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = \Delta M_{k1} = \text{const} . \quad (20)$$

Після підстановки (20) в (19) і інтегрування з урахуванням граничної умови (при $t = 0, (\omega_z)_{\text{вiдн}} = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot \Delta M_{k1}}{4mfhbr_{o1}} t . \quad (21)$$

З отриманого рівняння (21) видно, що кутова швидкість повороту машини зростає лінійно із часом. Її величина пропорційна ширині колії B , різниці крутних моментів ΔM_{k1} і зворотно пропорційна величинам m, f, h, b, r_{o1} . Графік залежності $(\omega_z)_{\text{вiдн}}(t)$ представлений на рис. 3.

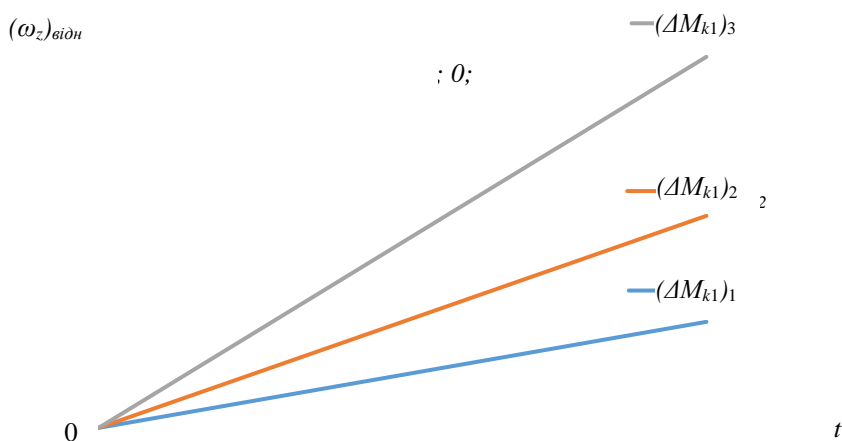


Рис. 3. Залежності $(\omega_z)_{\text{вiдн}}(t)$ при різних постійних різницях крутних моментів на передніх колесах: $(\Delta M_{k1})_1 < (\Delta M_{k1})_2 < (\Delta M_{k1})_3$.

Другий варіант. Функція $\Delta M_{k1}(t)$ змінюється за часом за лінійним законом, тобто

$$\Delta M_{k1}(t) = k_1 \cdot t , \quad (22)$$

де k_1 – коефіцієнт пропорційності (кутовий коефіцієнт).

Після підстановки (20) в (19) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови, одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot k_1}{8mfhbr_{o1}} t^2 . \quad (23)$$

Графік залежностей $(\omega_z)_{\text{вiдн}}$ від t при різних значеннях k_1 наведено на рис. 4.

Третій варіант. Функція різниці крутних моментів на передніх колесах змінюється за експонентним законом, що має вид

$$\Delta M_{k1}(t) = \Delta M_{k10} \left(1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) , \quad (24)$$

де ΔM_{k10} – різниця крутних моментів на передніх колесах, створювана в початковий момент часу ($t = 0$);

T – постійна часу.

Після підстановки (24) в (19) і інтегрування з обліком тої ж граничної умови ($(\omega_z)_{\text{вiдн}} = 0$ при $t = 0$), одержимо

$$(\omega_z)_{\text{вiдн}} = \frac{B \cdot \Delta M_{k10} \cdot T}{4mfhbr_{o1}} \left(\frac{t}{T} - 1 + e^{-\frac{t}{T}} \right) . \quad (25)$$

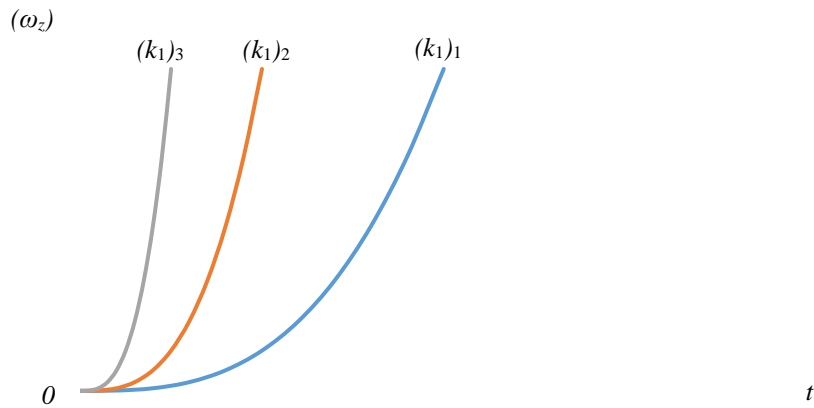


Рис. 4. Залежності $(\omega_z)_{відн}(t)$ при різних значеннях кутового коефіцієнта k_1 у рівнянні (21): $(k_1)_1 < (k_1)_2 < (k_1)_3$.

На рис. 5 наведений графік залежності $(\omega_z)_{відн}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

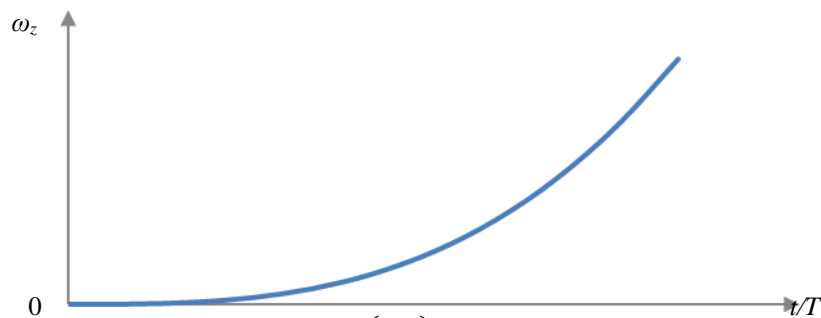


Рис. 5. Графік залежності $(\omega_z)_{відн}\left(\frac{t}{T}\right)$ при експонентному законі зміни різниці крутних моментів на ведучих колесах.

Таким чином, нами проаналізований характер зміни кутової швидкості автомобіля з переднім поворотним мостом при різних законах зміни різниці крутних моментів на передніх колесах.

Рівняння (17) визначає кутове прискорення відносного руху автомобіля на повороті, тобто

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{відн} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (26)$$

Кутове прискорення переносного прискорення визначимо диференціюючи $(\omega_z)_{неп}$ (залежність (6))

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{неп} = \frac{1}{L} \left(\frac{dV_{x1}}{dt} \operatorname{tg} \alpha + \frac{V_{x1}}{\cos^2 \alpha} \frac{d\alpha}{dt} \right). \quad (27)$$

При підтримці постійної лінійної швидкості $V_{x1} = \text{const}$ величина $\frac{dV_{x1}}{dt} = 0$ й $V_{x1} = V_0$.

У цьому випадку

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{неп} = V_0 \operatorname{sec}^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt} \quad (28)$$

та

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн} = \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}} + V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}. \quad (29)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах з рівняння (7) одержимо

$$\frac{dV_{x1}}{dt} = -V_0 \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg} \alpha \cdot \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{\sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}}. \quad (30)$$

Після підстановки виразів (7) і (30) у рівняння (27), одержимо

$$\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} = \frac{V_0 \sec^2 \alpha \frac{d\alpha}{dt}}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} \left(1 - \frac{\frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}\right) = \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}} \frac{d\alpha}{dt}. \quad (31)$$

Абсолютне кутове прискорення автомобіля в цьому випадку

$$\frac{d\omega_z}{dt} = \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{nep} + \left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн} = \frac{V_0 \cdot \sec^2 \alpha}{L \sqrt{\left(l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha\right)^3}} \frac{d\alpha}{dt} + \frac{B}{4mfhb} \frac{M''_{k1} - M'_{k1}}{r_{o1}}. \quad (32)$$

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\omega_z = (\omega_z)_{nep} + (\omega_z)_{виюн} = \frac{V_{x1} \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (33)$$

У рівнянні (33)

$$t_2 = t_{вхюд} - \text{при вході в поворот} \quad (34)$$

та

$$t_2 = t_{вихюд} - \text{при виході з повороту}, \quad (35)$$

де $t_{вхюд}, t_{вихюд}$ – час входу в поворот і виходу з нього.

При підтримці постійної швидкості автомобіля вираз (33) приймає вигляд

$$\omega_z = \frac{V_0 \operatorname{tg} \alpha}{L} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (36)$$

При підтриманні постійної потужності на ведучих колесах (з урахуванням співвідношення (7))

$$\omega_z = \frac{V_0 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{L \sqrt{l + \frac{b^2 + i_z^2}{L^2} \operatorname{tg}^2 \alpha}} + \frac{B}{4mfhbr_{o1}} \int_1^{t_2} \Delta M_{k1}(t) dt. \quad (37)$$

Аналіз виразів (23), (32), (33) показує, що при створенні різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту значення показника керованості $\frac{d\omega_z}{dt}$ й повороткості

ω_z збільшуються за рахунок параметрів відносного руху $\left(\frac{d\omega_z}{dt}\right)_{виюн}$ й $(\omega_z)_{виюн}$.

При виході з повороту в рівняннях розрахункової математичної моделі приймається

$$\frac{d\alpha}{dt} < 0 \quad (38)$$

та

$$\Delta M_{k1} = M''_{k1} - M'_{k1} < 0. \quad (39)$$

Таким чином, в проведеному дослідженні визначено взаємозв'язок між різницею крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, кутовим прискоренням і кутовою швидкістю автомобіля.

Висновки

1. Отримані аналітичні залежності дозволяють проводити оцінку керованості автомобілів з переднім ведучим і поворотним мостом при створенні різниці крутних моментів на його колесах.

2. Показники керованості й поворотності (кутове прискорення $\frac{d\omega_z}{dt}$ й кутова швидкість ω_z) при передньому поворотному і ведучому мосту та створенні на його колесах різниці крутних моментів вище, ніж у випадку рівності зазначених моментів.

3. При кожному з трьох розглянутих законів зміни різниці крутних моментів на колесах переднього поворотного мосту, відносна кутова швидкість повороту $(\omega_z)_{відн}$ автомобіля із часом зростає.

Список використаних джерел

1. Закин Я.Х. Маневренность автомобиля и автопоезда / Я.Х. Закин. – М.: Машиностроение, 1986. – 136 с.
2. Литвинов А.С. Управляемость и устойчивость автомобиля / А.С. Литвинов. – М.: Машиностроение, 1971. – 416 с.
3. Фаробин Я.Е. Теория поворота транспортных машин / Я.Е. Фаробин. – М.: Машиностроение, 1970. – 176 с.
4. Эллис Д.Р. Управляемость автомобиля / Д.Р. Эллис. – М.: Машиностроение, 1975. – 216 с.
5. Антонов Д.А. Теория устойчивости движения многоосных автомобилей / Д.А. Антонов. – М.: Машиностроение, 1978. – 216 с.
6. Подригало М.А. Управляемость и устойчивость автомобиля. Определение понятий (в порядке обсуждения) / М.А. Подригало // Автомобильная промышленность, 2008. – № 11. – С. 22-23.
7. Автомобили. Устойчивость: Монография / В.Г. Вербицкий, В.П. Сахно, А.П. Кравченко, А.В. Костенко, А.С. Даниленко. – Луганск: Изд-во “Ноулидж”, 2013. – 176 с.
8. Поляков В.М. Триланкові автопоїзди. Маневреність: Монографія / В.М. Поляков, В.П. Сахно. – Луганськ: Вид-во “Ноулидж”, 2014. – 206 с.
9. Маневренность и тормозные свойства колесных машин / [М.А. Подригало, В.П. Волков, В.И. Кирчатый, А.А. Бобошко]; под ред. М.А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2003. – 403 с.
10. Оцінка легкості керування переднім поворотним мостом перспективного тракторного самохідного шасі / М.А. Подригало, А.А. Бобошко, Л.В. Разаренов, А.Г. Закапко, Е.І. Зінченко, В.Н. Краснокутський // Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Машинознавство та САПР – №2, 2020. – С.84-99.
11. Lebedev A., Artimov N., Shulyak M., Podrigalo M., Abramov D., Klets D., Kaidalov R. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement // Автомобильный транспорт. Сборник научных трудов. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2015. Вып.36. – С.60-66.

References

1. Zakin Ya.Kh. Vehicle and road train maneuverability / Ya.Kh. Zakin. – M.: Mechanical Engineering, 1986. – 136 p.
2. Litvinov A.S. Controllability and stability of the car / A.S. Litvinov. – M.: Mechanical Engineering, 1971. – 416
3. Farobin Ya.E. The theory of rotation of transport machines / Ya.E. Farobin. – M.: Mechanical Engineering, 1970. – 176 p.
4. Ellis D.R. Vehicle handling / D.R. Ellis. – M.: Mechanical Engineering, 1975. – 216 p.

5. Antonov D.A. The theory of stability of motion of multi-axle vehicles / D.A. Antonov. – M.: Mechanical Engineering, 1978. – 216 p.
6. Podrigalo M.A. Vehicle handling and stability. Definition of concepts (in order of discussion) / M.A. Podrigalo/ Automotive industry, 2008. – No. 11. – P. 22-23.
7. Cars. Stability: Monograph / V.G. Verbitsky, V.P. Sakhno, A.P. Kravchenko, A.V. Kostenko, A.Є. Danilenko. – Lugansk: Knowledge Publishing House, 2013. – 176 p.
8. Polyakov VM Three-link road trains. Maneuverability: Monograph / V.M. Polyakov, V.P. Sakhno. – Lugansk: Knowledge Publishing House, 2014. – 206 p.
9. Maneuverability and braking properties of wheeled machines / [M.A. Podrigalo, V.P. Volkov, V.I. Kirchaty, A.A. Boboshko]; ed. M.A. Podrigalo. – Kharkov: Publishing house of KhNADU, 2003. – 403 p.
10. Estimation of ease of management of the forward rotary bridge of the perspective tractor self-propelled chassis / M.A. Podrigalo, A.A. Boboshko, L.V. Razarenov, A.G. Zakapko, E.I. Zinchenko, V.N. Krasnokutsky / Bulletin of the National Technical University "KhPI". Series: Mechanical Engineering and CAD - №2, 2020. – P.84-99.
11. Lebedev A., Artiomov N., Shulyak M., Podrigalo M., Abramov D., Klets D., Kaidalov R. Operating of mobile machine units system using the model of multicomponent complex movement // Automobile transport. Collection of scientific papers. – Kharkov: Publishing house of KhNADU, 2015. Issue 36. – P. 60-66.

¹Волков В.П.,
²Грицук І.В.,
¹Волкова Т.В.,
³Бережна Н.Г.

¹Харківський національний
автомобільно-дорожній університет,
²Херсонська державна морська
академія, м. Херсон, Україна,
³Харківський національний технічний
університет сільського господарства
ім. П.Василенка,
E-mail: wolf949@ukr.net

ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ СТІЙКОСТІ ТРАНСПОРТНОГО ЗАСОБУ ПІД ЧАС ГАЛЬМУВАННЯ

УДК 629.017

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Бережна Н.Г. «*Забезпечення стійкості транспортного засобу під час гальмування*»

Стабільне положення транспортного засобу під час руху на дорозі забезпечується комплексом автоматичних пристроїв (наприклад системою динамічної стабілізації, антиблокувальною та протибуксуючою системами та ін.). Більшість випадків порушення стабільного положення транспортного засобу на дорозі пов'язано з процесом його гальмування. У статті розглянуто альтернативний підхід до стабілізації положення транспортного засобу на дорозі під час гальмування за рахунок іншого підходу до управління його гальмівною системою. Запропоновано математичний опис та схеми положення транспортного засобу в процесі гальмування. Стійкість положення транспортного засобу забезпечується розгальмуванням задніх коліс, або розгальмуванням одного із задніх коліс (внутрішнього по відношенню до напрямку заносу), за рахунок роботи системи динамічної стабілізації курсового кута. Розгальмування задніх коліс при початковому заносі в процесі гальмування дозволяє стабілізувати курсовий кут транспортного засобу (при повному розгальмуванні задніх коліс час стабілізації мінімальний). При цьому відбувається значне зниження ефективності гальмування транспортного засобу, оскільки гальмівними є тільки передні колеса. Розгальмування тільки одного заднього колеса дозволяє забезпечити однакою тривалість перехідного процесу при найбільш високій ефективності гальмування транспортного засобу.

Ключові слова: транспортний засіб, стійкість, стабільність, процес гальмування, динамічна стабілізація, нелінійні коливання, кут заносу.

Волков В.П., Грицук І.В., Волкова Т.В., Бережная Н.Г. «*Обеспечение устойчивости транспортного средства при торможения*»

Стабильное положение транспортного средства во время движения на дороге обеспечивается комплексом автоматических устройств (например системой динамической стабилизации, антиблокировочной и противобуксующей системами и др.). Большинство случаев нарушения стабильного положения транспортного средства на дороге связано с процессом его торможения. В статье рассмотрены альтернативный подход к стабилизации положения транспортного средства на дороге при торможении за счет иного подхода к управлению его тормозной системой. Предложено математическое описание и схемы положения транспортного средства в процессе торможения. Устойчивость положения транспортного средства обеспечивается расторможением задних колес, или расторможением одного из задних колес (внутреннего по отношению к направлению заноса), за счет работы системы динамической стабилизации курсового угла. Расторможенность задних колес при начальном заносе в процессе торможения позволяет стабилизировать курсовой угол транспортного средства (при полном расторможенности задних колес время стабилизации минимальное). При этом происходит значительное снижение эффективности торможения транспортного средства, поскольку тормозными являются только передние колеса. Расторможенность только одного заднего колеса позволяет обеспечить одинаковую продолжительность переходного процесса при наиболее высокой эффективности торможения транспортного средства.

Ключевые слова: транспортное средство, устойчивость, стабильность, процесс торможения, динамическая стабилизация, нелинейные колебания, угол заноса.

V.P. Volkov, I.V. Gritsuk, T.V. Volkova, N.G. Berezhna "*Ensuring the stability of the vehicle when braking*"

A complex of automatic devices (for example, a dynamic stabilization system, anti-lock and anti-skid systems, and etc.) ensures the stable position of the vehicle while driving on the road. Most cases of violation of the stability of the vehicle on the road are associated with the process of its braking. The article considers an alternative approach to stabilizing the position of a vehicle on the road during braking due to a different approach to controlling its braking system. A mathematical description and diagrams of vehicle position during braking are proposed.

The stability of the vehicle position they ensured by the release of the disinhibition wheels or the disinhibition of one of the rear wheels (internal with respect to the direction of the skid), due to the work of the dynamic stabilization

system of the heading angle. The disinhibition of the rear wheels during the initial drift during braking allows stabilizing the heading angle of the vehicle (with complete disinhibition of the rear wheels, the stabilization time is minimal). In this case, there is a significant decrease in the braking efficiency of the vehicle, since only the front wheels are braking. The disinhibition of only one rear wheel allows for the same duration of the transient process with the highest braking efficiency of the vehicle.

Keywords: vehicle, sustainability, stability, braking process, dynamic stabilization, nonlinear oscillations, skid angle.

Актуальність проблеми

Проблемі забезпечення стійкості транспортного засобу під час руху на дорозі в процесі гальмування присвячені роботи [1 – 3]. Відомі такі способи гасіння заносу ТЗ:

- звільнення коліс від окружної (дотичної) сили;
- поворот керованих коліс ТЗ в бік заносу.

Автори зазначених робіт [1 – 3] розглянуті випадки заносу пов'язують з гальмуванням ТЗ. Тому пропонують наступні способи боротьби із занесенням [1 – 3]:

- припинення гальмування в процесі заносу ТЗ;
- доведення передніх коліс до межі блокування.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є оцінка можливості забезпечення стійкості ТЗ під час руху на дорозі в процесі гальмування розгальмуванням його коліс за рахунок роботи системи динамічної стабілізації курсового кута.

Аналіз останніх досліджень

При оцінці можливості гасіння заносу автор роботи [2] розглядає критичну кутову швидкість ТЗ як:

$$\omega_{кр} = \frac{g \cdot \varphi}{V}. \quad (1)$$

При перевищенні дійсної кутової швидкості критичного значення $\omega_{кр}$ розвитку заносу запобігти не вдається навіть при повному припиненні гальмування і повороті рульового колеса ТЗ в бік заносу. Встановлено, що при $i_z = \sqrt{ab}$ ТЗ не реагує на поворот рульового колеса, коли починається занос. Очевидно, що ефективно зменшення заносу ТЗ можливо в разі застосування автоматичних пристроїв, що володіють великою швидкістю в порівнянні з водієм.

В останні роки з'явилися ТЗ, які оснащені спеціальними системами динамічної стабілізації курсового кута ТЗ як при гальмуванні, так і при інших режимах руху. Ці системи використовують можливість роздільного гальмування коліс різних бортів ТЗ для створення стабілізуючих моментів. Існують системи і підсистеми, що дозволяють створювати стабілізуючі моменти до появи заносу шляхом регулювання розподілу гальмівних сил між колесами и бортами ТЗ.

Радикальним засобом, що виключає занос ТЗ при гальмуванні є застосування таких комплексних автоматичних систем активної безпеки як антиблокувальна система гальмування (ABS), підсилювач екстреного гальмування (BA), система контролю тягового зусилля (TRC), електронна система розподілу гальмівного зусилля (EBD), система курсової стійкості (VSC), система контролю тиску в шинах (TPWS), гальмівна система з електронним керуванням (ECB), електричний підсилювач рульового керма (EPS), інтегрована система керування динамічними характеристиками ТЗ (VDIM), деякими з яких, починаючи з 2014 року, повинні обладнуватися всі ТЗ, що випускаються [4].

Однак цими системами обладнані ще не всі ТЗ, через їх відносно високу вартість. Тому необхідно знаходити альтернативні способи стабілізації становища ТЗ на дорозі під час гальмування.

Результати досліджень

На наш погляд, можливі наступні принципи роботи системи динамічної стабілізації курсового кута при занесенні автомобіля в процесі гальмування:

- розгальмовування задніх коліс ТЗ;
- розгальмовування одного із задніх коліс (внутрішнього по відношенню до напрямку заносу);
- розгальмовування одного з передніх коліс ТЗ;
- розгальмовування коліс одного борту ТЗ;
- незначне розгальмовування передніх коліс ТЗ.

Відомо, що одночасне блокування коліс ТЗ не виключає появи заносу під час гальмування, а тільки знижує його інтенсивність в порівнянні з випереджаючим блокуванням задніх коліс. Створення різних дотичних реакцій на колесах керованого (переднього) моста ТЗ порушує рівновагу рульової трапеції, що може призвести до неконтрольованого повороту коліс [5]. Тому динамічну стабілізацію доцільно здійснювати тільки за рахунок розгальмування одного із задніх коліс ТЗ. Можна припустити, що процес регулювання в цьому випадку буде стійким, оскільки дослідженнями виявлено, що нерівномірність задніх гальмівних механізмів чинить менший вплив на стійкість ТЗ в процесі гальмування, ніж нерівномірність передніх. На передній осі, навпаки, необхідно забезпечити стабільно рівний розподіл гальмівних сил між колесами, оскільки саме нерівномірність гальмівних сил на передніх колесах і є причиною появи заносу ТЗ. Для вирішення цього завдання ми рекомендуємо пристрій автоматичного вирівнювання гальмівних моментів на колесах однієї осі ТЗ. Для передньопривідних легкових ТЗ перспективним способом динамічної стабілізації курсового кута під час руху може бути поєднання загальмовування заднього зовнішнього (по відношенню до напрямку заносу) колеса і збільшення тягового зусилля на передніх ведучих колесах.

Одночасне доведення передніх і задніх коліс ТЗ до межі блокування і подальше їх блокування не виключають занесення ТЗ. Одним із способів стабілізації курсового кута ТЗ при гальмуванні з заблокованими задніми колесами і кутовому зміщенні його поздовжньої осі є розгальмовування коліс задньої осі [6 – 10].

Диференціальне рівняння кутового руху ТЗ в такому випадку має вигляд

$$\ddot{\psi} = \frac{\varphi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta \right)} \times \left\{ \frac{a}{L} \cdot (\beta_{uo} - \Delta\beta) \cdot \psi - \sqrt{\Delta\beta \cdot \left[\Delta\beta \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} \cdot (1 - \beta_{uo}) \right]} \right\}. \quad (2)$$

Рівняння (2) є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку з правою частиною. Нелінійність проявляється при сухому терті (рис. 1), яке супроводжується зміною напрямку дії реакції \bar{R}_{y2} на протилежну при зміні знаку кута ψ на протилежний (після проходження автомобілем положення рівноваги в процесі стабілізації курсового кута).

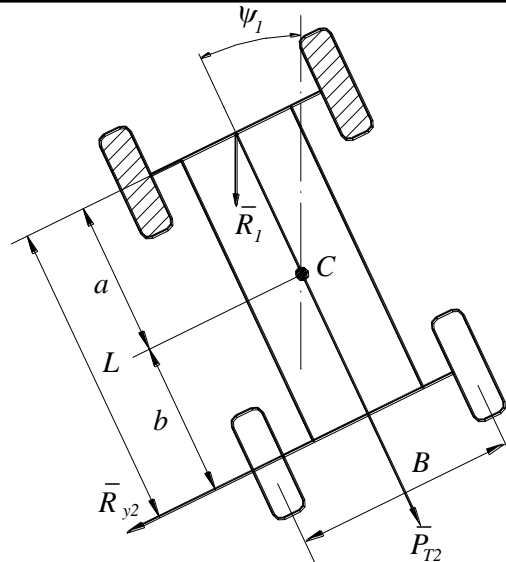


Рис. 1. Схема сил, що діють на ТЗ в момент часу $\tau_{зан}$ під час розгальмування задніх коліс (заблоковані колеса заштриховані)

Тому, з урахуванням можливої зміни знаку курсового кута ψ , рівняння (2) слід записати (використовуючи булеву алгебру) у вигляді:

$$\ddot{\psi} = \frac{\varphi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)} \times \left\{ \frac{a}{L} (\beta_{уд} - \Delta\beta) \psi - \text{Sign}(\psi) \sqrt{\Delta\beta \left[\Delta\beta \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} (1 - \beta_{уд}) \right]} \right\} \quad (3)$$

або вводячи коефіцієнти

$$\ddot{\psi} - W_1 \cdot W_2 \cdot \psi = -\text{Sign}(\psi) \cdot W_1 \cdot W_3; \quad (4)$$

$$W_1 = \frac{\varphi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)}, \quad (5)$$

$$W_2 = \frac{a}{L} \cdot (\beta_{уд} - \Delta\beta), \quad (6)$$

$$W_3 = \sqrt{\Delta\beta \cdot \left[\Delta\beta \cdot \frac{a-b}{L} - 2 \frac{b}{L} \cdot (1 - \beta_{уд}) \right]}. \quad (7)$$

Рівняння (3) описує нелінійні коливання [11]. Рух системи при зазначених коливаннях є негармонійним, хоча і періодичним [12].

Для випадку постійного тертя між двома сухими поверхнями (сухого тертя) при постійному тиску (в даному випадку вертикальному навантаженні на колеса) період коливання має те ж саме значення, що і в разі вільних коливань (без сил опору). Амплітуда убуває за законом арифметичної прогресії.

Вирішимо диференціальне рівняння (4) на відріжку часу, за який відбувається зміна курсового кута від величини ψ_1 до нуля.

Крайовими умовами в даному випадку будуть: $\tau=0$; $\psi=\psi_1$; $\dot{\psi}=\dot{\psi}_1$. рішення рівняння (4) має вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{d^2\psi}{dt^2} = \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(W_1 W_2 + \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h \cdot W_1 \cdot W_2}}{i_z} \right) - W_1 W_3 \right] \times \\ \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) + \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(W_1 W_2 - \frac{\varphi \sqrt{g h W_1 W_2}}{i_z} \right) - W_1 W_3 \right] \times \\ \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \end{aligned} \quad (8)$$

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\begin{aligned} \dot{\psi} = \frac{d\psi}{dt} = \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} + \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \cdot \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \\ \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) - \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} - \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \\ \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau). \end{aligned} \quad (9)$$

Кутове прискорення автомобіля

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = \frac{d\dot{\psi}}{dt} = \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} + \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \cdot \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \\ \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) - \frac{1}{2} \left[\psi_1 \left(\sqrt{W_1 W_2} - \frac{\varphi \sqrt{g \cdot h}}{i_z} \right) - W_3 \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \\ \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau). \end{aligned} \quad (10)$$

Після розгальмування задніх коліс з'являються стабілізуючі сили і моменти, які прагнуть повернути ТЗ у нейтральне положення. Однак в процесі повернення поздовжньої осі автомобіля в нейтральне положення відбувається збільшення кутової швидкості, що призводить до відхилення курсового кута автомобіля в протилежну сторону від заданого напрямку руху і появи коливального руху в площині дороги (рискання).

Тому для оцінки якості процесу динамічної стабілізації визначимо два його етапи:

– від моменту появи заносу ($\tau = \tau_{зан}$) до повернення поздовжньої осі в нейтральне (вихідне) положення ($\tau = \tau_{стаб}$);

– від моменту часу $\tau_{стаб}$ до моменту часу, який відповідає припиненню коливань курсового кута ψ (припинення рискання).

Визначимо час $\tau_{стаб}$ стабілізації курсового кута автомобіля після розгальмування задніх коліс. Для цього прирівняємо до нуля праву частину рівняння (8) і виразимо його відносно $\exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau)$.

У результаті маємо:

$$\begin{aligned} \exp(2\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau_{стаб}) + \frac{2}{\psi_1 \left(1 + \frac{\varphi}{i_z} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1} \times \\ \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau_{стаб}) + \frac{\psi_1 \left(1 - \frac{\varphi}{i_z} \sqrt{\frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1}{\psi_1 \left(1 + \frac{\varphi}{i_z} \sqrt{\frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2}} \right) \cdot \frac{W_2}{W_3} - 1} = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

Рішення квадратного рівняння (11):

$$\exp(\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau_{стаб}) = \frac{1 + \sqrt{\frac{W_2^2}{W_3^2} \cdot \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \cdot \frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2} - 1 \right) \cdot \psi_1^2 + 2\psi_1 \cdot \frac{W_2}{W_3}}}{1 - \frac{W_2}{W_3} \cdot \left(\frac{\varphi}{i_z} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2}} + 1 \right) \cdot \psi_1} \quad (12)$$

Звідки отримаємо

$$\tau_{стаб} = \frac{1}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} \times \ln \left| \frac{1 + \sqrt{\frac{W_2^2}{W_3^2} \cdot \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \cdot \frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2} - 1 \right) \cdot \psi_1^2 + 2\psi_1 \cdot \frac{W_2}{W_3}}}{1 - \frac{W_2}{W_3} \cdot \left(\frac{\varphi}{i_z} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot h}{W_1 \cdot W_2}} + 1 \right) \cdot \psi_1} \right| \quad (13)$$

На рис. 2 наведено графіки зміни параметрів ψ ; $\dot{\psi}$; $\ddot{\psi}$ на першому етапі процесу стабілізації курсового кута ($\tau_{зан} \leq \tau \leq \tau_{стаб}$) для легкового автомобіля, прийнятого в якості прикладу. В цьому випадку $\tau_{стаб} - \tau_{зан} = 0,7$ с.

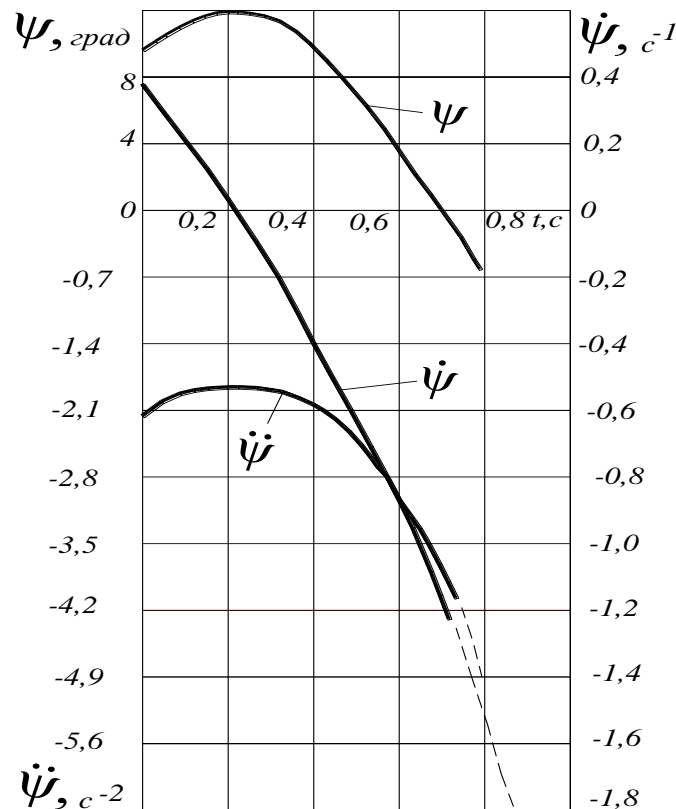


Рис. 2. Зміна кінематичних параметрів легкового ТЗ ($\varphi=0,8$; $a=b=1$ м; $\beta_{ид}=0,7$; $L=2$ м; $\Delta\beta=-0,1$; $h=0,5$ м; $i_z=0,8$ м) під час розгальмування задніх коліс після появи заносу ($\Psi_1=10^\circ$; $\dot{\psi}_1=0,385$ с⁻¹)

Аналіз графіків, наведених на рис. 2 показує, що після того, як значення ψ стає рівним нулю ($\tau > \tau_{стаб}$) можливе розвернення автомобіля в сторону, протилежну початковому напрямку заносу.

Це обумовлено тим, що в момент стабілізації курсового кута ($\psi=0$) кутова швидкість повороту автомобіля набуває від'ємних значень (рис. 2). Якщо час гальмування T значно більше $\tau_{стаб}$ (гальмування відбувається від початкової високої швидкості), і це може привести до ризикання автомобіля.

Кутову швидкість $\dot{\psi}_2$ повороту автомобіля при $\tau=\tau_{стаб}$ визначимо, підставляючи вираз (13) в рівняння (9). Після перетворень отримаємо

$$\dot{\psi}_2 = -\psi_1 \sqrt{W_1 W_2} \times \frac{W_2 \left(\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 \right) \psi_1 + 2 + \sqrt{\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 + \frac{2}{\psi_1} \frac{W_3}{W_2}}}{1 + \frac{W_2}{W_3} \psi_1 \sqrt{\frac{\varphi^2}{i_z^2} \frac{gh}{W_1 W_2} - 1 + \frac{2}{\psi_1} \frac{W_3}{W_2}}} \quad (14)$$

З виразу (14) видно, що величина $\dot{\psi}_2$ негативна при будь-якому поєднанні параметрів, тобто підбором величин W_1 , W_2 , W_3 неможливо отримати $\dot{\psi}_2 = 0$. Тому найбільш раціональним є виконання рівності

$$T - \Delta\tau = \tau_{зан} + \tau_{стаб}, \quad (15)$$

де $\Delta\tau$ – проміжок часу від початку гальмування до моменту появи заносу.

Виконання умови (15) можливо при певному поєднанні параметрів W_1 , W_2 , W_3 , що залежать як від параметрів ТЗ, коефіцієнта зчеплення φ , так і від величини $\Delta\beta$. Якщо не вдається виконати умову (15), то при $T \gg \tau_{стаб}$ виникає ризикання ТЗ.

Для опису зміни курсового кута ψ ТЗ в процесі появи ризикання автомобілю необхідно вирішити рівняння (4) з урахуванням зміни напрямку зносу.

Рішення рівняння (4) для довільної напівхвилі коливань має вигляд

$$\psi = \text{Sign}(\psi) \cdot \frac{W_3}{W_2} + \frac{1}{2} \cdot \left[\psi_H + \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} - \text{Sign}(\psi) \cdot \frac{W_3}{W_2} \right] \times \exp(\sqrt{W_1 \cdot W_2} \cdot \tau) + \frac{1}{2} \cdot \left[\psi_H - \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W_1 \cdot W_2}} - \text{Sign}(\psi) \frac{W_3}{W_2} \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \quad (16)$$

Кутова швидкість автомобілю

$$\dot{\psi} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \left[\psi_H \sqrt{W_1 W_2} + \dot{\psi}_H - \text{Sign}(\psi) \cdot W_3 \cdot \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) - \left[\psi_H \sqrt{W_1 W_2} - \dot{\psi}_H - \text{Sign}(\psi) W_3 \sqrt{\frac{W_1}{W_2}} \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \right\} \quad (17)$$

Кутове прискорення

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{2} \cdot \left\{ \left[\psi_H W_1 W_2 + \dot{\psi}_H \sqrt{W_1 W_2} - \text{Sign}(\psi) W_1 W_3 \right] \times \exp(\sqrt{W_1 W_2} \tau) + \left[\psi_H W_1 W_2 - \dot{\psi}_H \sqrt{W_1 W_2} - \text{Sign}(\psi) W_1 W_3 \right] \times \exp(-\sqrt{W_1 W_2} \cdot \tau) \right\} \quad (18)$$

де ψ_H , $\dot{\psi}_H$ – початкові кутові зміщення і швидкість.

У рівняннях (16), (17), (18) для початку кожної напівхвилі приймаємо $\tau=0$. Визначення курсового кута ψ при нищпоренні ТЗ можна робити за допомогою рівняння (16) методом «припасовування».

Рішення полягає в тому, що в кінці кожного проміжку часу, відповідного заносу автомобіля в одну сторону, проводиться розрахунок величин ψ и $\dot{\psi}$.

При проходженні нейтрального положення параметри $\psi = \psi_n$ та $\dot{\psi} = \dot{\psi}_n$ приймаються в якості початкових у рівняннях (16), (17), (18) і відбувається зміна знаку на протилежний перед коефіцієнтом W_3 у зазначених залежностях.

Розгальмовування задніх коліс під час початкового заносу в процесі гальмування дозволяє стабілізувати курсовий кут ТЗ. При повному розгальмуванні задніх коліс час стабілізації τ_{stab} мінімальний. При цьому відбувається значне зниження ефективності гальмування ТЗ, оскільки гальмуючими є тільки передні колеса.

На рис. 3 приведена схема сил, що діють на ТЗ при розгальмуванні одного заднього колеса в процесі заносу. Розгальмовування заднього колеса відбувається при відхиленні поздовжньої осі ТЗ на кут ψ від заданого напрямку руху.

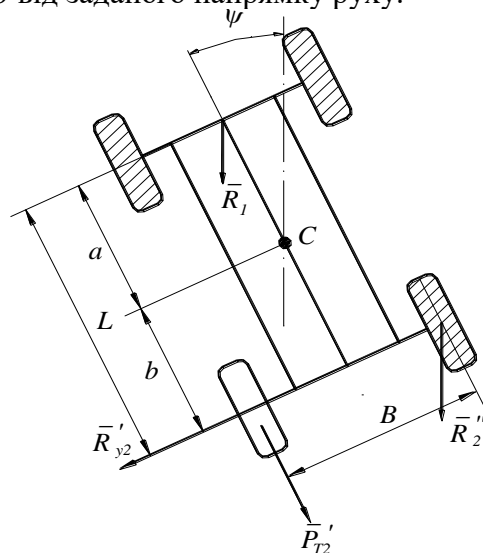


Рис. 3 Схема сил, що діють на ТЗ під час розгальмування одного із задніх коліс (заблоковані колеса заштриховані)

Рівняння динаміки обертального руху автомобіля

$$I_z \frac{d^2\psi}{dt^2} = R_1 a \sin \psi - R_{y2} b - P_{T2}' \frac{B}{2} - R_2'' \frac{B}{2} \cos \psi - R_2''' b \sin \psi \quad (19)$$

де R_2'' – сумарна реакція в площині дороги на задньому заблокованому колесі, P_{T2}' ; P_{T2}'' – гальмівні сили на колесах задньої осі (відповідно внутрішньому і зовнішньому по відношенню до напрямку заносу).

Якщо припустити, що до розгальмування заднього колеса усі колеса ТЗ були заблоковані, то

$$P_{T2} = \varphi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2} \quad (20)$$

де ΔP_{T2} – зменшення гальмівної сили на задньому внутрішньому колесі.

Вертикальні реакції на колесах передньої (R_{z1}) та задньої (R_{z2}) осей

$$R_{z1} = G \cdot \left(\frac{b}{L} + m_x \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L} \right); \quad (21)$$

$$R_{z2} = G \cdot \left(\frac{a}{L} - m_x \cdot \varphi \cdot \frac{h}{L} \right); \quad (22)$$

де m_x – коефіцієнт використання зчпної ваги ТЗ при гальмуванні (тангенціальний).

$$\text{Для даного випадку } m_x = \frac{\frac{b}{L}}{\frac{b}{L} - \Delta\beta} \quad (23)$$

Бічна сила на задній осі, що виникає після розгальмовування одного колеса

$$\begin{aligned}
 R_{y2} &= \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \varphi^2 \cdot R_{z2}^2 - (P'_{T2})^2} = \\
 &= \sqrt{\frac{1}{4} \varphi^2 \cdot R_{z2}^2 - \left(\frac{1}{2} \varphi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2}\right)^2} = \\
 &= \sqrt{\Delta P_{T2} (\varphi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2})}
 \end{aligned} \tag{24}$$

Дійсний коефіцієнт розподілу гальмівної сили на передню вісь під час розгальмування заднього внутрішнього колеса:

$$\begin{aligned}
 \beta_{\partial} &= \frac{P_{T1}}{P_{T1} + \varphi \cdot R_{z2} - \Delta P_{T2}} = \\
 &= \frac{\varphi \cdot R_{z1}}{\varphi \cdot G - \Delta P_{T2}}
 \end{aligned} \tag{25}$$

Відхилення дійсного розподілу гальмівних сил від ідеального

$$\Delta\beta = \beta_{u\partial} - \frac{\varphi \cdot R_{z1}}{\varphi \cdot G - \Delta P_{T2}} \tag{26}$$

Вирішуючи спільно рівняння (25) і (26), отримаємо

$$\Delta P_{T2} = -\frac{\varphi \cdot G \cdot \Delta\beta}{\frac{b}{L} - \Delta\beta} \tag{27}$$

Після підстановки (27) і (22) в (24) останній вираз з урахуванням (23) прийме наступний вигляд

$$\begin{aligned}
 R_{y2} &= \frac{\varphi \cdot G}{\frac{b}{L} - \Delta\beta} \times \\
 &\times \sqrt{-\Delta\beta \cdot \frac{b}{L} (1 - \beta_{u\partial} + \Delta\beta)}
 \end{aligned} \tag{28}$$

Підкореневий вираз у рівнянні (28) не від'ємний, оскільки $\Delta\beta < 0$. Залежність (19) із врахуванням отриманих співвідношень (20), (27), (28) та

$$R_1 \approx \varphi \cdot R_{z1} \tag{29}$$

отримає наступний вид

$$\begin{aligned}
 \ddot{\psi} &= \frac{\varphi \cdot g \cdot b}{i_z^2 \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)} \cdot \left\{ \left[\frac{a}{L} (\beta_{u\partial} - 0,5\Delta\beta) - \right. \right. \\
 &- 0,5 \frac{b}{L} (1 - \beta_{u\partial}) \left. \right] \psi + \frac{B}{2b} \Delta\beta - \\
 &- \sqrt{-\Delta\beta \frac{b}{L} (1 - \beta_{u\partial} + \Delta\beta)} \left. \right\}
 \end{aligned} \tag{30}$$

Вираз (30) можна записати

$$\ddot{\psi} - W'_1 \cdot W'_2 \cdot \psi = W'_1 \cdot (W_4 - W'_3) \tag{31}$$

де W'_1 ; W'_2 ; W'_3 ; W_4 – коефіцієнти,

$$W'_1 = \frac{q \cdot g \cdot b}{i_z^2 \cdot \left(\frac{b}{L} - \Delta\beta\right)}; \tag{32}$$

$$W'_2 = \frac{a}{L} (\beta_{u\partial} - 0,5\Delta\beta) - 0,5 \frac{b}{L} (1 - \beta_{u\partial}); \tag{33}$$

$$W'_3 = \sqrt{-\Delta\beta \frac{b}{L}(1 - \beta_{u0} + \Delta\beta)}; \quad (34)$$

$$W_4 = \frac{B}{2b} \cdot \Delta\beta. \quad (35)$$

Доданок W'_3 моделює нелінійність типу сухого тертя, тобто при зміні напрямку заносу (зміні знака кута ψ на протилежний) має змінити свій знак на протилежний. Якщо не змінювати між собою загальмоване і розгальмоване колеса задньої осі, то знак коефіцієнта W_4 не змінюється при зміні знака кута ψ .

Вирішуючи рівняння (31) з урахуванням вищенаведеного, отримаємо

$$\begin{aligned} \psi = & -\frac{W_4}{W'_2} + \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} + \\ & + \frac{1}{2} \left[\psi_H + \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W'_1 W'_2}} + \frac{W_4}{W'_2} - \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} \right] \times \\ & \times \exp\left(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) + \\ & + \frac{1}{2} \left[\psi_H - \frac{\dot{\psi}_H}{\sqrt{W'_1 W'_2}} + \frac{W_4}{W'_2} - \text{Sign}(\psi) \frac{W'_3}{W'_2} \right] \times \\ & \times \exp\left(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) \end{aligned} \quad (36)$$

де $\psi_H, \dot{\psi}_H$ - початкові (до моменту часу розгальмування заднього внутрішнього колеса) курсовий кут і кутова швидкість повороту автомобіля.

Кутова швидкість повороту автомобіля

$$\begin{aligned} \dot{\psi} = & \frac{1}{2} \left[\psi_H \sqrt{W'_1 W'_2} + \dot{\psi}_H + W_4 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} - \right. \\ & \left. - \text{Sign}(\psi) W'_3 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} \right] \cdot \exp\left(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) - \\ & - \frac{1}{2} \left[\psi_H \sqrt{W'_1 W'_2} - \dot{\psi}_H + W_4 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} - \right. \\ & \left. \text{Sign}(\psi) W'_3 \sqrt{\frac{W'_1}{W'_2}} \right] \cdot \exp\left(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) \end{aligned} \quad (37)$$

Кутове прискорення автомобілю

$$\begin{aligned} \ddot{\psi} = & \frac{1}{2} \left\{ \left[\psi_H W'_1 W'_2 + \dot{\psi}_H \sqrt{W'_1 W'_2} + \right. \right. \\ & \left. \left. - \text{Sign}(\psi) W'_1 W'_3 \right] \exp\left(\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) + \right. \\ & \left[\psi_H W'_1 W'_2 - \dot{\psi}_H \sqrt{W'_1 W'_2} + W_4 W'_1 - \right. \\ & \left. \left. - \text{Sign}(\psi) W'_1 W'_3 \right] \exp\left(-\sqrt{W'_1 W'_2} \cdot \tau\right) \right\} \end{aligned} \quad (38)$$

Процес руху автомобіля в площині дороги під час розгальмування заднього внутрішнього колеса є коливальним; причому коливання є незатухаючими.

Розгальмовування тільки одного заднього колеса (розташованого на борту, протилежному напрямку заносу) дозволяє забезпечити ту ж тривалість перехідного процесу при більш високій ефективності гальмування ТЗ.

Висновки

Отримані рівняння можуть бути використані при вдосконаленні алгоритму роботи систем динамічної стабілізації курсового кута ТЗ в процесі гальмування. Після появи заносу автомобіля в процесі гальмування з усіма заблокованими колесами розгальмування двох задніх коліс призводить до стабілізації курсу автомобіля, однак це викликає появу коливального процесу із частотою, яка збільшується зі збільшенням коефіцієнта зчеплення коліс із дорогою й зменшується зі зменшенням курсового кута ψ_1 , при якому проводиться розгальмування задніх коліс. Для припинення коливального процесу необхідно здійснити повторне загальмовування задніх коліс при досягненні автомобілем у процесі стабілізації курсу положення, що відповідає $\psi = \psi_1$. Застосування способу стабілізації курсу автомобіля з розгальмовуванням одного заднього колеса дозволяє зберегти більш високу ефективність гальмування, але при цьому обов'язковим є повторне загальмовування зазначеного колеса (в іншому випадку автомобіль очікує занос у протилежну сторону).

Список використаних джерел

1. Чудаков Е.А. Устойчивость автомобиля при заносе. – М. – Л.: Изд-во АН СССР, 1945. – 144 с.
2. Певзнер Я.М. Исследование движения автомобиля при заносе. – М.: ОНТИ, 1937. – 100 с.
3. Волков В.П. Обеспечение стабильности тормозных свойств автотранспортных средств. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХНАДУ. – 2003. – 306 с.
4. Единые предписания, касающиеся официального утверждения транспортных средств в отношении торможения. Правила ЕЭК ООН №13. Изд-во ООН, 1973. – 74 с.
5. Вопросы динамики торможения и теории рабочих процессов тормозных систем автомобилей / Генбом Б.Б., Гудз Г.С., Демьянюк В.А., Кизман А.М., Кобылянский В.Н. – Львов: Вища школа, 1974. – 274 с.
6. Накано Н. Исследование поведения автомобиля в процессе торможения. – Харьков: ТПП УССР. Харьк. отд-ние, 1988. – № Б – 1025. – 21 с.
7. Пановко Я.Г., Губанова И.И. Устойчивость и колебания упругих систем. Современные конструкции, парадоксы и ошибки. – М.: Наука, 1987. – 352 с.
8. Подригало М.А., Волков В.П., Коряк А.А. Оценка устойчивости колесных машин при заносе в процессе торможения // Материалы международной научной конференции “Тормоза автомашин”. – Лодзь: Польша. – 1997. – С. 144-147.
9. Подригало М.А., Волков В.П., Кирчатый В.И. Устойчивость колесных машин при торможении. Научное издание: Монография. – Харьков: Изд-во ХГАДТУ, 1999. – 93 с.
10. Волков В.П. Динамическая стабилизация автомобиля при торможении // Вісник Східноукраїнського національного університету. – Луганськ. Зб. наук. пр. – 2002. – №10 (56) – С. 67-73.
11. Волков В.П. Обеспечение устойчивости автомобиля при торможении. – Харьков: Вестник ХНАДУ. Сб. науч. тр. – 2003. – №22. – С. 117-122.
12. Volkov V., Gritsuk I., Volkova T. i інш. Assessment of the Influence of Braking Devices over the Stability of Braking Properties of the Vehicles" SAE Technical Paper 2020-01-5163, 2020, doi:10.4271/2020-01-5163 – 8 p.
13. Volkov V., Gritsuk I., Volkova T. i інш. Energy Approach to the Formation of Braking Properties of Vehicles. SAE Technical Paper 2020-01-5115, doi:10.4271/2020-01-5115. – 9 p.

References

1. Chudakov E.A. Ustoychivost avtomobilya pri zanose.–M. –L.: Izd-vo AN SSSR, 1945. –144 s.
2. Pevzner Ya.M. Issledovanie dvizheniya avtomobilya pri zanose. – M.: ONTI, 1937. – 100 s
3. Volkov V.P. Obespechenie stabilnosti tormoznykh svoystv avtotransportnykh sredstv. Nauchnoe izdanie: Monografiya. – Harkov: Izd-vo HNADU. – 2003. – 306 s.
4. Edinoobraznyye predpisaniya, kasayushiesya ofitsialnogo utverzhdeniya transportnykh sredstv v otnoshenii tormozheniya. Pravila EEK OON #13. Izd-vo OON, 1973. – 74 s.
5. Voprosy dinamiki tormozheniya i teorii rabochnykh protsessov tormoznykh sistem avtomobiley / Genbom B.B., Gudz G.S., Demyanyuk V.A., Kizman A.M., Kobylyanskiy V.N. – Lvov: Vischa shkola, 1974. – 274 s.
6. Nakano N. Issledovanie povedeniya avtomobilya v protsesse tormozheniya. – Harkov: TPP USSR. Hark. otd-nie, 1988. – # B – 1025. – 21 s.
7. Panovko Ya.G., Gubanova I.I. Ustoychivost i kolebaniya uprugih sistem. Sovremennyye konstruktсии, paradoksy i oshibki. – M.: Nauka, 1987. – 352 s.
8. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Koryak A.A. Otsenka ustoychivosti kolesnykh mashin pri zanose v protsesse tormozheniya // Materialy mezhdunarodnoy nauchnoy konferentsii “Tormoza avtomashin”. – Lodz: Polsha. – 1997. – s. 144-147.
9. Podrigalo M.A., Volkov V.P., Kirchatyiy V.I. Ustoychivost kolesnykh mashin pri tormozhenii. Nauchnoe izdanie: Monografiya. – Harkov: Izd-vo HGADTU, 1999. – 93 s.
10. Volkov V.P. Dinamicheskaya stabilizatsiya avtomobilya pri tormozhenii // VIsnik ShIdnoukraYinskogo natsIonalnogo unIversitetu. – Lugansk. Zb. nauk. pr. – 2002. – #10 (56) – s. 67-73.
11. Volkov V.P. Obespechenie ustoychivosti avtomobilya pri tormozhenii. – Harkov: Vestnik HNADU. Sb. nauch. tr. – 2003. – #22. – s. 117-122.
12. Volkov V., Gritsuk I., Volkova T. I Insh. Assessment of the Influence of Braking Devices over the Stability of Braking Properties of the Vehicles" SAE Technical Paper 2020-01-5163, 2020, doi:10.4271/2020-01-5163 – 8 r.
13. Volkov V., Gritsuk I., Volkova T. I Insh. Energy Approach to the Formation of Braking Properties of Vehicles. SAE Technical Paper 2020-01-5115, doi:10.4271/2020-01-5115. – 9 p.

Фесенко А. М.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
Імені Петра Василенка
E-mail: alla.ecology3006@gmail.com

**ВИЗНАЧЕННЯ ВПЛИВУ ВИПАРЮВАННЯ СОКУ
НА ЯКІСНІ ПОКАЗНИКИ ДЛЯ МАТЕМАТИЧНОГО
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ АСК ТП ВИПАРНОГО ВІДДІЛЕННЯ
ЦУКРОВОГО ЗАВОДУ**

УДК 664.1:681.5: 519.71

Фесенко А. М. «Визначення впливу випарювання соку на якісні показники для математичного забезпечення АСК ТП випарного відділення цукрового заводу»

В статті розглянуто ефективність роботи випарних відділень цукрових заводів в Україні, і, відповідно вплив роботи АСК ТП випарних відділень цукрових заводів, що забезпечують парою всі основні енергоефективні відділення цукрового виробництва.

Проведено аналіз проблем у цукровому виробництві і показників технологічного характеру у головному відділенні цукрового заводу - випарному. Визначено значний вплив роботи випарного відділення на енергоефективність роботи цукрового заводу та на якість цукрової продукції заводу. На основі проведеного аналізу було визначено вплив та залежність технологічних показників та показників тривалості процесу випарювання на якісні показники соку при випарюванні та на кінцевий результат цукрового виробництва - якість цукру.

Проведено аналіз проблеми функціонування автоматизованих систем управління технологічним процесом випарювання.

В роботі відображено шляхи вирішення проблем, що виникають при зниженні якості продукції, порушенні режиму випарювання і невідповідному реагуванні АСК ТП на ці збудження.

У зв'язку зі складністю процесу випарювання соку у (БВУ) багатокорпусній випарній установці і впливом різних показників процесу випарювання, як технологічного так і якісного характеру, визначено основні вектори процесу управління в АСК ТП випарювання соку.

Для вирішення цієї проблеми розглянуто та запропоновано більш сучасні критерії ефективності цукрового виробництва на основі нормативних вимог та застосуванні сучасних теоретичних підходів та практичного досвіду. Запропоновано впровадження та використання критеріїв якості для математичного забезпечення АСК випарним відділенням, що дасть можливість застосувати енергоефективні та конкурентно спроможні технології у виробництві цукрової продукції. Обґрунтована ефективність запропонованих критеріїв та математичних моделей, що враховують вплив збуджень, які мають місце в технологічному процесі, на тривалість випарювання.

Наведено алгоритм, що дає можливість застосувати запропоновані моделі у системі АСК ТП. На основі проведених досліджень та розрахунків є підстава стверджувати, що отримані залежності якісних показників від тривалості та технологічних показників випарювання можна використовувати у математичному забезпеченні системи автоматизованого керування випарюванням соку у БВУ цукрового заводу.

Ключові слова: математична модель, показники якості, багатокорпусна випарна установка, критерії ефективності, технологічний процес, автоматизована система керування.

Фесенко А. М. «Определение влияния выпаривания соку на качественные показатели для математического обеспечения АСУ ТП выпарного отделения сахарного завода»

В статье рассматривается эффективность работы выпарных отделений сахарных заводов Украины и, соответственно, влияние работы АСУ ТП на энергоэффективность всего завода, поскольку данное отделение обеспечивает паром все основные подразделения сахарного производства.

Был проведен анализ существующих в сахарном производстве проблем и показателей технологического характера в главном отделении сахарного завода – выпарном. Было установлено, что работа выпарного отделения оказывает значительное влияние на энергоэффективность завода в целом и на качество сахарной продукции завода. Основываясь на проведенном анализе, было установлено влияние и зависимость технологических показателей и показателей длительности процесса выпаривания на качественные показатели сока во время выпаривания и на конечный результат сахарного производства – качество сахара.

Проведен анализ проблем в функционировании автоматизированных систем управления технологическим процессом выпаривания.

В работе отражены пути решения проблем, что возникают при снижении качества продукции, нарушении режима выпаривания и несоответствующем реагировании АСУ ТП на эти возмущения.

В связи со сложностью процесса выпаривания соку в многокорпусной выпарной установке (МВУ) и влиянием разнообразных показателей процесса выпаривания, как технологического, так и качественного характера, определены основные векторы процесса управления в АСУ ТП выпаривания соку.

Для решения этой проблемы рассмотрены и предложены более современные критерии эффективности сахарного производства на основе нормативных требований и применении современных теоретических подходов и практического опыта. Предложено внедрить и использовать критерии качества для математического обеспечения АСУ выпарным отделением, что даст возможность применить энергоэффективные и конкурентоспособные технологии в производстве сахарной продукции. Обоснована эффективность предложенных критериев и математических моделей, которые учитывают влияние возмущений, формирующихся в технологическом процессе, на время выпаривания.

Разработан алгоритм, который дает возможность применить предложенные модели в АСУ ТП. На основе проведенных исследований и расчетов можно утверждать, что полученные зависимости качественных показателей от длительности выпаривания и его технологических показателей повышают точность математического обеспечения системы автоматизированного управления выпариванием сока в МВУ сахарного завода.

Ключевые слова: математическая модель, показатели качества, многокорпусная выпарная установка, критерии эффективности, технологический процесс, автоматизированная система управления.

A. Fesenko "Determination of the influence of the evaporation of juice on qualitative indicators for the mathematical support of Automated Process Control Systems of the Sugar Mill Evaporator"

The article considers the effectiveness of Ukrainian sugar mill evaporator operation and the influence of their Automated Process Control Systems (APCS) on energy effectiveness of the whole factory because this department provides all main sections of sugar production with steam.

Author worked out the analysis of current issues in sugar production and technological indicators in the main department of the sugar mill, evaporation department. It was determined the evaporation department operation considerably affects both the energy effectiveness of the factory and the quality of sugar products. Based on the analysis, the influence and dependence of technological indicators and indicators of the duration of the evaporation process on the qualitative indicators of juice during evaporation and on the quality of sugar were determined.

The analysis of problems in functioning automated process control systems of evaporation process was conducted.

The work shows the ways of solving problems that appear while decreasing the quality of products, the evaporation mode is violated and the inappropriate response of the APCS to these disturbances.

Because of complexity of the juice evaporation in the multiple evaporation station (MES) and influence of various indicators of the evaporation both technological and qualitative nature, the main vectors of the management in automated process control systems of the juice evaporation were determined.

To solve this issue, more modern criteria for the sugar production effectiveness are considered, and proposed on the basis of regulatory requirements and the application of modern the oretical approaches and practical experience. It is proposed to apply and use qualitative criteria for the mathematical support of the APCS at the evaporation department, which will make it possible to apply energy-efficient and competitive technologies in the production of sugar products. The effectiveness of the proposed criteria and mathematical models is substantiated, which take into account the influence of disturbances formed in the technological process on the evaporation duration.

An algorithm has been developed that makes it possible to apply the proposed models in the automated process control system. On the basis of the studies and calculations, it can be argued that the obtained dependences of the qualitative indicators on the duration of the evaporation and its technological indicators increase the accuracy of the mathematical support of the automated process control system for juice evaporation in the MES of a sugar mill.

Keywords: mathematical model, qualitative indicators, multiple evaporation station, criteria of effectiveness, technological process, Automated Process Control Systems.

Вступ

Підвищення випуску якісної конкурентноспроможної цукрової продукції для держави є актуальним питанням для продуктового забезпечення населення України. Цукрове виробництво характеризується такими важливими показниками як продуктивність, енергоефективність виробництва та якість продукції. Однію із таких важливих ланок у виробництві цукру є цукровий завод.

Для отримання конкурентноспроможної продукції у цукровій галузі України необхідно більше уваги приділяти втіленню сучасних технологій, в яких використовується АСК ТП.

АСК ТП застосовують комп'ютерно-програмне забезпечення, побудоване на застосуванні інтелектуальних підходів у сисемі керування виробничим процесом, а також застосуванню новтнього обладнання на цукрових заводах, які повинні відповідати сучасним вимогам і досягненням науки та техніки [1].

Актуальність проблеми

Це питання є актуальним тому, що цукрове виробництво є одним з найбільш енергозатратних та технологічно досить складним, що має вагу при значній дороговизні енергоресурсів. Відповідно, виникає питання щодо оптимізації у цукровому виробництві таких складових, як застосування сучасних технологій та обладнання, енергозатратності, випуску якісної конкурентноспроможної продукції та енергоефективності виробництва. Вирішення цих проблем вирішується застосуванням сучасних автоматизованих систем керування технологічними процесами. Для підвищення ефективності роботи технологічного комплексу цукрового заводу доцільно удосконалювати математичне забезпечення у системах автоматизованого керування технологічним процесом, тощо, моделями, методами та алгоритмами діагностики і прогнозування, які дозволять у реальному часі оперативно виявляти, розпізнавати і прогнозувати зміни в технологічному процесі. При цьому, важливим питанням є визначення впливів різних факторів та показників технологічного процесу, застосування їх у математичному забезпеченні системи автоматизованого керування відділеннями цукрового заводу, що дасть можливість підвищити ефективність цукрового виробництва до сучасних вимог [1 – 2].

Аналіз останніх досліджень

Отримання енергоефективних та якісних показників цукрового забезпечується застосуванням ефективних технологій виробництва, обладнання, компютеризацією та безпечною організацією цукрового виробництва. На цукрових заводах застосовуються неперервні технологічні процеси зі складними комплексами енергетичних і матеріальних потоків і жорсткими вимогами до якості продукції, безпеки виробничих процесів та до екологічних вимог щодо впливу на навколишнє середовище.

Цукровий завод, що є складовою цукрового виробництва складається з таких головних автоматизованих відділень, як дифузійне, сокоочисне, випарне та кристалізаційне. Основним відділенням, що найбільш впливає на енергоефективність виробництва та якість продукції є випарне, яке приймає, перероблює та розподіляє пар по інших відділеннях. Неперервні технологічні процеси, що мають місце на цукрових заводах, характеризуються багатьма зв'язаними між собою техніко-технологічними процесами (ТП), і одним з таких процесів є випарювання, що здійснюється у багатокорпусних випарних установках у випарному відділенні. БВУ здійснює випарювання соку до заданих показників (якісних та кількісних) та забезпечує вторинними парами теплообмінне обладнання по інших відділеннях заводу [3].

Таким чином, робота БВУ скерована на підтримку необхідного технологічного режиму випарювання, з фіксованими розрахованими значеннями показників ТП, стабілізації рівнів розчину в апаратах, отримання сиропу з відповідними якісними показниками та забезпечення користувачів паром.

Забезпечити наведені складові ТП випарювання, що мають місце при роботі випарного відділення, можна лише тільки при:

- використанні якісної сировини з розрахованими показниками;
- контролі динамічності змін розчину при роботі БВУ, що викликані зміними показниками тепло- та масообмінних процесів;
- покращанні реагування АСК на зміни в технологічному процесі випарювання;
- зменшенні складності та ємкості інженерних розрахунків теплового процесу випарювання, що застосовуються в математичному забезпеченні системи автоматизованого керування відділення.

Останні показники пов'язані з тривалістю виконання процесу випарювання, що вказує на особливу важливість цих показників при виконанні технологічного процесу.

Підвищення вимог до якості цукрової продукції, що виробляється в Україні, до нормативних європейських вимог та вимог, що використовуються у країнах з розвинутою цукровою галуззю дасть можливість отримувати конкурентноспроможну цукрову продукцію [4 – 5].

Серед значної кількості показників, що характеризують якість соку при випарюванні відносять чистоту, концентрацію, кольоровість, каламутність тощо. Не відповідність показників якості, які отримуються після випарювання є однією з основних причин погіршення якості цукру. Найчастіше, закордонні виробники, використовують такий якісний показник цукрової продукції, як кольоровість, що характеризується речовинами, що з'являються у процесі переробки та зберігання продукції. Значне наростання кольоровості спостерігається при згущенні соку зниженої якості та при інших порушеннях режиму випарювання. Крім того із-за відхилень у технологічних процесах, що мають місце на дільницях дифузії та очищені соку, буде здійснюватися загоряння поверхні нагрівання БВУ, що буде приводити до збільшення терміну перебування соку у випарних апаратах установки і відповідно зростатиме кольоровість соку [4 – 8].

Крім того, важливими складовими, що впливають на порушення режиму роботи БВУ і, відповідно, впливають і на кольоровість соку, є недостатня подача соку з відділення сатурації, не забезпечення необхідного рівню соку та відповідної тривалості перебування соку у корпусах БВУ. Кольоровість, що виникає при згущенні соку у випарному відділенні залежить не тільки від якісних показників соку, а і від техніко-технологічних показників процесу випарювання у БВУ [9 – 10].

Для виконання плану заходів з імплементації Угоди про асоціацію між Україною та Європейським Союзом і їхніми державами-членами на 2017-2019 роки, Мінагрополітики запровадило положення Директиви Ради ЄС № 2001/111/ЄС від 20 грудня 2001 р. про відповідні певні види цукру, призначені для харчового споживання відповідно вимог ЄС. Основними показниками, якості цукру є зміст сахарози, золя, редукованих речовин, вологості та кольоровості [6 – 7]. Одним з основних якісних показників цукру, що використовуються Європейським Співтовариством і державами, які ефективно займаються виробництвом цукру, а також відповідно ДСТУ 4623:2006, є кольоровість. Нормативні значення показників кольоровості у розчині, для 1-4 категорій цукру визначаються в одиницях ICUMSA. Аналіз якісних характеристик та вимог до цукру у цукровому виробництві наведено у роботах [1, 4, 5, 8 – 10].

Зростання кольоровості залежить і від витримування оптимальних параметрів процесу випарювання, а саме: підтримання тиску пара, рівня соку в корпусах БВУ, рівномірної подачі соку на ВУ, температури в апаратах, а також появи накипу у трубках БВУ тощо. Ці показники, що впливають на зміни якісних показників соку, можна поділити на технічні та технологічні, і відхилення зазначених параметрів від оптимальних величин впливає на тривалість перебування соку в апаратах і його температуру, від чого і залежить наростання кольоровості. Відповідно, виходячи з сутності процесу випарювання, треба відмітити необхідність контролю показників, що постійно змінюються в залежності від змін показників розчину у процесі випарювання. [3,11 – 13].

Контроль за показниками процесу випарювання здійснює АСК випарного відділення, система управління якої базується на застосуванні математичного забезпечення, у якому використовується методика розрахунку теплового, або матеріального балансу теплового процесу випарювання.

Складність інженерних розрахунків теплового процесу випарювання полягає у тому, що необхідно знати велику кількість показників, що будуть використовуватися для визначення необхідних параметрів ТП випарювання, таких як теплотехнічні якості розчину, витрату розчину, температуру розчину, тиск пару, тощо. Крім того, у розрахунку безпосередньо не використовується показники якості соку.

При цьому, для теплового розрахунку процесу випарювання, що полягає у визначенні у кінці розрахунку площі поверхні теплообміну випарних апаратів та витрати пару, застосовується досить складна методика розрахунку, де використовують значну кількість різного виду критеріїв (Рейнольдса, Нунсельта, тощо) та усереднених значень показників.

Виходячи з наведеного, можна відмітити, що методика розрахунку теплового процесу, де не використовується критерії якості та застосовується значна кількість значень показників, що, ускладнюють визначення реальних значень ТП випарювання, що, в свою чергу, призводить до збільшення терміну на процес випарювання, і відповідно, зниженню ефективності процесу випарювання та роботи АСК у цілому [3,11 – 14].

В наш час, на відміну від класичної теорії управління, об'єктом вивчення якої є одновимірні системи, що описуються лінійними диференціальними рівняннями з постійними коефіцієнтами, сучасна теорія управління застосовує результати, що використовуються для різних класів багатовимірних систем, які можуть задаватися різного виду рівняннями. Сучасна теорія управління включає в себе теорію оптимального управління, тобто оптимальні системи, при функціонуванні яких мінімізується або максимізується заданий функціонал якості. Крім того, важливим питанням, щодо визначення ефективності процесу випарювання є визначення якісних критеріїв управління [15].

Виходячи з наведеного аналізу, можна зробити висновки, що для досягнення цієї мети необхідно застосовувати удосконалене математичне забезпечення АСУ у випарному відділенні, яке дасть можливість привести якісні показники розчину до нормативних. Побудова та запровадження ефективних моделей для АСК, що реагують на зміни у ТП випарного відділення дадуть можливість підвищити ефективність виробництва, енергоефективність та якість продукції.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є підвищення якості продукції впродовж випарювання соку у БВУ цукрового заводу за рахунок розробки та впровадження сучасних математичних моделей, методів та алгоритмів автоматизованого керування, які враховують якісні критерії випарювання для застосування у математичному забезпеченні АСК ТП.

Для досягнення поставленої мети було визначено наступні задачі: аналіз та обґрунтування застосування сучасних критеріїв, алгоритмів та моделей що дають можливість визначення якості цукрової продукції впродовж процесу випарювання, а також оцінка і визначення різного виду показників та збурень, що впливають на якість продукції та тривалість випарювання, і які використовуються у математичному забезпеченні АСК ТП випарного відділення.

Результати досліджень

БВУ працюють в невизначених умовах, що поділяються по невизначеності мети, невизначеності зовнішнього середовища та невизначеності особи, що приймає рішення. Основою ефективності ТП випарювання є правильна визначеність мети - задання критерію функціонування. Найбільш ефективним критерієм функціонування БВУ може бути критерій, який би враховував всі проблемні питання процесу випарювання. Але нестационарність роботи БВУ, що викликана змінними в часі параметрами уварюваного розчину та змінними показниками тепло- та масообмінних процесів випарювання, ускладнює визначення такого загального критерію і знижує ефективність цього критерію.

Всі збурення, що виникають при виварюванні призводять до нестационарності роботи БВУ, що в свою чергу приводять до збільшення терміну на випарювання, і, відповідно до впливу на такий якісний показник, як кольоровість.

Для забезпечення ефективного керування процесом випарювання БВУ по якісному показнику для математичного забезпечення АСК ТП, пропонується метод автоматичного

зосередженого керування окремими параметрами процесу випарювання в умовах нестаціонарності та змінності статичних та динамічних параметрів. Метод автоматичного зосередженого керування по якісних показниках базується на наступних функціях:

1. Інформаційні – збирання, обробка та збергання інформації про початковий та кінцевий стан об'єкта управління, а також про показники, що характеризують стан об'єкта у процесі випарювання.

2. Визначення відхилень технологічних та технічних параметрів від розрахункових нормативних значень, а також показників стану обладнання та розчину, що випаровується.

3. Розрахунок значень величин та показників, що визначаються розрахунковим способом.

4. Відображення та реєстрація інформації.

5. Обмін інформацією для АСК з іншими виробничими підрозділами цукрового заводу та оператором.

Управляючі функції повинні підтримувати екстремальні значення критерію управління при виникненні збуджень, що впливають на процес випарювання. При цьому управляючі функції поділяються на наступні групи:

– перша – визначення оптимального впливу;

– друга – реалізація цього впливу шляхом формування управляючих впливів на об'єкт управління (стабілізація, програмне управління, програмно-логічне управління).

Зміст метода полягає у тому що перед початком роботи БВУ необхідно визначити параметри ТП і провести в АСК розрахунок теплового режиму роботи БВУ. Стандартний тепловий розрахунок процесу випарювання полягає у визначенні показників випарюванні, на основі розрахунку теплового та матеріального балансів.

Розрахунок багатокорпусної випарної установки, як правило, виконується у два етапи: спочатку виконується проєктний розрахунок з метою визначення параметрів роботи установки у корпусах, визначення поверхні і розмірів гріючої камери, а потім проводять розрахунок перевірки з метою уточнення параметрів процесу і умов теплопередачі в корпусах БВУ.

Вихідні дані для розрахунку БВУ повинні включати: продуктивність установки та число корпусів, склад випарюваного розчину, його початкову і кінцеву концентрації, параметри властивостей гріючої пари (тиск і температуру), а також тиск вторинної пари.

Стандартний тепловий розрахунок складається з наступних розрахунків: розрахунок випарювання води, визначення температурних депресій та густини розчину за корпусами, коригування температурної депресії та тиску розчину, визначення значень температури гріючої пари, вторинної пари, розчину, розрахунок витрати гріючої пари, випареної води по корпусам, кінцевих концентрацій, визначення коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі, розрахунок теплового навантаження і площ нагріву ВУ[3 – 4].

Різниця запропонованого методу від існуючих полягає в тому, що в стандартний розрахунок теплового навантаження вноситься критерій якості - кольоровість, і вже у відповідності до вимог щодо якості продукції, проводяться тепловий та матеріальний розрахунки процесу випарювання. Якісний показник визначається за допомогою фотоколометричного визначення кольоровості, і по алгоритму розрахунку теплового режиму випарювання, визначається коригована концентрація розчину. По вхідних показниках, використовуючи теорію теплового та матеріального балансу, запропоновано математичну модель, що дає можливість визначати показники кольоровості на всіх етапах випарювання.

При цьому є можливість здійснювати коригування теплового процесу випарювання по якісних показниках в АСК випарного відділення на всіх етапах випарювання. При цьому коригування технологічних показників соку здійснюється для всіх 4-х категорій, що характеризують якість цукру.

Удосконалення методики розрахунку теплового режиму роботи випарної установки полягає у введенні критерію якості розчину у математичне забезпечення АСК. Алгоритм

розрахунку, що забезпечує метод автоматичного зосередженого керування процесом випарювання відображено на рис. 1[16].

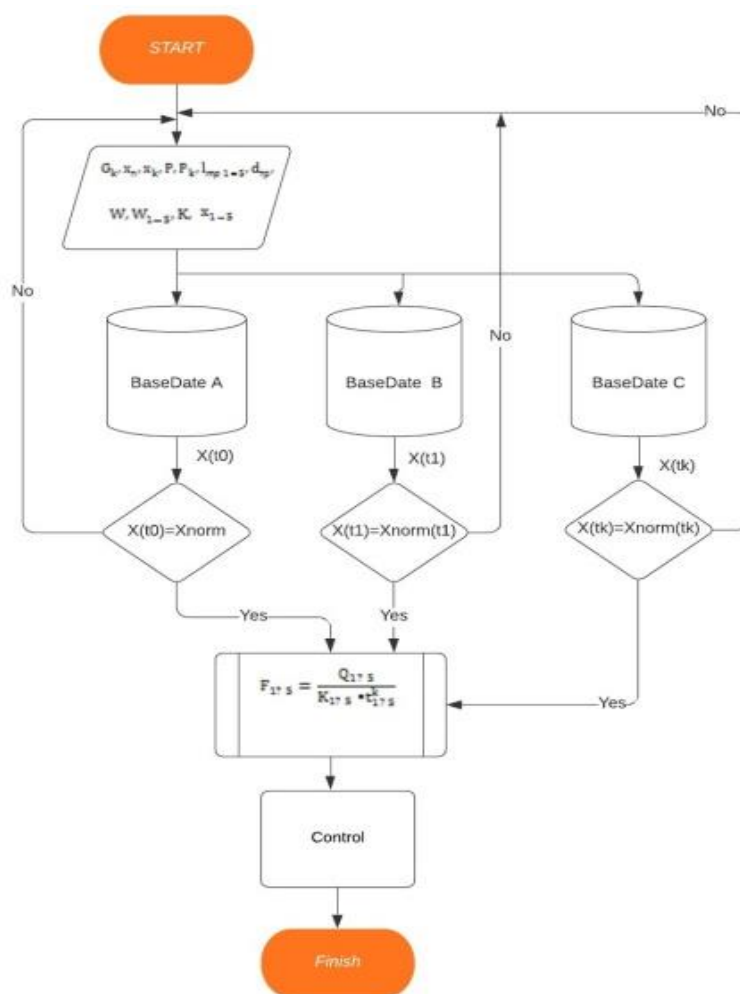


Рис. 1. Блок-схема алгоритму удосконаленого розрахунку теплового режиму випарювання для математичного забезпечення АСК ТП

У блок схемі відображено рух даних ТП випарювання до бази даних (А, В, С) та отриманні вихідних показників теплового розрахунку – теплового навантаження, та кількості пару та розчину, необхідних для АСК випарної станції.

Типові збурення, що призводять до нестаціонарності роботи АСК, поділяють на зовнішні та внутрішні. Всі ці збурення, що призводять до нестаціонарності роботи БВУ, що в свою чергу приводять до збільшення терміну на випарювання і, відповідно до підвищення значень такого якісного показника, як кольоровість. Для мінімізування цих збурень, які виникають під час процесу випарювання, необхідно ввести в теплових розрахунок процесу випарювання критерій якості, який дасть можливість визначити кольоровість впродовж всього процесу випарювання і контролювати якісні показники розчину, які можна буде використовувати в АСК випарним відділенням для контролю та регулювання ТП випарювання, відповідно запропонованого алгоритму розрахунку теплового процесу для АСК.

Тому для визначення впливу різних факторів на процес випарювання води з розчину у БВУ розглянуто рівняння матеріального балансу, що має вигляд [2, 7, 9,13]:

$$G_{II} = G_k + W \quad (1)$$

де G_{II} – продуктивність по початковому розчину, кг/год;
 G_k – продуктивність по кінцевому розчину, кг/год;

W – загальна кількість випареної води, кг/год.

У розчині, що випарюється у БВУ, присутній такий показник як кольоровість (K), який затверджено нормативними вимогами, і відповідно затвердженої методики, наведеної у ДСТУ 4866:2007/ГОСТ 12572-2007, визначається у лабораторних умовах на виробництві за допомогою фотоколометричного способу наступним чином:

$$K = \frac{1000 \cdot D_{560}}{c \cdot l} \quad (2)$$

де c – концентрація, г/дм³; D_{560} – значення оптичної густини цукрового розчину у БВУ за довжини хвилі 560 нм; l – довжина кювети, см. (5 см – для сиропу);
1000 – коефіцієнт перерахування кольоровості в одиниці ICUMSA [5].

Цей показник впродовж випарювання змінюється разом зі зміною балансу розчину, тому рівність твердої речовини можна відобразити у вигляді:

$$G_{II} K_{II} = G_K K_K, \quad (3)$$

де K_{II} та K_K – початкове та кінцеве значення кольоровості розчину, що випарюється, од. ICUMSA.

Скориставшись формулами (1) та (3), визначимо загальну кількість води (W)_з, що випаровується при кольоровості, яку необхідно мати для отримання якісного продукту:

$$W_3 = G_{II} \left(1 - \frac{K_{II}}{K_K}\right). \quad (4)$$

Визначивши залежність кольоровості та концентрації розчину від випареної води для регулювання кольоровості розчину, що отримаємо після випарювання, треба визначити чутливість АСК випарного відділення до збурень, що виникають від впливу тепла, що витрачається для випарювання, а також продуктивність та склад розчину, що подається на випарювання. З рівняння (4) можна визначити значення якості продукції, яке буде мати вигляд:

$$K_K = \frac{K_{II} \cdot v}{1 - \frac{W \cdot s}{G_{II}}}, \quad (5)$$

де v – емпіричний коефіцієнт оптичної густини розчину (0,2...0,8);

s – градульований показник випареної води [5].

Відображення диференціалу через кольоровість у формулі (5) дає можливість більш точно показати чутливість до різного виду збурень при випарюванні, результати підтверджуються моделлю, яка відображує вплив теплового режиму роботи БВУ на кольоровість. Чутливість змін кольоровості розчину до змін теплових процесів, що виникають при випарювання складає 1...1,5% [16, 17].

Збільшення терміну випарювання та збільшення температури кипіння призводить до зростання втрат цукру від термічного розкладу та наростання кольоровості сиропу. Наростання цукрових речовин та та втрати цукру корелюють між собою [19].

Відповідно, знаючи величину об'ємної втрати розчину із БА, і його густину можливо визначити величину середнього терміну перебування розчину у кожному ВА, і відповідно і у всій БВУ.

Нормативні та фактичні значення концентрації, а також кольоровості та значення кольоровості із розрахунків, проведених відповідно наведеної формули (5), наведено в таблиці 1. При цьому фіксувався термін випарювання розчину у БВУ.

Показники контролювались при роботі БВУ заводу з продуктивністю 3000 т. буряка/добу, з площами теплообміну по корпусах БВУ - 1к-2360м², 2к-3000м²; 3к-2360/1200м²; 4к-1200м²; 5к-100м², Значення показників кольоровості розчину для цих

режимів роботи БВУ (нормативного, фактичного та розрахованих) фіксувались до та після процесу випарювання [8, 19].

Таблиця 1.

Усереднені значення терміну випарювання та кольоровості у БВУ цукрових заводів з продуктивністю цукру - 3000 т/добу.

Режим випарювання	ВУ з площею теплообміну 3000 м ²				Термін випарювання, хв
	До випарювання		Після випарювання		
	Кольоровість розчину, од. ICUMSA	Концентрація розчину, %	Кольоровість розчину од. ICUMSA	Концентрація розчину, %	
Нормативний	210-260	13-17	260-320	62-70	50-70
Фактичний	280-450	12-18	320-700	60-72	101-118
Розрахований (по якісних показниках)	600-1500	4-16	60-120	40-83	-
Розрахований з корекцією (по якісних показниках)	230-260	15-16	320-380	67-68	-

Аналізуючи отримані значення, можна відмітити, що кольоровість, у середньому підвищується на 30-50%. Значення рН до та після БВУ коливалось у межах від 8,3 та 9,1, а СР від 14% до 70%. В процесі випарювання застосовувались різного виду хімічні препарати для очистки розчину у БВУ та різні види фільтрації розчину на переддифікації перед випарюванням, із застосуванням сучасних хімреактивів.

Висновки

В роботі проведено аналіз щодо ефективності існуючих підходів по математичному забезпеченню АСУ ТП випарювання, що є перспективним напрямком по підвищенню конкурентноспроможності цукрової продукції. Розглянуто види збурень, які мають місце при випарюванні соку, і їх вплив на показники ефективності виробництва. Значення показників якості, що використовувались у запропонованій методиці, при розрахунках теплового режиму роботи ВУ, дійсно залежать від змін матеріального та теплового балансу розчину, що випаровується. Кориговані по якісних показниках концентрації розчину, відповідно розрахунку теплового режиму роботи БВУ, підтверджується досить добрими показниками чутливості змін кольоровості розчину до зміни у тепловому процесі. Запропоновані метод та алгоритм для математичного забезпечення АСУ випарного відділення дають можливість підвищити ефективність цукрового виробництва та підвищити якість продукції [16].

Список використаних джерел

1. Вимоги до виробництва цукру приведено у відповідність до європейських. Урядовий портал. – Режим доступу: <https://www.kmu.gov.ua/ua/news/vimogi-do-virobnictva-cukru-privedeno-u-vidpovidnist-do-yevropejskih>.
2. Власенко Л. О. Підвищення ефективності функціонування технологічного комплексу цукрового заводу за рахунок використання методів діагностики та прогнозування /Л. О. Власенко, А. П. Ладанюк/ Восточно-Европейский журнал передовых технологий, 2010. – Вип. 2/3 (44). – С. 57-62.
3. Штангеев К. О. Випарні установки та теплові схеми цукрових заводів. ЮНІДО, Київ, 2015.

4. ДСТУ 4623-2006. Національний стандарт України. Цукор білий. Технічні умови. Київ, 2007.
5. Методи визначення кольоровості і каламутності розчину. ДСТУ 4866:2007/ГОСТ 12572-2007. Київ: Держспоживстандарт України, 2007.
6. Качество сахара и пути его повышения. – Режим доступу: <https://works.doklad.ru/view/1o83b5aGd64/all.html>.
7. Штангеев К.О. Час перебування розчину у випарній установці / К.О. Штангеев/ Матеріали міжнародної науково-технічної конференції «Перспективи розвитку цукрової промисловості України». НУХТ, К., 2019. –С. 98-101.
8. Кривовоз А.Г., Цветность – показатель качества пищевых продуктов /А. Г. Кривовоз, Ю. И. Сидоренко / Пищевая промышленность, 2009. –Вип. 11. – С. 14.
9. Ляшенко С.О. Обґрунтування застосування показників якості в енерго– та екологічно ефективних АСУ цукрового виробництва / Ляшенко С. О., А. М. Фесенко, О. С. Ляшенко, В. М. Кісь // Інженерія природокористування: науковий журнал, 2019.– Вип.4(14)– С. 47-56.
10. Нарастание цветности на выпарной установке. Агропромышленный портал России. – Режим доступу: <http://agro-portal24.ru/tehnologiya-sahara/6927-narastanie-cvetnosti-na-vuparnou-ustanovke.html>.
11. Ляшенко С.А. Определение параметров производственных опасных факторов для моделирования процесса выпаривания в сахарном производстве / С.А. Ляшенко, А. М. Фесенко, А.С. Ляшенко /Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. «Механізація сільськогосподарського виробництва», 2017. Вип. 180.– С. 182-190.
12. Процеси та апарати хімічних виробництв. Distance Learning. СумДУ – Режим доступу: <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266104/index.html>.
13. Выпаривание и выпарные агрегаты – Режим доступу: <https://allbeton.ru/upload/iblock/188/viparivanie-i-viparnie-agregati.pdf>.
14. Опорний конспект лекцій з дисципліни «Теорія прийняття рішень» – Режим доступу: <http://dspace.tneu.edu.ua/retrieve/52501/lek.pdf>.
15. Ковриго Ю. М. Сучасна теорія управління. Частина 2. Прикладні аспекти сучасної теорії управління: підручник для студ. спеціальності 151 «Автоматизація та комп'ютерно-інтегровані технології», спеціалізацій «Автоматизоване управління технологічними процесами», «Комп'ютерно-інтегровані технологічні процеси та виробництва» / Ю. М. Ковриго, О. В. Степанець, Т. Г. Баган, О. С. Бунке /. КПІ ім. Ігоря Сікорського, Київ, 2017. – 155 с.– Режим доступу:https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/23117/1/Suchasna-teoriia-upravlinnia_Kovrygo_et.al.pdf.
16. Liashenko S. Determination and Estimation of the Influence of different Types of Disturbances on the Thick Juice Colour to Apply in Automated Process Control Systems of the Sugar Mill Evaporator /S. Liashenko, A. Fesenko, O. Liashenko, V. Kis, H. Ivashchenko /International Journal of Emerging Trends in Engineering Research, 2020. – Том 8, Вип. 5,– С. 2133-2139.
17. Ladanyuk A. Evaporator control under conditions of uncertainty: intellectualization of applied functions. / A. Ladanyuk, V. Kyshenko, O. Shkolna/ Scientific works of The National University of Food Technologies, 2015. – volume 21, issue 6. – pp.7-15.

References

1. Requirements for sugar production are brought in line with European ones. Government portal. – Available at: <https://www.kmu.gov.ua/ua/news/vimogi-do-virobnictva-cukru-privedenou-vidpovidnist-do-yevropejskih>.
2. Vlasenko L. O. Improvement of the efficiency of the technological complex of the sugar

mill through the use of diagnostic and forecasting methods /L. O. Vlasenko, A. P. Ladanyuk/
Eastern European Journal of Advanced Technology, 2010. – Iss. 2/3 (44). – pp.57-62.

3. Shtangeyev K. O. Evaporators and thermal schemes of sugar factories. YuNIDO, Kyiv, 2015.

4. DSTU 4623-2006. National standards of Ukraine. Whitesugar. Technical conditions, Kyiv, 2007.

5. Methods for determining the color and turbidity of the solution. DSTU 4866:2007/GOST 12572-2007. Kyiv: Derzhspozhyvstandart of Ukraine, 2007.

6. The quality of sugar and ways to improve it. – Available at: <https://works.doklad.ru/view/1o83b5aGd64/all.html>.

7. Shtangeyev K. O. The duration of staying the thin juice in the evaporator/ K. O. Stangeyev/ Proceedings of the international scientific and technical conference "Prospects for the development of the sugar industry of Ukraine". NUFT, K., 2019. –pp. 98-101.

8. Krivovoz A. G. Color is an indicator of food quality/A. G. Krivovoz, Yu. I. Sidorenko / Food industry, 2009. –Iss. 11. – pp. 14.

9. Liashenko S. O. Reasoning the use of qualitative indicators in energy efficient and environmental friendly automated process control systems of sugar production/ S. O. Liashenko, A. M. Fesenko, O. S. Liashenko, B. M. Kis // Engineering of nature management, 2019. –Iss.4(14)– pp. 47-56.

10. Increase in color in the evaporator. Agroindustrial portal of Russia. – Available at: <http://agro-portal24.ru/tehnologiya-sahara/6927-narastanie-cvetnosti-na-vyparnoy-ustanovke.html>.

11. Lyashenko S. O. Determination of parameters of occupational hazards to model the evaporation process in sugar production/ S. O. Lyashenko, A. M. Fesenko, O. S. Lyashenko /Bulletin of the KhNTUSG. «Mechanization of agriculture», 2017. Iss. 180. – pp. 182-190.

12. Processes and apparatus of chemical production. Distance Learning. SumSU – Available at: <https://dl.sumdu.edu.ua/textbooks/22852/266104/index.html>.

13. Evaporator sand evaporators – Available at: <https://allbeton.ru/upload/iblock/188/viparivanie-i-viparnie-agregati.pdf>.

14. Concise «Decision theory» – Available at: <http://dSPACE.tneu.edu.ua/retrieve/52501/lek.pdf>

15. Kovrigo Yu. M. Modern management theory. Part 2. Applied aspects of modern management theory: a textbook for students of specialties 151 «Automation and computer-integrated technologies», specializations «Automated process control», «Computer-integrated technological processes and production» / Yu. M. Kovrigo, O. V. Stepanets, T. G. Bagan, O. S. Bunke /KPI named after Igor Sikorsky, Kyiv, 2017. – pp. 155.– Available at: https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/23117/1/Suchasna-teoriia-upravlinnia_Kovrygo_et.al.pdf.

16. Liashenko S. Determination and Estimation of the Influence of different Types of Disturbances on the Thick Juice Colour to Apply in Automated Process Control Systems of the Sugar Mill Evaporator /S. Liashenko, A. Fesenko, O. Liashenko, V. Kis, H. Ivashchenko /International Journal of Emerging Trends in Engineering Research, 2020. – V. 8, Iss. 5. –pp.2133-2139.

17. Ladanyuk A. Evaporator control under conditions of uncertainty: intellectualization of applied functions. / A. Ladanyuk, V. Kyshenko, O. Shkolna/ Scientific works of The National University of Food Technologies, 2015. – vol.21, issue 6. –pp. 7-15.

Фролов Є.А.

Національний університет
«Полтавська політехніка
імені Юрія Кондратюка»
E-mail: kaf054@i.ua

Попов С.В.

Полтавський державний
аграрний університет
E-mail: stanislav.popov@pdaa.edu.ua

**ДЕТОНАЦІЙНО-ГАЗОВЕ ЗМІЦНЕННЯ ДЕТАЛЕЙ
ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРАННЯ**

УДК 621.78

Фролов С.А., Попов С.В. «Детонаційно-газове зміцнення деталей двигунів внутрішнього згорання»

Робота присвячена підвищенню надійності та довговічності деталей циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання. Зміцнення деталей машин можливе за рахунок застосування спеціальних технологічних процесів. Сучасні матеріали та покриття повинні задовольняти високим робочим температурам і навантаженням. Хромування, борування та іонно-плазмове напилення не задовольняють встановленим вимогам якості. Алюмінієвий поршень зазнає руйнувань в районі головки. Це проявляється у накопиченні шпарин, каналів, слідів вимивання сплаву. Окрім цього, внаслідок нагрівання, втрачається міцність алюмінієвого сплаву більше, ніж у 2 рази.

Запропоновано створення та застосування покриття, яке б витримувало робочі температури понад 2000°C, а також ударно-пульсуючі навантаження. Пропонується детонаційно-газовий метод напилення. Він характеризується універсальністю матеріалів: від полімерів до тугоплавкої кераміки, любі метали і сплави. Напилені частинки володіють високою кінетичною енергією. Покриття характеризується високою міцністю, яка сягає 180...200 МПа, твердістю HRCe 60, мінімальною шпаринністю. Температурний вплив при напиленні на заготовку незначний. Запропоновано послідовність підготовчих операцій. Зміцненню підлягали поршень та жарове кільце на детонаційно-газовій установці «УН-102». Застосовувався маніпулятор, що використовує енергію пострілу установки. Отримані поверхні характеризуються регулярною макроструктурою (хвилястістю). Нанесенню підлягав нікель-алюмінієвий сплав. Товщиною покриття – 150...270 мкм, твердість – HV 550, адгезія до основи – 94...100 МПа.

Результати досліджень на деталях циліндро-поршневої групи засвідчили зниження робочих температур, внаслідок припрацьовування покриття та якісного ущільнення камери згорання. Довговічність кілець становить $1,6 \cdot 10^6 \dots 2,3 \cdot 10^6$, що свідчить про значне підвищення опору втомі та ресурсу роботи. Запропонована технологія є придатною та рекомендується до впровадження у серійне виробництво.

Ключові слова: детонаційно-газове зміцнення, поршень, жарове кільце, напилення, покриття.

Фролов Е.А., Попов С.В. «Детонационно-газовое упрочнение деталей двигателей внутреннего сгорания»

Работа посвящена повышению надежности и долговечности деталей цилиндропоршневой группы двигателей внутреннего сгорания. Упрочнения деталей машин возможно за счет применения специальных технологических процессов. Современные материалы и покрытия должны удовлетворять высоким рабочим температурам и нагрузкам. Хромирование, борирование и ионно-плазменное напыление не удовлетворяют установленным требованиям качества. Алюминиевый поршень испытывает разрушений в районе головки. Это проявляется в накоплении щелей, каналов, следов вымывания сплава. Кроме этого, вследствие нагревания, теряется прочность алюминиевого сплава больше, чем в 2 раза.

Предложено создание и применение покрытия, которое бы выдерживало рабочие температуры более 2000°C, а также ударно-пульсирующие нагрузки. Предлагается детонационно-газовый метод напыления. Он характеризуется универсальностью материалов: от полимеров до тугоплавкой керамики, любые металлы и сплавы. Напыленные частицы обладают высокой кинетической энергией. Покрытие характеризуется высокой прочностью, которая достигает 180 ... 200 МПа, твердостью HRCe 60, минимальной пористостью. Температурное воздействие при напылении на заготовку незначительно. Предложена последовательность подготовительных операций. Упрочнению подлежали поршень и жаровое кольцо на детонационно-газовой установке «УН-102». Применялся манипулятор, использующий энергию выстрела установки. Полученные поверхности характеризуются регулярной макроструктурой (волнистостью). Нанесению подлежал никель-алюминиевый сплав. Толщиной покрытия – 150 ... 270 мкм, твердость – HV 550, адгезия к основанию – 94 ... 100 МПа.

Результаты исследований на деталях цилиндропоршневой группы показали снижение рабочих температур, вследствие приработки покрытия и качественного уплотнения камеры сгорания. Долговечность колец составляет $1,6 \cdot 10^6 \dots 2,3 \cdot 10^6$, что свидетельствует о значительном повышении сопротивления усталости и ресурса работы. Предложенная технология пригодна и рекомендуется к внедрению в серийное производство.

Ключевые слова: детонационно-газовое упрочнение, поршень, жаровое кольцо, напыление, покрытие.

E. Frolov, S. Popov "Detonation and gas strengthening of internal combustion engine parts "

The work is dedicated to improving the reliability and durability of parts of a piston cylinder group of internal combustion engines. Strengthening of machine parts is possible due to the application of special technological processes. Modern materials and coatings must meet high operating temperatures and loads. Chromium plating, boring and ion-plasma spraying do not meet the established quality requirements. The aluminium piston is destroyed in the area of the head. This is manifested in the accumulation of holes, channels, traces of alloy leaching. In addition, as a result of heating, the strength of the aluminium alloy is more than doubled.

It is proposed to create and apply a coating that can withstand operating temperatures above 2000 ° C, as well as pulsating loads. A detonation and gas spraying method is proposed. It is characterized by the versatility of materials: from polymers to refractory ceramics, precious metals and alloys. The sawn particles have high kinetic energy. The coating is characterized by high strength, reaching up to 180... 200 MPa, HRCe 60 hardness, minimum width. The temperature influence during spraying on the workpiece is negligible. A sequence of preparatory operations is proposed. The piston and the heat ring on the UN-102 detonation gas plant were subject to hardening. A manipulator using the shot energy of the installation was used. The obtained surfaces are characterized by regular macrostructure (waviness). The application was subject to a nickel-aluminium alloy. The coating thickness is 150... 270 microns, the hardness is HV 550, the adhesion to the base is 94...100 MPa.

The results of the studies on the details of the cylindrical piston group showed a decrease in operating temperatures due to the finalization of the coating and the high-quality seal of the combustion chamber. The durability of the rings is $1.6 \cdot 10^6$... $2.3 \cdot 10^6$, which indicates a significant increase in fatigue resistance and work life. The proposed technology is suitable and recommended for implementation in batch production.

Keywords: *detonation-gas hardening, piston, heat ring, spraying, coating.*

Вступ

Надійність та довговічність роботи деталей циліндро-поршневої групи двигунів внутрішнього згорання суттєво впливає на життєвий цикл самого двигуна. Перспективним напрямком підвищення стійкості та довговічності цієї групи деталей є нанесення на їх робочі поверхні зміцнювальних покриттів.

У сучасному машинобудуванні особливе місце займають технології, що пов'язані з наданням робочим поверхням деталей машин необхідних властивостей, що забезпечують підвищення їх експлуатаційних характеристик [1 – 3].

Актуальність проблеми

Задача подальшого форсування двигунів внутрішнього згорання пов'язана перед усім із необхідністю покращення фізико-технічних властивостей деталей циліндро-поршневої групи за рахунок застосування нових жароміцних матеріалів та сучасних покриттів, що задовольняють температурі та навантаженням в конструкціях двигунів внутрішнього згорання.

Аналіз останніх досліджень

Існуючі технології створення захисних покриттів (хромування, борування, іонно-плазмове напилення) не задовольняють встановлені вимоги до деталей двигунів внутрішнього згорання, що працюють при високих температурах та значних навантаженнях [4 – 5].

Поршень, виготовлений з алюмінієвого сплаву АК4-1 із заштампованим кільцетримачем та камерою згорання із жароміцної сталі під час роботи зазнавав впливу продуктів згорання із максимальною температурою 2000°C та пульсуючим тиском 0,1...10 МПа. Під час роботи в умовах багатопаливності відбувається руйнування головки поршня (торцева і бічна поверхні) та кромки камери згорання. При огляді (після випробувань обкатки обсягом 500 годин) встановлено, що пошкоджені ділянки являють собою накопичення шпарин та каналів зі згладженими стінками та слідами вимивання сплаву. Таким чином, можливо припустити, що руйнування відбувалося за кавітаційно-ерозійним механізмом [4].

Окрім того, в результаті нагріву головки поршня до температури 450°C відбувається втрата міцності алюмінієвого сплаву – твердість після випробування, виміряна поблизу поверхні головки, склала HB 52...56 порівняно із початковою HB 121...126 [4].

Таким чином, захист поверхонь поршня, які зазнають пошкоджень від впливу високотемпературного газового потоку є вкрай актуальною задачею.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи було створення та застосування вже відомого покриття, яке б витримувало під час роботи температури понад 2000°C, а також діючий на нього ударний пульсуючий тиск.

Результати досліджень

Як засвідчили порівняльні випробування найбільш прийнятною є технологія і обладнання, що здійснює детонаційно-газове зміцнення.

Детонаційно-газовий метод напилення дозволяє не лише відновлювати робочі поверхні виробів та деталей, але й суттєво підвищити їх експлуатаційний ресурс. Для нанесення покриттів цим способом можуть бути використані практично любі матеріали: від полімерів до тугоплавкої кераміки, а також любі метали і сплави. Розмір частинок порошку, що застосовується для нанесення покриттів, зазвичай знаходиться у межах 5...100 мкм залежно від матеріалу порошку та потрібних параметрів шпаринності покриттів. Частинки, що напиляються, володіють надзвичайно високою кінетичною енергією. Це визначає рівень міцності покриттів. Він на порядок перевищує міцність зчеплення покриттів, що отримані іншими газотермічними та газоелектричними способами. Міцність покриттів може сягати 180...200 МПа, залежно від матеріалу покриття та деталі. До того ж детонаційно-газові покриття мають мінімальну шпаринність – до 0,5...1,0% (газополуменеві – 10%, а плазмові – 2%). При цьому, як правило, при формуванні покриття температура деталі при напиленні залежить від її розмірів, не перевищує 530 К, що відповідає низькому відпалу. Внаслідок малої тривалості процесу напилення, температурний вплив незначний. Відсутня деформація деталі, що напилюється.

До особливостей даного способу також слід віднести:

– можливість плавного та стійкого регулювання параметрів процесу в широких діапазонах. Це дозволяє для кожного матеріалу встановити найбільш оптимальні режими напилення;

– застосування дрібнодисперсних композиційних матеріалів для напилення дозволяє формувати покриття із шорсткістю від 10 до 20 мкм, що в деяких випадках не вимагає додаткової механічної обробки;

– висока енергія продуктів детонації, що прискорює частинки, і підвищує їх температуру дозволяє формувати покриття із тугоплавких матеріалів не лише на металевих деталях із твердістю поверхні HRC_e 60 та вище, але й на неметалевих матеріалах (скло, кераміка, дерево, картон та ін.).

Перед напиленням необхідно забезпечити виконання наступних підготовчих операцій:

– деталі повинні бути остаточно механічно оброблені окрім місць, що підлягають зміцненню. В цих місцях повинен бути видалений шар металу, що дорівнює товщині зміцнювального покриття;

– підготовка поверхні, зберігання і транспортування підготовлених під зміцнення відбувається у приміщенні при температурі не нижче 18°C та відносній вологості не вище 75%. При цьому не допускається наявність у навколишньому середовищі речовин, що сприяють корозії поверхонь, що зміцнюються;

– поверхні зміцнення підлягають струйно-абразивній обробці в спеціальній камері під

тиском стисненого повітря 0,4...0,6 МПа, відстань від зрізу сопла повітряного пістолета до оброблюваної поверхні 40...70 мм, кут нахилу потоку 60...90°;

– поверхні, що не підлягають зміцненню, захищаються від впливу струйно-абразивної обробки, а також подальшого напилення, спеціальними екранами;

– після струйно-абразивної обробки відбувається обдування стисненим повітрям для видалення частинок абразиву;

– якість підготовки поверхні деталі під зміцнення контролюється зовнішнім оглядом із застосуванням лупи 4-кратного збільшення. Шорсткість поверхні повинна бути Rz 80...100 за ГОСТ 2789.

Було зміцнено дослідну партію деталей двигунів внутрішнього згорання – поршень та жарове кільце. Напилення виконано на детонаційно-газовій установці «УН-102», до складу якої входить маніпулятор, що забезпечує синхронне переміщення деталі під час формування покриття. Загальний вигляд установки для детонаційно-газового зміцнення «УН-102» представлено на рис. 1, а технічна характеристика в табл. 1.

Жарове кільце являє собою кільце манжетного типу L-подібного перерізу. Одним своїм елементом – манжетою, контактуюче із циліндром, а другим – полкою – із поршнем. Таким чином здійснюється ущільнення камери згорання.

Під час роботи жарове кільце зазнає термічних та механічних навантажень. Температура жарового кільця становить від 300°C на манжеті до 420°C на полці. Руйнування кілець в експлуатації починається завжди з манжети та має втомний характер.

Дослідні поршні виконані без застосування жароміцної сталі для камери згорання, тобто контур камери було виконано повністю з алюмінієвого сплаву, а гострі кромки камери згорання мають заниження до центра [6].

Детонаційно-газовому напиленню було піддано зовнішню поверхню манжети жарового кільця. Напилення виконувалось із застосуванням оригінального маніпулятора, що використовує енергію пострілу детонаційно-газової установки.

Застосування даного маніпулятора дозволило отримати на поверхні жарового кільця покриття із суворо регулярною макроструктурою (хвилястістю). Це стало можливим завдяки високій точності ($\pm 0,05$ мм) відтворення кроків напилення (інтервалів між одиничними плямами), розрахованими виходячи з форми плями напилення, що забезпечило формування шару покриття із мінімальним рівнем залишкових напружень і, що особливо важливо, суворо однаковим за усією довжиною кола жарового кільця.



Рис. 1. Установка детонаційно-газового зміцнення «УН-102», встановлена на промисловому маніпуляторі

Технічна характеристика установки «УН-102»

Параметр	Значення
Калібр ствола, мм	20
Довжина ствола, мм	640...1840
Швидкострільність, цикл/с	до 15
Подача порошку до ствола	радіальна
Об'єм бункера дозатора, мл	160
Товщина покриття за 1 постріл, мкм	2...20
Коефіцієнт використання порошку	до 0,8
Робочі гази	газоподібне паливо (ацетилен, пропан, водень), кисень, азот (повітря)
Робочий тиск усіх газів, МПа	0,12±0,01
Співвідношення палива та кисню у горючій суміші	від 1:1 до 1:5
Швидкодія: газових клапанів, порошкових дозаторів, мс	12 ⁺² ; 16 ⁺²
Система охолодження	водяна, замкнена
Керування	дистанційне, автоматичне, програмоване
Напруга живлення, В	380/220
Найбільша споживана потужність, кВт	5
Габаритні розміри, мм	2500↔644↔1200
Маса, кг	360

Матеріал покриття – нікель-алюмінієвий сплав із товщиною покриття 150...270 мкм, твердістю – HV 550, адгезією до основи – 94...100 МПа. Після покриття кільце шліфувалося.

Порівняльні випробування щодо визначення температурного стану та втомної міцності жарового кільця, що здійснювались на підприємстві-виробникові двигунів внутрішнього згорання (Державне підприємство «Завод імені В.О. Малишева, м. Харків»), засвідчили наступне:

– на кільцях із зміцнювальним покриттям досягнуто (на 45°C на манжеті та 110°C на полці) зниження температури нагріву. Це зумовлено добрим припрацюванням покриття та, як наслідок, якісним ущільненням камери згорання;

– кільця із ущільнювальним покриттям, випробувані циклічним навантаженням (змінюється за знакопостійним циклом), мали довговічність $1,6 \cdot 10^6$; $1,83 \cdot 10^6$ та $2,3 \cdot 10^6$ циклів – для серійних кілець.

Отже, можливо стверджувати про значне підвищення опору втомі жарових кілець, зміцнених детонаційно-газовим методом. Як наслідок, маємо підвищення ресурсу.

Висновки

Отримані напилені покриття із високими якісними показниками. На основі проведених досліджень можна зробити висновок про те, що нанесення зносостійких та міцних покриттів детонаційно-газовим напиленням на деталі циліндро-поршневої групи дозволить забезпечити економію металу та зменшити витрати на заміну даних деталей.

Тривалі стендові та натурні випробування дослідної партії поршнів із детонаційно-газовим зміцненням, проведені за повною програмою підприємства-виробника двигунів внутрішнього згорання, показали повну придатність розробленої технології зміцнення для різкого підвищення працездатності двигуна. Дана технологія може бути впроваджена у серійне виробництво.

Список використаних джерел

1. Буденный М.М. Повышение ресурса и надежности деталей машин методом детонационно-газового напыления упрочняющих покрытий / М.М.Буденный, В.И.Власенко, А.Я.Мовшович // Вестник национального технического университета «ХПИ»: Сборник научных трудов. – Харьков: НТУ «ХПИ», 2001. – №11. – С. 94-98.
2. Popov S. Improving the abrasive resistance of a slide frame in a mortar mixer / S. Popov, S. Gnitko, A. Vasyliiev // Eastern-European Journal of Enterprise Technologies. – 2020. – №1/1(103). – P. 6-14.
3. Попов С.В. Визначення характеристики газополуменового напилення на основі багатofакторного експерименту / С.В. Попов // Машинознавство. – 2008. - №10. – С.45-47.
4. Этингант А.А. Особенности вакуумно-плазменного упрочнения режущего инструмента из быстрорежущей стали / А.А. Этингант, В.С. Стороженко, А.В. Колядинский // Передовой опыт. – Киев, 1986. – № 12. – С. 27-30.
5. Богуслаев А.В. Исследование качества материала деталей после нанесения покрытий // Сборник научных трудов Национального аэрокосмического университета «ХАИ»: Сборник научных. – Харьков: НАУ «ХАИ», 2000. – № 21(4). – С. 55-66.
6. А.с. 1747728 СССР, ХНИИТМ F 02 F 3/14. Поршень из алюминиевого сплава для двигателя внутреннего сгорания / В.М. Темкин, Б.А. Подольский, В.Н. Власенко, Т.П. Гайдамака, А.Н. Косовцев, Э.С. Кулик (СССР). – № 943423; заявл. 12.09.88; опубл. 15.07.92, Бюл. № 26.

References

1. Budenniy, M.M., Vlasenko, V.I., Movshovich, A.Ya. 2001. Increasing the resource and reliability of machine parts by detonation-gas spraying of hardening coatings. Bulletin of the National Technical University "KhPI", no. 11, pp. 94-98.
2. Popov, S., Gnitko, S., Vasyliiev, A. 2020. Improving the abrasive resistance of a slide frame in a mortar mixer. Eastern-European Journal of Enterprise Technologies, no. 1/1(103), pp. 6-14.
3. Popov, S.V. 2008. Determination of gas-flame sputtering characteristics on the basis of multifactor experiment. Mechanical Engineering, no. 10, pp. 45-47.
4. Etingant, A.A., Storozhenko, V.S., Kolyadinskij, A.V. 1986. Features of vacuum-plasma hardening of cutting tools made of high-speed steel. Innovate experience, no. 12, pp. 27-30.
5. Boguslaev, A.V. 2000. Investigation of the material quality of parts after coating. Collection of scientific papers of the National Aerospace University "KhAI", no. 21(4), pp. 55-66.
6. Certificate of authorship 1747728 USSR. 1992. Aluminum alloy piston for internal combustion engine.

Лузан С.О.

Національний технічний
університет «Харківський
політехнічний інститут»

Калінін Є.І.,

Лузан А.С.

Харківський національний
технічний університет сільського
господарства
імені Петра Василенка

E-mail: kalininhtusg@gmail.com

**РОЗРОБКА ТЕХНОЛОГІЇ ВІДНОВЛЕННЯ ТИПОВИХ
ДЕТАЛЕЙ НАПЛАВЛЕННЯМ КОМПОЗИЦІЙНИХ
МАТЕРІАЛІВ**

УДК 621.793.7

Лузан С.О., Калінін Є.І., Лузан А.С. «Розробка технології відновлення типових деталей наплавленням композиційних матеріалів»

В роботі представлені результати дослідження по розробці технології відновлення деталей засобів транспорту наплавленням композиційних матеріалів на основі сплаву ПГ-10Н-01, що забезпечує підвищення їх ресурсу по зносостійкості. Наведено також результати дослідження мікроструктури, рентгенофазового аналізу, мікротвердості і зносостійкості наплавлених покриттів.

Ключові слова: композиційний матеріал, відновлення, зносостійкість, наплавлення.

Лузан С.А., Калинин Е.И., Лузан А.С. «Разработка технологии восстановления типовых деталей наплавкой композиционных материалов»

В работе представлены результаты исследования по разработке технологии восстановления деталей средств транспорта наплавкой композиционных материалов на основе сплава ПГ-10Н-01, что обеспечивает повышение их ресурса по износостойкости. Приведены также результаты исследования микроструктуры, рентгенофазового анализа, микротвердости и износостойкости наплавленных покрытий.

Ключевые слова: композиционный материал, восстановление, износостойкость, наплавка.

S.A. Luzan, E.I. Kalinin, A.S. Luzan "Development of technology for the restoration of standard parts by surfacing of composite materials"

The paper presents the results of a study on the development of a technology for restoring vehicle parts by surfacing composite materials based on PG-10N-01 alloy, which ensures an increase in their service life in terms of wear resistance. The results of studying the microstructure, X-ray phase analysis, microhardness and wear resistance of deposited coatings are also presented.

Keywords: composite material, restoration, wear resistance, surfacing.

Актуальність проблеми

Одним з напрямків скорочення обсягу робіт при організації відновлювального виробництва є приведення його до типового або модульного виду як найбільш прогресивного у техніко-економічному відношенні [1].

Аналіз деталей засобів транспорту за формою, матеріалами, розмірами і службовому призначенню показав, що їх можна розбити на групи, які в свою чергу можуть бути віднесені до певних типів, наприклад, деталі типу вал, втулки і т.д. Для деталей одного типу можна розробити типові технологічні процеси відновлення, що складаються з модульних технологічних процесів відновлення окремих елементів деталей типових модульних сполучень [2].

Необхідно відмітити, що знос циліндричних поверхонь деталей машин є переважаючим і становить 52% [3]. Тому проблема розробки технології відновлення деталей типу вал наплавленням композиційних матеріалів – актуальна.

Аналіз останніх досліджень

Ідеї типізації технологічних процесів заклав О.П. Соколовський. Під типізацією розуміють створення процесів обробки груп конструктивно подібних деталей. Для їхнього виготовлення обирають оптимальні маршрути, засоби технологічного

оснащення й форми організації виробництва. Метод ґрунтується на класифікації процесів, в основі якого лежить класифікація деталей. Клас поєднує деталі, зв'язані спільністю технологічних завдань.

Однотипні деталі обробляють по типових технологічних процесах, які характеризуються однаковістю змісту й послідовності виконання більшості технологічних операцій і переходів для груп деталей із загальними конструктивними ознаками. Технологічна типізація у відновлювальному виробництві одержала широке поширення у вигляді типових технологічних процесів по нанесенню покриттів.

Метод групової обробки металів, був розроблений С.П. Митрофановим на основі класифікації деталей. Метод установлює однотипні способи обробки з використанням швидко переналаштовуваних засобів технологічного оснащення для груп однорідних по конструктивно-технологічних ознаках деталей.

І.І. Луневским розроблена збільшена класифікація деталей важких гусеничних тракторів. Стосовно до авторемонтного виробництва відома класифікація автомобільних деталей запропонована В.А. Шадричевим. До переваги цієї класифікації слід віднести поділ деталей не тільки по класах, але й групам з метою систематизації й наукового обґрунтування застосовуваних способів відновлення.

Поверхні відновлювальних деталей подібної геометричної форми із загальними ознаками умов роботи називають типовими. У роботі Н.В. Молодика, О.С. Зенкіна [4] представлена класифікація типових поверхонь і їх кодові позначення для машинної обробки за допомогою ЕОМ. Усі відновлювані деталі підрозділяють на два класи: тіла обертання й не тіла обертання. Із двох класів деталей виділено сім підкласів, конструктивно-технологічні групи і їх кодові позначення для машинної обробки інформації за допомогою ЕОМ.

Форулювання мети дослідження

Розробка технології відновлення деталей засобів транспорту наплавленням композиційних матеріалів, що забезпечує підвищення їх ресурсу по зносостійкості.

Результати дослідження

Технологічний процес відновлення валів наплавленням композиційних матеріалів містить як основні операції з підготовки відновлюваної поверхні і наплавлення покриття, так і операції по виготовленню модифікуючого композиційного матеріалу (МКМ) і приготуванню композиційного матеріалу (КМ) для наплавлення, механічної обробки наплавленого шару, рис. 1.

Попередня механічна обробка зношеної поверхні деталі здійснюється на токарно-гвинторізному верстаті, наприклад 1М63, різцем 21010011 Т15К6 ГОСТ 18879-86 з кутом 60° . Глибина обробки визначається за методикою, що забезпечує ресурс відновлених деталей і сполучення на рівні або перевищує рівень нових.

Методика визначення товщини відновлювальних покриттів, що забезпечують необхідний ресурс, полягає в наступному:

1. За нормативно-технічною документацією на транспортний засіб встановлюємо величини граничного зазору (Z_n) в сполученні і максимальний зазор по кресленнях (Z_q).

2. Визначаємо граничну величину зносу сполучення взаємодіючих поверхонь деталей

$$\Delta Z = Z_n - Z_q. \quad (1)$$

3. Визначаємо товщину відновного покриття (T) з урахуванням співвідношення інтенсивностей зношування поверхонь деталей

$$T = \frac{\Delta H}{k \left(\frac{U_c}{U_e} + 1 \right)} = \frac{Z_n - Z_u}{k \left(\frac{U_c}{U_e} + 1 \right)}, \quad (2)$$

де U_c, U_e – інтенсивність зношування серійної і відновленої деталей;
 k – коефіцієнт, що дорівнює: 1 – при наплавці на одну сторону; 2 – при наплавці на протилежні сторони деталі і циліндричні поверхні.

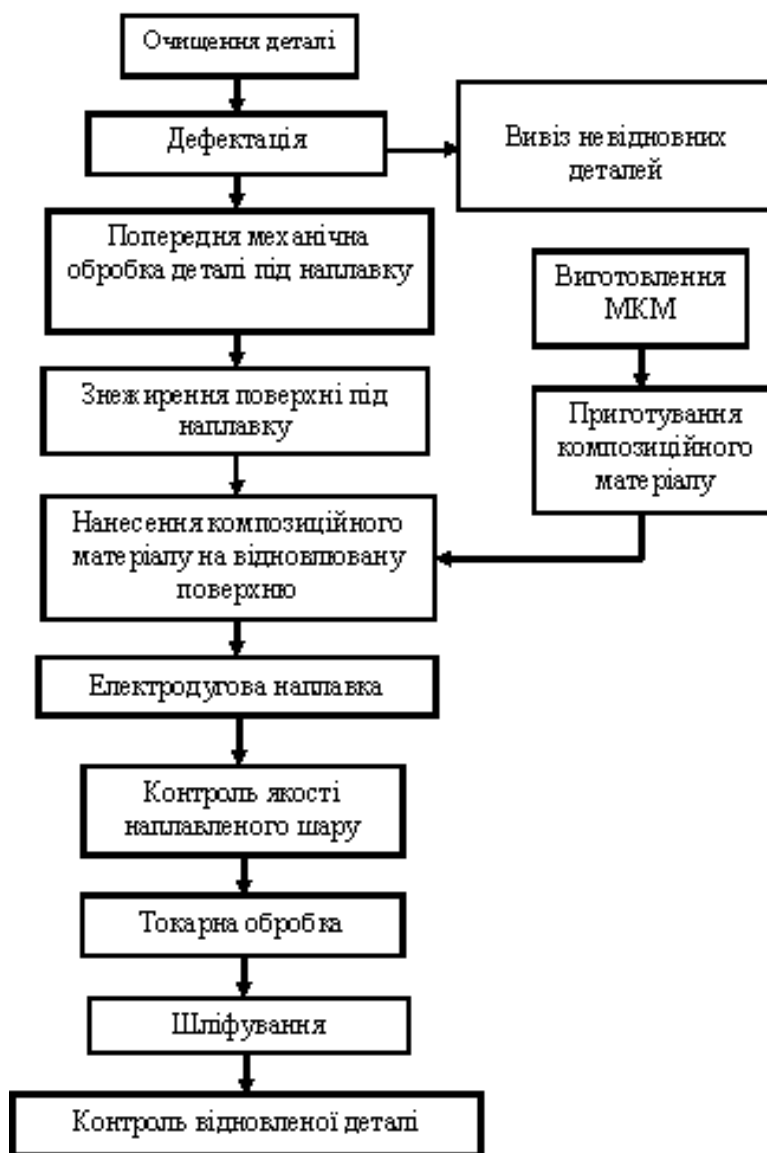


Рис. 1. Структурна схема технологічного процесу відновлення деталі типу вал електродуговим наплавленням КМ

З отриманого виразу для товщини відновлювального покриття (2) видно, що товщина відновного покриття залежить від величини граничного зносу сполучення і співвідношення інтенсивностей зношування поверхонь деталей. Тому, чим менша інтенсивність зношування відновного покриття, тим менше його товщина, яка забезпечує необхідний ресурс деталі.

Після визначення товщини відновлювального покриття розробляємо ремонтні креслення деталі або її елемента (рис. 3) на основі моделі відновлюваного контуру (рис. 2).

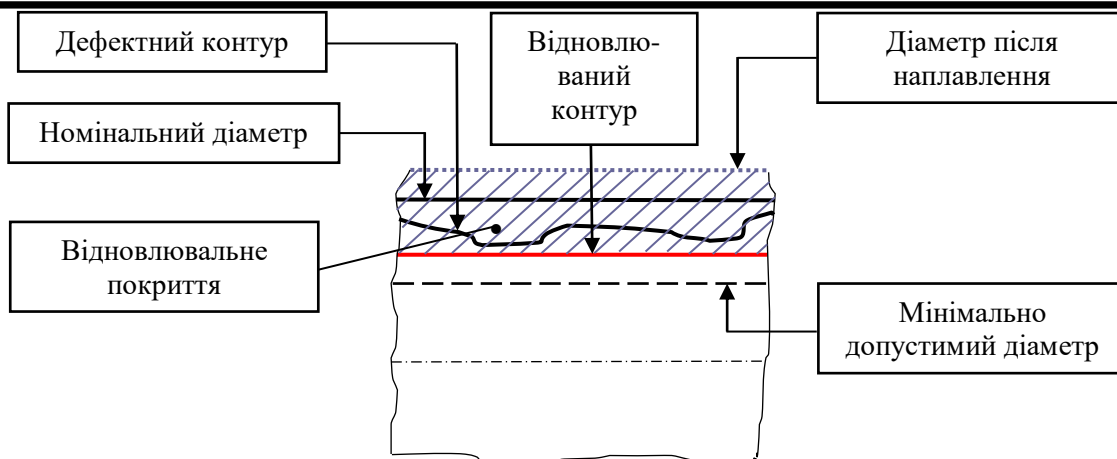


Рис. 2. Модель утворення відновлюваного контуру елемента деталі

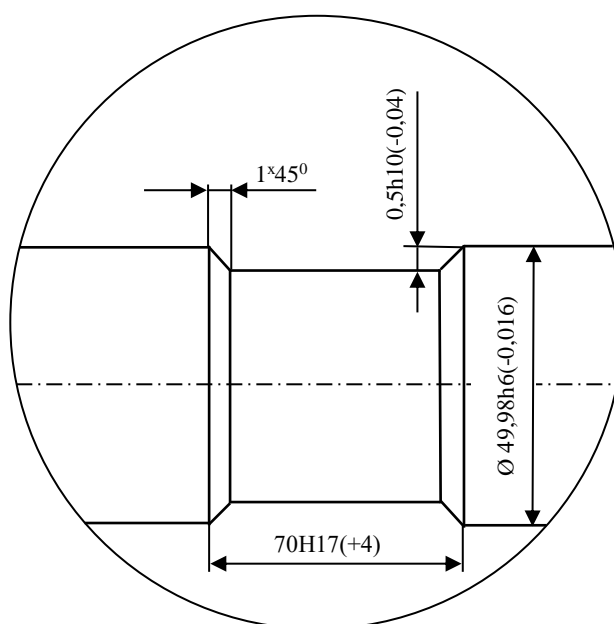


Рис. 3. Ремонтне креслення елемента деталі, відновлюваного напиленням покриття

Процедура підготовки зношеної поверхні до наплавлення відновлювального покриття полягає в механічній обробці, при якій видаляються сліди зносу. Товщина видаляемого шару деталі повинна дорівнювати величині, розрахованій за формулою 2, коли максимальний знос не перевищує розрахункове значення або дорівнює йому, якщо розрахункове значення менше. Для забезпечення необхідної шорсткості поверхонь з твердістю більше 40 HRC рекомендується застосовувати метод електроіскрового легування [5].

Таким чином, відновлюваний контур являє собою змінену форму деталі після виконання операції попередньої механічної обробки зношених поверхонь під наплавку.

Після механічної обробки проводиться операція по знежиренню напилюваної поверхні. Мийка і знежирення деталей здійснюється в миючому розчині «Лабомид-102» або «Лабомид-203» ТУ 3870738-73 з розрахунку 20 г/л при температурі 353К протягом 10-15 хв. Після мийки деталі необхідно ополоснути в чистій гарячій воді при температурі 353К і просушити до повного видалення вологи.

Додатково наплавляємо поверхню можна знежирити органічним розчинником (бензином, уайтспиритом, ацетоном, тетрачлоретіленом, тричлоретіленом), тому що від чистоти поверхні деталі в значній мірі залежить якість наплавлення.

Перед наплавленням здійснюється підготовка композиційного матеріалу, яка полягає у виготовленні МКМ (рис. 4) і змішуванні його з порошком ПГ-10Н-01, механоактивації (рис. 5) та додаванні сполучного до пастоподібного стану і нанесення композиційного матеріалу на наплавляему поверхню (рис. 6).

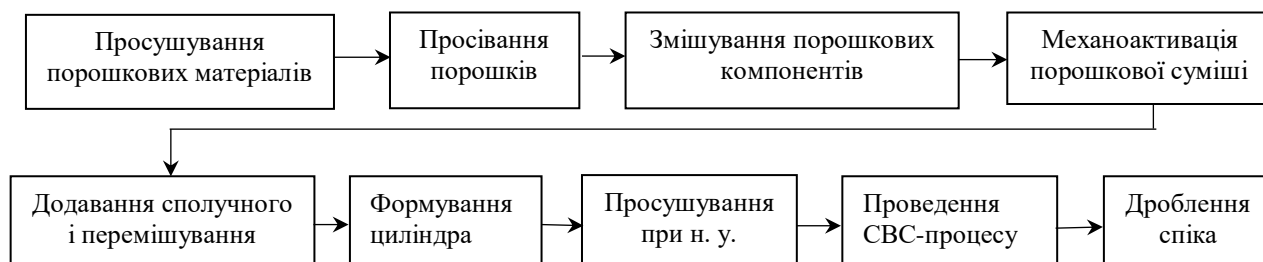


Рис. 4. Технологічні етапи виготовлення МКМ

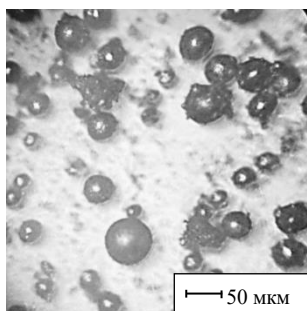


Рис. 5. КМ (10% МКМ і 90% ПГ-10Н-01) після механоактивації



Рис. 6. КМ, нанесений на сталеву основу

Після просушування при н.у. протягом 1-2 діб виконують дугове наплавлення з використанням інверторного джерела живлення Патон ВДІ-200Р DC TIG графітовим електродом діаметром 10 мм, струм наплавлення 80-120 А, полярність – пряма.

Необхідна товщина наплавленого покриття визначається за формулою:

$$h = \frac{D - d}{2} + b, \quad (3)$$

де D – діаметр вала за кресленням, мм;

d – діаметр вала після проточування;

b – припуск на сторону для мехобробки після наплавлення (0,1–0,5 мм).

Контроль якості наплавленого шару на наявність тріщин, раковин, пор, відшарувань, шлакових включень здійснюється за допомогою лупи 10-ти кратного збільшення згідно ГОСТ 8309-75.

Механічна обробка проводиться на токарно-гвинторізному верстаті 1М63. З огляду на високу зносостійкість покриття доцільно обробку проводити різцем з металокерамічною ріжучою вставкою, яка дозволяє проводити обробку покриттів з твердістю до 72 HRC одиниць з досить високою продуктивністю і чистотою поверхні. Для шліфування напиленого покриття необхідно застосовувати круги з карбиду зеленого марки К316 СМ1К5 або круги з алмазами АСКМ, АСК, АСВ зернистістю 200/160, 250/200 на металевих зв'язках МО16, МО13, МВ1 з охолодженням водою з 5% емульсолу Е-2. Шліфування проводиться на шліфувальних верстатах при наступних режимах: швидкість круга $V_{кр} = 10-35$ м/с, швидкість обертання деталі 10-30 м/хв, глибина шліфування попередня 0,01-0,25 мм, залишкова 0,005-0,015 мм, поздовжня подача (0,3-0,7) В, де В – довжина відновлюваної поверхні.

Після остаточної обробки виконується візуальний контроль. Оброблена поверхня покриття повинна бути без мікротріщин, відшарувань, вм'ятин і інших.

При виявленні дефекту його видаляють і повторюють процес наплавлення покриття. Вимірковальний контроль здійснюється за допомогою штангенциркуля за ГОСТ 166-80 і мікрометрів за ГОСТ 4381-78.

Крім цього, за необхідністю, при контролі покриттів визначають їх структуру, хімічний склад, щільність, пористість, міцність зчеплення і інші характеристики, використовуючи зразки-свідки, а також наявність дефектів термоелектричним методом неруйнівного контролю.

Зона сплаву, покриття і приповерхневих шарів у зразків, що наплавлені матричним сплавом ПГ-10Н-01 без МКМ мають характерну дендритну структуру, викликану малими швидкостями охолодження (рис. 7, а). Мікроструктура наплавлених покриттів з МКМ є матричний матеріал – сплав ПГ-10Н-01, в якому рівномірно розподілені тверді включення (рис. 7, б і в).

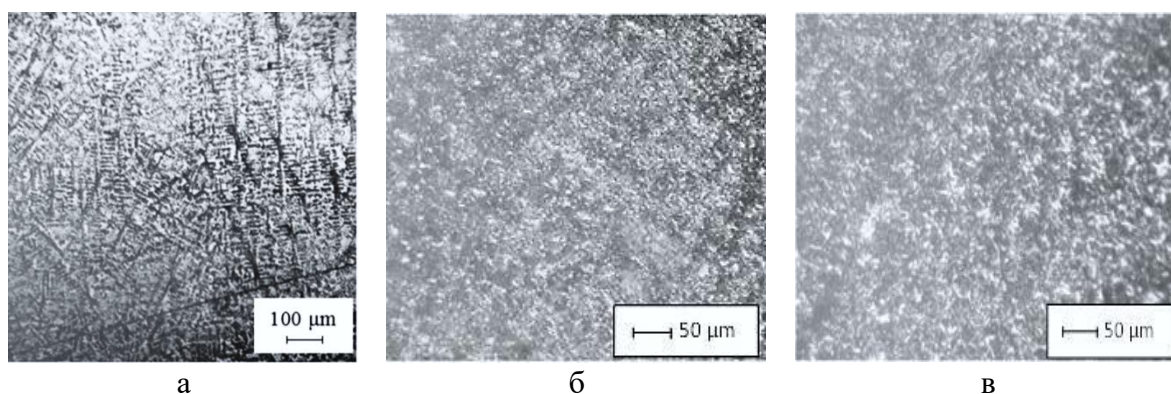


Рис. 7. Мікроструктура наплавлених покриттів
а – ПГ-10Н-01; б – 10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01; в – 20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01

Відсутність дендритів в наплавленому шарі є фактором, що чинить позитивний вплив на міцність наплавленого металу покриттів в зоні сплаву.

Грунтуючись на результатах рентгенофазового аналізу, встановлено, що твердими складовими в наплавленому шарі МКМ (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01) є частинки дибориду титану (TiB_2), бориду нікелю (Ni_3B), оксиди титану (TiO) та заліза (Fe_3O_4) [6]. У МКМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01) це також частки дибориду титану (TiB_2), бориду нікелю (Ni_3B), оксиду титану (TiO) і виявлений борид хрому (CrB), в той же час відсутній оксид заліза (Fe_3O_4) [7].

Результати дослідження мікротвердості наплавлених покриттів з МКМ складу (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01) і (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01), підтверджують, що в наплавленому шарі присутні тверді включення. Так мікротвердість наплавлених покриттів, що містять МКМ, перевищує мікротвердість наплавленого покриття ПГ-10Н-01, що дорівнює 520 HV, і становить 740 HV у покриття, що містить 10% МКМ, і 978 HV при утриманні 20% МКМ, відповідно твердість по Роквеллу дорівнює 34, 40, 50 HRC.

Раніше було встановлено [6, 7], що МКМ має більш високу зносостійкість в порівнянні зі сплавом ПГ-10Н-01 в умовах впливу закріплених частинок абразиву, так для МКМ складу (10% МКМ + 90% ПГ-10Н-01) вона збільшилася в 1,5 рази, для МКМ (20% МКМ + 80% ПГ-10Н-01) – в 1,7 раз.

Висновки

Використання розробленої технології відновлення деталей засобів транспорту наплавленням композиційних матеріалів на основі порошку ПГ-10Н-01 дозволить підвищити їх ресурс по зносостійкості в 1,5...1,7 раз.

Список використаних джерел

1. Восстановление деталей машин: [справочник] / Ф. И. Пантелеенко, В. П. Лялякин, В. П. Иванов, В. М. Константинов. – М.: Машиностроение, 2003. – 672 с.
2. Надежность техники. Программа обеспечения надежности: ДСТУ 2863-94. – Киев: Госстандарт Украины, 1994. – 37 с.
3. Лузан С.О. Комплексна оцінка номенклатури деталей, які визначають ресурс мобільної техніки та її безпеку / С.О. Лузан // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: 2014. – Вип. 148. – С. 478-485.
4. Молодык Н.В. Восстановление деталей машин: справочник / Н.В. Молодык, А.С. Зенкин. – М. : Машиностроение, 1989. – 480 с.
5. Туренко А.Н. Интегрирование технологии газотермического напыления покрытий и метода электроискрового легирования / А.Н. Туренко, А.С. Полянский, С.А. Лузан // Автомобильный транспорт: сб. научн. трудов. – 2011. – Вып. 28. – С. 109-113.
6. Luzan, S.O., Luzan, A.S. Microstructure and Abrasive Wear Resistance of Deposited Materials of the Ni–Cr–B–Si System with Inclusions of Dispersed Phases (2020) Materials Science, 56 (3), pp. 381-388. DOI: 10.1007/s11003-020-00441-x.
7. Luzan, S.A., Sidashenko, A.I., Luzan, A.S. Composite material for hardening of tillage machines working bodies containing titanium and chromium borides synthesized using shs-process (2020) Metallofizika i Noveishie Tekhnologii, 42 (4), pp. 541-552. DOI: <https://doi.org/10.15407/mfint.42.04.0541>.

References

1. Vosstanovlenie detalej mashin: [spravochnik] / F. I. Panteleenko, V. P. Lyalyakin, V. P. Ivanov, V. M. Konstantinov. – M.: Mashinostroenie, 2003. – 672 s.
2. Nadezhnost' tekhniki. Programma obespecheniya nadezhnosti: DSTU 2863-94. – Kiev: Gosstandart Ukrainy, 1994. – 37 s.
3. Luzan S.O. Kompleksna ocinka nomenklatury detalej, yaki viznachayut' resurs mobil'noï tekhniki ta ii bezpeku / S.O. Luzan // Visnik HNTUSG im. P. Vasilenka. – Harkiv: 2014. – Vip. 148. – S. 478-485.
4. Molodyk N.V. Vosstanovlenie detalej mashin: spravochnik / N.V. Molodyk, A.S. Zenkin. – M. : Mashinostroenie, 1989. – 480 s.
5. Turenko A.N. Integrirovaniye tekhnologii gazotermicheskogo napyleniya pokritij i metoda elektroiskrovogo legirovaniya / A.N. Turenko, A.S. Polyanskij, S.A. Luzan // Avtomobil'nyj transport: sb. nauchn. trudov. – 2011. – Vyp. 28. – S. 109-113.
6. Luzan, S.O., Luzan, A.S. Microstructure and Abrasive Wear Resistance of Deposited Materials of the Ni–Cr–B–Si System with Inclusions of Dispersed Phases (2020) Materials Science, 56 (3), pp. 381-388. DOI: 10.1007/s11003-020-00441-x.
7. Luzan, S.A., Sidashenko, A.I., Luzan, A.S. Composite material for hardening of tillage machines working bodies containing titanium and chromium borides synthesized using shs-process (2020) Metallofizika i Noveishie Tekhnologii, 42 (4), pp. 541-552. DOI: <https://doi.org/10.15407/mfint.42.04.0541>.

Степанов О.В.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: cc_7@ukr.net

ПСИХОФІЗІОЛОГІЧНА НАДІЙНІСТЬ ВОДІЯ У ТРАНСПОРТНОМУ ПРОЦЕСІ

УДК 656.13:159.91

Степанов О. В. «Психофізіологічна надійність водія у транспортному процесі»

У статті розглядається проблема впливу психофізіологічної надійності водія на безпеку дорожнього руху в транспортному процесі. З'ясовано, що праця водія характеризується впливом на нього не тільки комплексу несприятливих виробничих факторів, але і безлічі різноманітних зовнішніх факторів, які знаходяться в складному взаємозв'язку, і від яких залежить його стан. При цьому відсутні загальноприйняті показники психофізіологічної надійності водія, які впливають на безпеку дорожнього руху. Зроблено висновок, що психофізіологічна надійність водія, як фактор схильності людини до створення небезпечних ситуацій, істотно впливає на безпеку дорожнього руху в транспортному процесі.

Ключові слова: транспортний процес, водій, психофізіологія, надійність, безпека дорожнього руху.

Степанов А. В. «Психофизиологическая надежность водителя в транспортном процессе»

В статье рассматривается проблема влияния психофизиологической надежности водителя на безопасность дорожного движения в транспортном процессе. Выяснено, что труд водителя характеризуется влиянием на него не только комплекса неблагоприятных производственных факторов, но и множества различных внешних факторов, которые находятся в сложной взаимосвязи, и от которых зависит его состояние. При этом отсутствуют общепризнанные показатели психофизиологической надежности водителя, которые влияют на безопасность дорожного движения. Сделан вывод, что психофизиологическая надежность водителя, как фактор склонности человека к созданию опасных ситуаций, существенно влияет на безопасность дорожного движения в транспортном процессе.

Ключевые слова: транспортный процесс, водитель, психофизиология, надежность, безопасность дорожного движения.

O. Stepanov "Psychophysiological reliability of the driver in the transport process"

The article considers the problem of the influence of psychophysiological reliability of the driver on road safety in the transport process. It has been proven that the work of a driver is characterized by the impact on him or her of many different unfavorable production and external factors, which are in the complex relationship. There are no generally accepted indicators of psychophysiological reliability of the driver, which affect road safety. It is concluded that the main problem of road safety in the transport process is the psychophysiological reliability of the driver, which is the guarantor of safety in the transport process.

Keywords: transport process, driver, psychophysiology, reliability, road safety.

Вступ

Насиченість сучасного дорожнього руху в транспортному процесі значно підвищує необхідність вивчення процесу сприйняття водієм дорожніх умов і більш повного обліку його психофізіологічних особливостей. У зв'язку з цим, згідно зі специфікою методів дослідження у психології та техніці, існує розрив між підходами до опису психологічних характеристик людини та функціонування машини. Значна частина професійних характеристик людини формується не в процесі проектування, а в процесі її життя і трудової діяльності. При цьому відсутність загальноприйнятих показників психофізіологічної надійності водія, які впливають на безпеку дорожнього руху (БДР), пояснюється тим, що в науковій основі психофізіології людини ще є дуже багато невирішених питань і ця наука, як і загальна теорія надійності, знаходиться у розвитку.

Актуальність проблеми

На сучасному рівні наукового пізнання основним методом вивчення складних (комплексних) пізнавальних процесів є системний підхід, в основі якого лежить розгляд об'єкта як системи (І. В. Блауберг, Л. Берталанфі) [1 – 2]. Теорія систем виділяє основні аспекти, ознаки та принципи системного підходу, які дозволяють охарактеризувати об'єкт як системне явище [4 – 7]. Відповідно до цього системний підхід широко застосовується

науковцями при дослідженні проблем як безпеки автотранспортних засобів (АТЗ), так і БДР. Зауважимо, що при визначенні перспективності системного підходу до дослідження безпеки АТЗ у транспортному процесі наявність фактора людини вносить надзвичайні труднощі. При цьому функції, пов'язані з фізіологічною надійністю водія, як складовою фактора людини, поки не можуть бути повністю формалізовані.

Аналіз останніх досліджень

Розглядаючи проблеми БДР у транспортному процесі науковцями з'ясовано, що водій, як учасник дорожнього руху (УДР), сам вносить у систему БДР деяку невизначеність у її функціонування [3, 5 – 9].

У різнопланових працях В. В. Амбарцюмяна, Є. М. Лобанова, Ю. В. Мизуна, В. В. Нагорного, І. С. Наглюка, В. П. Поліщука, П. А. Пегіна, Р. В. Ротенберга, Ю. А. Холодова, І. Є. Сургачева, Л. І. Сопільника, А. С. Усманова, І. В. Усольцева, Є. Б. Хлебцовой та багатьох інших науковців доведено, що праця водія характеризується впливом на нього не тільки комплексу несприятливих виробничих факторів, але і безлічі різноманітних зовнішніх факторів, які знаходяться в складному взаємозв'язку, і від яких залежить його стан. Зокрема, водій та інші УДР знаходяться в умовах впливу факторів навколишнього середовища, які постійно впливають на їхній психофізіологічний стан, на можливість прийняття помилкових рішень і від якого залежить БДР у транспортному процесі. Зокрема, водій сам вносить у систему БДР деяку невизначеність в її функціонування. Тобто ми маємо одну з сучасних актуальних проблем БДР у транспортному процесі – дослідження психофізіології водія, його професійної надійності для забезпечення БДР.

Формулювання мети дослідження

Метою роботи є розгляд психофізіологічної надійності водія та її вплив на БДР у транспортному процесі.

Результати досліджень

Розглядаючи надійність водія у транспортному процесі системний підхід передбачає детальне вивчення кожного елемента комплексної системи «Водій – Автомобіль – Дорога – Середовище» (ВАДС) окремо [1]. При цьому зберігається загальна мета системи – збереження БДР з метою попередження дорожньо-транспортних пригод (ДТП). Наприклад, незадовільний технічний стан АТЗ підвищує імовірність його відмов. Незадовільний стан дорожнього покриття, недосконала організація руху на автошляхах знижують надійність БДР. У свою чергу, безвідповідальне ставлення водія до технічного стану АТЗ, невміння оцінювати ситуацію на дорозі або поведінку інших УДР створює загрози як для безпеки АТЗ, так і БДР у цілому. Зокрема, облаштування дороги і рівень організації дорожнього руху можуть полегшувати або ускладнювати роботу водія і, таким чином, надавати прямий вплив на його психоемоційний стан, на його надійність [6].

Варто зазначити, що на БДР впливає велика кількість взаємодіючих факторів, які стосуються кожної складової комплексної системи ВАДС. При цьому під поняттям «Середовище» мають на увазі умови місця перебування автомобіля, дороги і водія як УДР, а також особливості їх взаємодії. Середовище визначається природно-кліматичними умовами, особливостями транспортних потоків, їх взаємодією з людиною та умовами експлуатації АТЗ.

Фахівцями в галузі загальної та інженерної психології у якості основного показника надійності людини залежно від виду діяльності пропонується обрати здатність швидко і безпомилково приймати рішення у різнобічних стресових ситуаціях [5, 7 – 8].

Відповідно до цього при дослідженні безпеки АТЗ та БДР у транспортному процесі слід користуватися поняттям «психофізіологічна надійність водія» (ПНВ). Вона характеризується частотою помилок, які призводять до відмов систем АТЗ, тривалістю або точністю виконання окремих операцій щодо керування АТЗ, дотримання правил дорожнього руху (ПДР) тощо. Самі по собі ці показники ще не характеризують остаточну ПНВ. Про їх значимість можна судити лише після системного аналізу взаємозв'язку показників діяльності водія з можливостями всієї комплексної системи [6].

Відомо, що в процесі моделювання БДР у транспортному процесі діяльність водія не можна вважати повністю проєктованим елементом системи [5]. Відповідно до цього кількісне вираження ПНВ пропонується визначати як відношення чисельної характеристики будь-якого показника в даний момент до середнього або оптимального значення. У якості таких показників пропонуються: швидкість переробки водієм інформації, час психомоторної реакції водія продуктивність роботи водія тощо. При цьому необхідно звертати увагу на здатність водія АТЗ до швидкого прийому і переробки інформації.

Крім того водієві доводиться безперервно взаємодіяти з іншими УДР. Цей процес характерний невизначеністю, тому що інформація про наміри інших УДР ніколи не буває повною і остаточною. Отже, поведінка УДР, поганий стан дороги або незадовільні погодні умови нав'язують водієві певний режим роботи для БДР. Тобто водій АТЗ – це ланка системи ВАДС, функціями якого є обробка сприйнятої інформації з навколишнього середовища та прийняття рішення щодо БДР у транспортному процесі [9].

Наявність великої кількості факторів, що визначають БДР, створюють невизначеність у формуванні самої безпеки. Тобто тактика безпечного керування водієм АТЗ – це реалізація виробленої стратегії водієм. При цьому стратегія водія до безпечного керування АТЗ найчастіше носить інтуїтивний характер і мало хто з водіїв замислюється про зниження рівня невизначеності. Іншими словами, прийняття рішення водієм є наслідком сприйняття інформації, що надходить до нього і проявляється в кінцевому підсумку – БДР [7 – 8].

Слід зазначити, що в процесі прийняття рішення водієві АТЗ доводиться вирішувати складні завдання, пов'язані з рефлекторною реакцією, напруженою розумовою діяльністю, концентрацією уваги та розглядом великої кількості параметрів АТЗ.

У такий спосіб проблема БДР у транспортному процесі полягає в необхідності з'ясування механізмів і кількісних характеристик сприйняття й переробки водієм інформації про технічний стан АТЗ, дорожню обстановку, впливу дорожніх умов, розробці показників і методів, що дозволяють ураховувати закономірності впливу фактора людини на ПНВ у транспортному процесі [3, 7].

Відзначимо, в теорії надійності основним показником надійності функціонування системи є поняття «відмова системи». Під цим поняттям, зазвичай, розуміється неможливість виконання своїх функцій при ненадходженні сигналу через перевантаження або при помилкових діях [8 – 9].

Стосовно водія АТЗ поняття «надійність» і «відмова» мають значення більш широке, ніж для механічних систем. Вони охоплюють не тільки відмову через перевантаження, а й зміну психофізіологічного стану водія під впливом довкілля. Тобто до відмови водія АТЗ можна віднести: помилки при сприйнятті й пізнанні об'єктів дорожньої обстановки, які призводять до прийняття помилкових рішень; виконання керуючих дій, які можуть створити небезпечні ситуації в транспортному процесі або привести до ДТП; припинення водієм роботи під впливом фактора людини – порушення його психофізіологічного стану й ін.

Таким чином БДР у транспортному процесі можна визначати через ПНВ та «відмову» водія, яка залежить від фактора схильності людини до створення небезпечних ситуацій у транспортному процесі. При цьому обов'язковою умовою має бути врахування фактора людини – водія, залежно від його психофізіологічного стану.

Розглядаючи фактор ПНВ у транспортному процесі приходимо до висновку, що ПНВ залежить від сприйнятої водієм інформації про розташування УДР та зміну дорожнього середовища, яка здійснюється по інформаційних та інформаційно-виконавчих каналах. Тобто при певній тренуваності водій може реагувати практично одночасно як на сигнали, обробка яких вимагає активного зосередження уваги, так і на сигнали, реакція на які автоматизована. Оскільки водій може одночасно сприймати інформацію зоровими та слуховими аналізаторами, обробка яких вимагає активного зосередження уваги, то його можна було б розглядати як багатоканальну систему прийому інформації [6]. Відповідно до цього пропонується алгоритм формування ПНВ у транспортному процесі (рис. 1).

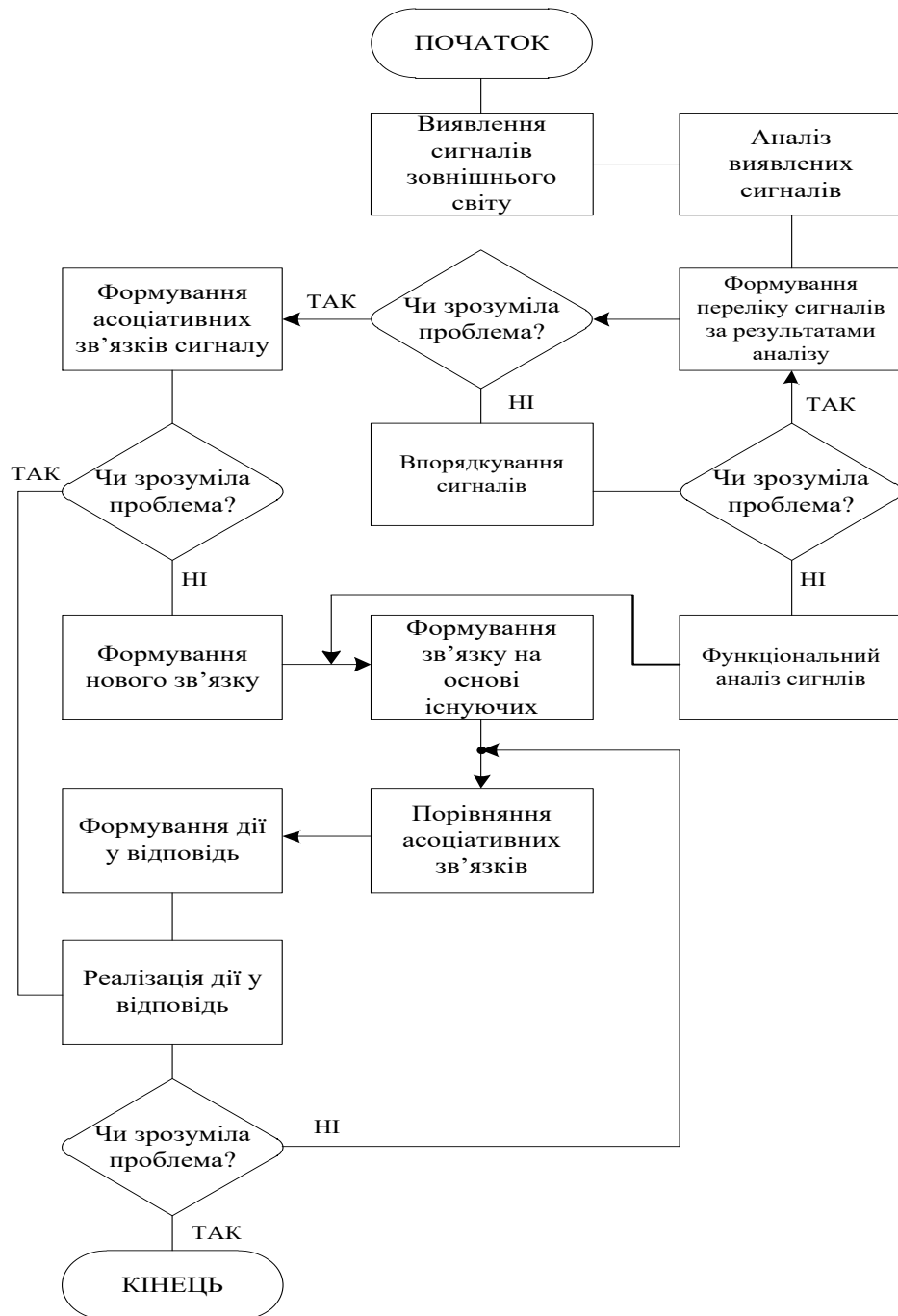


Рис.1. Алгоритм формування ПНВ у транспортному процесі

Якщо перед водієм АТЗ стоїть завдання реагувати з максимальною швидкістю на кілька сигналів, то кілька нервових шляхів приходять у стан підвищеної збудливості. Зокрема, при ймовірних сигналах збудливість усіх нервових шляхів однакова.

При різномовірних – сигналу більшої ймовірності відповідає більш високий рівень збудливості [3, 7 – 9]. Тобто швидкість формування відповідної дії водія визначено через збудження нервових шляхів.

Відзначимо, що при розгляді особливостей прийому, зберіганні й передачі інформації водієм можна застосувати теорію інформації [6 – 9]. Однак при цьому виникають деякі труднощі. Наприклад, при прийомі зорової інформації невідомий алгоритм, за яким водій розпізнає об'єкти дорожнього середовища [9]. Згідно з цим, ґрунтуючись на зоровій інформації водія, концептуально можна скористатися спрощеними уявленнями вважаючи, що водій АТЗ у транспортному процесі здійснює вибір із задалегідь відомих множин ознак. Цю концепцію можна проілюструвати наступною блок-схемою прийняття водієм рішення або моделлю ПНВ у транспортному процесі (рис. 2).

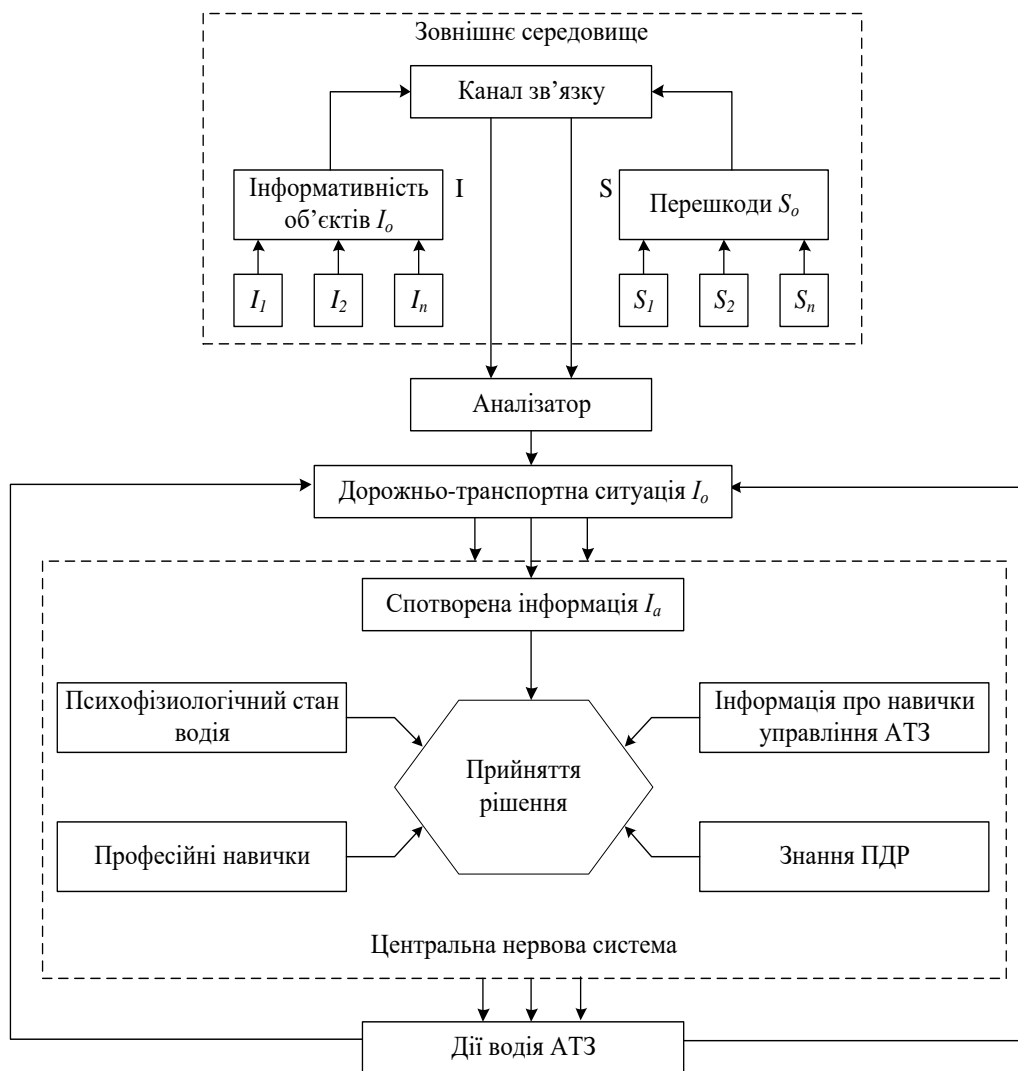


Рис. 2. Блок-схема прийняття рішення водієм АТЗ у транспортному процесі (модель ПНВ у транспортному процесі)

Надамо пояснення роботи цієї моделі. При прийнятті водієм рішення інформативність групи об'єктів, що характеризуються поєднанням інформаційних параметрів I_1, I_2, \dots, I_n , в сукупності утворюють інформативність дорожньо-транспортної ситуації, тобто вихідну інформацію I_o . В процесі передачі вихідної інформації відбувається її спотворення в результаті дії перешкод S_1, S_2, \dots, S_n і їх поєднання S_o . Ці спотворення, що супроводжують весь процес сприйняття і є результатом дії джерел перешкод на всіх проміжних етапах.

При цьому вихідна інформація про дорожньо-транспортні ситуації, що складається з окремих об'єктів, може зазнавати спотворення як за окремими об'єктами, так і за всією

картиною в сукупності. Таким чином у центральну нервову систему водія надходить перекручена інформація I_a , яка відрізняється від істинної на величину, що залежить від інтенсивності дії перешкод і проникності середовища:

$$I_a = K_k K_a \left[\sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n I_{ij} + \sum_{i=1}^m \sum_{j=1}^n S_{ij} \right], \quad (1)$$

де I_a – перекручена інформація; K_k – коефіцієнт спотворення інформації в каналі зв'язку; K_a – коефіцієнт спотворення інформації в аналізаторі; $K_k K_a = R$ – загальна проникність середовища; I_{ij} – інформація під впливом перешкод; S_{ij} – сукупність перешкод.

У центральній нервовій системі перекручена інформація, яка пройшла етап інтерпретації для прийняття рішення, аналізується. Аналіз інформації, що надійшла, супроводжується порівнянням можливих варіантів рішень на основі вироблених водієм навичок, психофізіологічного стану, знання ПДР. З позиції БДР у транспортному процесі інформативність об'єкта можна вважати близькою до оптимальної за умови забезпечення БДР. Причому розуміння інформації можливе тільки за наявності у водія деякої кількості апріорної інформації.

Відзначимо, що в процесі навчання майбутніх водіїв і подальшого накопичення досвіду кількість апріорної інформації збільшується. При досягненні певного рівня інформації людина стає здатною безпечно керувати АТЗ, при цьому не створюючи небезпечних ситуацій на дорозі. Кількість апріорної інформації, яка дорівнювала б максимальним значенням, відповідає такому рівню підготовки, при якому водій адекватно сприймає всю інформацію, яка надходить до нього з навколишнього середовища.

Отже, ефективність сприйняття властивостей об'єкта залежить, з одного боку, від його інформативності, з іншого – від характеристик інформаційного каналу зв'язку, в якому відбувається сприйняття сигналу, і від психофізіологічних властивостей водія, його надійності. Тобто необхідний рівень інформації I_a може бути досягнутий не тільки підвищенням інформативності об'єкта I_o , але і підвищенням характеристик водія, тобто рівня апріорної інформації, що позитивно впливає на ПНВ.

Для оцінки вихідної інформації з урахуванням цільової діяльності водія можна скористатися інформаційно-методологічним підходом до системного моделювання [4]. У загальному випадку сприйнята інформація залежить від якісних особливостей вихідної інформації, інтенсивності перешкод і спотворень у процесі передачі та подальшого її аналізу. Відзначимо, що до поняття «сприйнята інформація» включаємо тільки ту інформацію, яка є необхідною з позиції БДР у транспортному процесі.

Процес сприйняття водієм АТЗ інформації можна представити наступним чином. Об'єкт «випромінює» інформацію, яка утворює навколо себе поле, щільність якого, залежно від характеристик об'єкта і середовища, може бути неоднорідним за напрямками. У свою чергу людина «випромінює» «сенсорне поле», що також характеризується спрямованістю, швидкістю сканування і щільністю. Сприйняття об'єкта можливо лише в разі перетину сенсорного та інформаційного полів [8, 9].

Дамо пояснення. Кожен аналізатор має своє поле сприйняття. Для зорового аналізатора – це поле зору, для слухового – навколишній простір, для тактильного – поверхня органів дотику. Оскільки кожен об'єкт є джерелом інформації, то інформаційне поле являє собою навколишню дійсність. Кожному об'єкту відповідає сукупність відчуттів у свідомості водія – перцептивний образ, який може виникати не тільки в результаті впливу подразників на аналізатори, але також вилучатись з пам'яті, доповнюючи загальну сприйняту картину. Увага водія у цей момент може бути зорієнтована на об'єкт, що знаходиться далеко в стороні від центру поля сприйняття того чи іншого аналізатора.

Це буває у тому випадку, коли об'єкт різко відрізняється від інших об'єктів. У цьому і полягає виявлення, тобто не тільки в переорієнтації аналізаторів, а й в перенесенні уваги на ту ділянку перцептивної картини де знаходиться перцептивний образ, відповідний

об'єкту. З урахуванням наведеного пропонується алгоритм формування у водія АТЗ перцептивного образу (рис. 3).

Процеси формування ПНВ через перцептивний образ конкретного об'єкта безумовно займають певні проміжки часу, оскільки пов'язані з передачею збуджень по нервових волокнах. Тривалість цих процесів мала, тому іноді їх вважають миттєвими. Аналіз інформації є складним логічним процесом, що протікає у свідомості за участю отриманої і апріорної інформації. У ході аналізу відбувається осмислення окремих перцептивних образів, приймається і реалізується рішення. Тобто прийняте водієм рішення – це намір вчинити дію, що сприяє досягненню мети ПНВ – БДР.

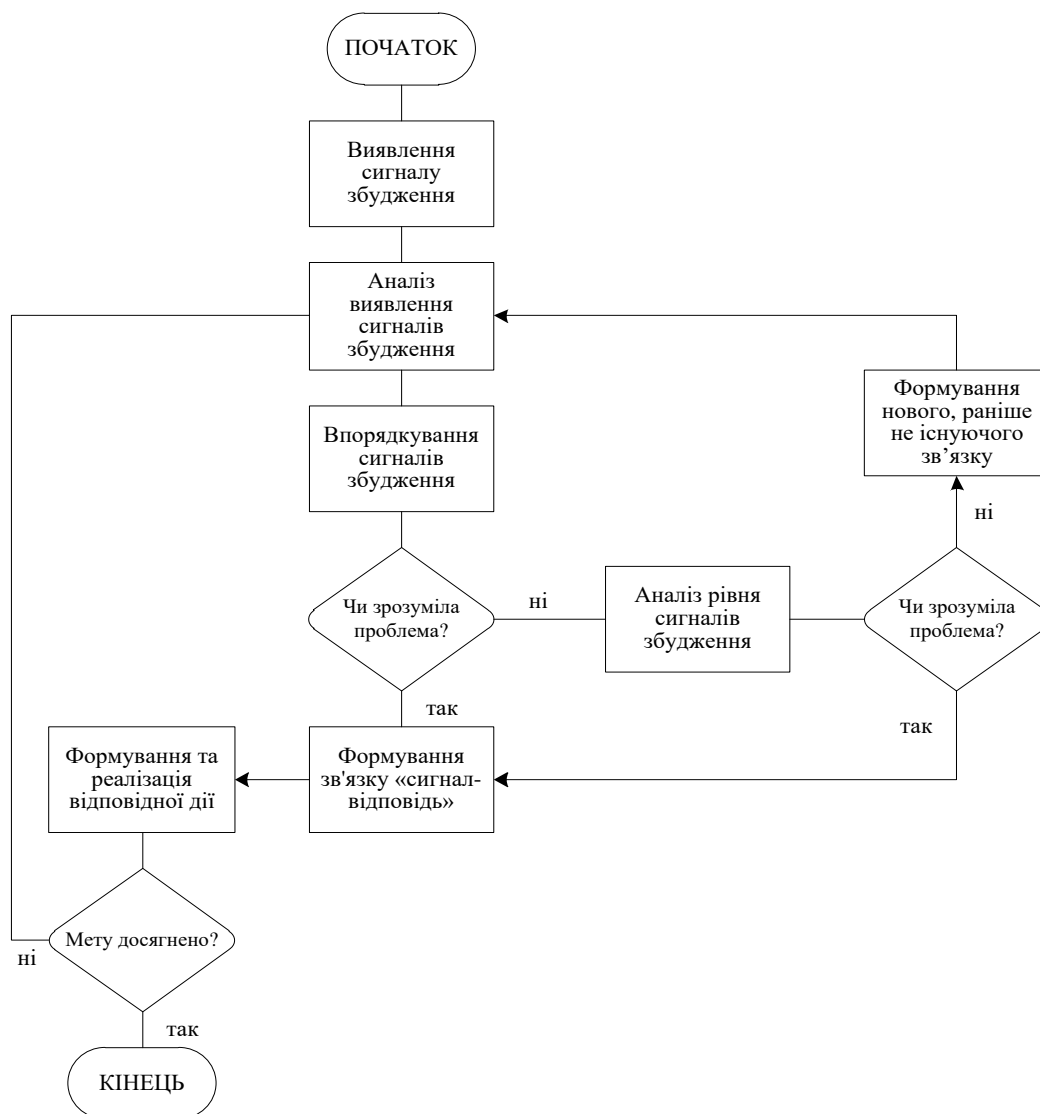


Рис. 3. Блок-схема алгоритму формування у водія АТЗ перцептивного образу

Концептуально, щодо діяльності водія АТЗ, до підготовки в автошколі кожна людина має деяку кількість апріорної інформації. Кількість апріорної інформації, рівне критичному значенню, відповідає такому рівню підготовки, при якому водій розуміє всі повідомлення, що надходять до нього з навколишнього середовища. З огляду на велику кількість і різнобічність цих повідомлень, слід визнати проблематичною можливість досягнення водієм рівня критичного значення апріорної інформації.

Що стосується оцінки діяльності водія у період навчання, відповідно до наведеним міркуванням, апріорна інформація завжди представляє суму відомостей про свідомо відому інформацію.

Слід додати, що складність умов сприйняття водієм зорової інформації у транспортному процесі з урахуванням ймовірності досягнення мети P можна оцінювати мінімальною кількістю інформації I . Інформацію потрібно отримати, щоб виявити і розрізнити об'єкт, який знаходиться у зоні концентрації уваги водія на шляху проходження АТЗ у транспортному процесі, а саме:

$$I = -P \log_2 P - (1 - P)n, \quad (2)$$

де I – мінімальна кількість інформації (біт/об'єкт);
 n – кількість об'єктів у зоні концентрації уваги водія.

Таким чином наявність у водія професійних знань і умінь забезпечує для його діяльності певний ступінь відповідності встановленим вимогам. Вони в підсумку сприяють досягненню кінцевої мети – ПНВ у транспортному процесі з ймовірністю P . Тобто, якщо прийняти, що великій кількості апріорної інформації відповідає велика ймовірність досягнення мети P , то можна вважати, що P є статистична стійкість досягнення мети, відповідно рівню кваліфікації водія з урахуванням ПНВ. Така потенційна оцінка має природну інтерпретацію. Тобто, якщо P дорівнює 1, то ПНВ водія за цією ознакою позитивна. Якщо ж у водія знання ПДР відсутні (P – близька до нуля), то ПНВ водія буде прагнути до нуля.

Висновки

Підводячи підсумок, зазначимо, що підвищення ПНВ зводиться до переробки внутрішньої інформації, яка регулюється пам'яттю і мисленням. Як наслідок, водій приймає рішення певним чином впливати на БДР. У міру накопичення водієм досвіду з керування АТЗ формування автоматичних навичок водія щодо БДР знижує схильність водія до створення небезпечних ситуацій у транспортному процесі, які можуть привести до ДТП. При цьому ПНВ є гарантом БДР у транспортному процесі.

У загальному вигляді, під ПНВ можна розуміти здатність водія АТЗ обробляти інформацію про технічний стан АТЗ, дорожні умови, навколишнє середовище. Крім того, приймати рішення щодо безпечного керування АТЗ та БДР у транспортному процесі з мінімальним ризиком виникнення конфліктних ситуацій або ДТП.

Проблеми БДР складні і різноманітні та залежать від сукупності багатьох факторів системи ВАДС. Але головною проблемою БДР у транспортному процесі залишається ПНВ. Тобто на БДР у транспортному процесі впливає ПНВ, яка залежить від фактора схильності людини до створення небезпечних ситуацій у транспортному процесі. При цьому обов'язковою умовою має бути виявлення особливостей сприйняття водієм довкілля та дорожніх умов залежно від його психофізіологічного стану, що є питанням подальших досліджень.

Список використаних джерел

1. Блауберг И. В. Системный подход / И. В. Блауберг, В. Н. Садовский, Э. Г. Юдин // Новая философская энциклопедия / Ин-т философии РАН; Нац. обществ.-науч. фонд. – 2-е изд., испр. и допол. – М.: Мысль, 2010.
2. Давідіч Ю. О. Проектування автотранспортних технологічних процесів з урахуванням психофізіології водія / Ю. О. Давідіч. – Харків : ХНАДУ, 2006. – 292 с.
3. Денисов А. А. Теория больших систем управления. Учебное пособие для вузов / А. А. Денисов, Д. Н. Колесников. – Л.: Энергоиздат, 1982. – 288 с.
4. Душков Б. А. Основы инженерной психологии / Б. А. Душков, А. В. Королев, Б. А. Смирнов. – Академический проект, Екатеринбург: Деловая книга, 2002. – 576 с.
5. Жук М. М. Інформаційне навантаження як чинник впливу на безаварійну роботу водія / М. М. Жук, В. В. Ковалишин, І. А. Кисіль // Наукові нотатки. Луцький Національний технічний університет. – 2016. – № 55. – С. 148-151.

6. Лобанов Е. М. Проектирование дороги организация движения с учётом психофизиологии водителя / Е.М.Лобанов. – М.: Транспорт, 1980 – 307 с.
7. Особливості відновлення психофізіологічних функцій водіїв автотранспорту на етапах медикопсихологічної реабілітації / Л.М. Шафран, Ю.В. Чумаєва, О.П. Огуленко, С.Г. Сидоренко // Актуальні проблеми транспортної медицини. – 2016. – № 4 (46). – С. 34-43.
8. Уткин А. В. Методика расчета кинематики дорожной среды в поле зрения водителя / А. В. Уткин // Офтальмоэргономика: итоги и перспективы: тезисы докладов Международного симпозиума. – М., 1991. – С. 16–17.
9. Юрьев Н. Человеческий фактор / Н. Юрьев // Техника и вооружение вчера, сегодня, завтра. – М., 2003. –№ 9. – С. 14-15.

References

1. Blauberg I. V. System approach / I. V. Blauberg, V. N. Sadovsky, E. G. Yudin // New philosophical encyclopedia / Institute of Philosophy RAS; Nat. socio-scientific fund. - 2nd ed., Rev. and add. - M. : Thought, 2010.
2. Davidich Yu. O. Design of motor transport technological processes taking into account the psychophysiology of the driver / Yu. O. Davidich. - Kharkiv: KhNADU, 2006. – 292 p.
3. Denisov A. A. The theory of large control systems. Textbook for universities / A. A. Denisov, D. N. Kolesnikov. - L. : Energoizdat, 1982. - 288 p.
4. Dushkov BA Fundamentals of engineering psychology / BA Dushkov, A. B. Korolev, BA Smirnov. - Academic project, Yekaterinburg: Business book, 2002. -- 576 p.
5. Zhuk MM Information load as a factor influencing the accident-free work of the driver / MM Zhuk, VV Kovalishin, IA Kisil // Scientific notes. Lutsk National Technical University. - 2016. - № 55. - P. 148-151.
6. Lobanov E.M. Designing the road organization of traffic taking into account the psychophysiology of the driver. / E.M. Lobanov. - M.: Transport, 1980. – 307 p.
7. Peculiarities of restoration of psychophysiological functions of motor vehicle drivers at the stages of medico-psychological rehabilitation / L.M. Saffron, Yu.V. Chumaeva, OP Ogulenko, SG Sidorenko // Actual problems of transport medicine. – 2016. – № 4 (46). – P. 34-43.
8. Utkin A. B. Methodology for calculating the kinematics of the road environment in the driver's field of vision / A. B. Utkin // Ophthalmoergonomics: results and prospects: abstracts of the International Symposium. – М., 1991. - S. 16-17.
9. Yuryev N. Human factor / N. Yuryev // Equipment and weapons yesterday, today, tomorrow. – М., 2003. - № 9. – S. 14-15.

Бажинов О.В.,

Заверуха Р.Р.

Харківський національний
автомобільно-дорожній університет
E-mail: alexey.bazhinov@gmail.com

Бажинова Т.О.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка

**МЕТОД ВИЗНАЧЕННЯ ЕФЕКТИВНОЇ РОБОТИ
СИЛОВОЇ УСТАНОВКИ ГІБРИДНОГО
АВТОМОБІЛЯ**

УДК 629.113

Бажинов О.В., Заверуха Р.Р., Бажинова Т.О. «Метод визначення ефективної роботи силової установки гібридного автомобіля»

Сучасний стан розвитку ринку і оновлення структури гібридних автомобілів зумовлюють необхідність комплексного підходу до оцінки їх технічного стану з метою вибору найкращої технології діагностування силової установки гібридного автомобіля.

Розроблено теоретичні основи підвищення ефективності експлуатації силової установки гібридного автомобіля на підставі оперативного синтезу управляючих впливів за енергетичними і якісними критеріями з урахуванням зовнішніх умов експлуатації. Наведено єдиний підхід к дослідженню ефективності експлуатації гібридної силової установки автомобіля в залежності від схеми будови та конструктивних особливостей.

Витрати енергії (палива, електроенергії) визначаються вантажно-швидкісним режимом гібридного автомобіля. На цій підставі енергетичні витрати визначають при заданих умовах експлуатації ефективність роботи силової установки гібридного автомобіля. Крім того, метод оцінки ефективності роботи силової установки гібридного автомобіля інваріантна різним силовим установкам.

Практичне значення отриманих результатів полягає в тому, що отримані наукові результати становлять єдиний комплекс досліджень (концепція, принципи, методи та математичні моделі), запропоновано методiku визначення ефективної роботи силової установки гібридного автомобіля. Наведені дослідження складають теоретичну базу для діагностики технічного стану агрегатів гібридної силової установки, наукового обґрунтування базових діагностичних параметрів гібридних автомобілів.

Ключові слова: діагностика, гібридний автомобіль, силова установка, тягова акумуляторна батарея, метод, витрата пального, двигун внутрішнього згорання.

Бажинов А.В., Заверуха Р.Р., Бажинов Т.А. «Метод определения эффективной работы силовой установки гибридного автомобиля»

Современное состояние развития рынка и обновления структуры гибридных автомобилей обуславливают необходимость комплексного подхода к оценке их технического состояния с целью выбора наилучшей технологии диагностирования силовой установки гибридного автомобиля.

Разработаны теоретические основы повышения эффективности эксплуатации силовой установки гибридного автомобиля на основании оперативного синтеза управляющих воздействий по энергетическим и качественным критериям с учетом внешних условий эксплуатации. Приведен единый подход к исследованию эффективности эксплуатации гибридной силовой установки автомобиля в зависимости от схемы строения и конструктивных особенностей.

Затраты энергии (топлива, электроэнергии) определяются погрузочно-скоростным режимом гибридного автомобиля. На этом основании энергетические затраты определяют при заданных условиях эксплуатации эффективность работы силовой установки гибридного автомобиля. Кроме того, метод оценки эффективности работы силовой установки гибридного автомобиля инвариантна различным силовым установкам.

Практическое значение полученных результатов заключается в том, что полученные научные результаты составляют единый комплекс исследований (концепция, принципы, методы и математические модели), предложена методика определения эффективной работы силовой установки гибридного автомобиля. Приведенные исследования составляют теоретическую базу для диагностики технического состояния агрегатов гибридной силовой установки, научного обоснования базовых диагностических параметров гибридных автомобилей.

Ключевые слова: диагностика, гибридный автомобиль, силовая установка, тяговая аккумуляторная батарея, метод, расход горючего, двигатель внутреннего сгорания.

O. Bazhinov, R. Zaverukha, T. Bazhynova "Method for determining the effective operation the power plant of a hybrid car"

The current state of market development and updating the structure of hybrid cars necessitate a comprehensive approach to assessing their technical condition in order to select the best technology for diagnosing the power plant of a hybrid car.

Theoretical bases of increase of efficiency of operation of power plant of the hybrid car on the basis of operative synthesis of operating influences on power and qualitative criteria taking into account external operating conditions are developed. The only approach to research of efficiency of operation of hybrid power plant of the car depending on the scheme of a structure and design features is resulted.

Energy consumption (fuel, electricity) is determined by the load-speed mode of the hybrid car. On this basis, energy costs are determined under specified operating conditions, the efficiency of the power plant of the hybrid car. In addition, the method of evaluating the efficiency of the power plant of a hybrid car is invariant to different power plants.

The practical significance of the obtained results is that the obtained scientific results are a single set of research (concept, principles, methods and mathematical models), a method for determining the effective operation of the power plant of a hybrid car is proposed. These studies form the theoretical basis for the diagnosis of the technical condition of the units of the hybrid power plant, the scientific substantiation of the basic diagnostic parameters of hybrid cars.

Keywords: diagnostics, hybrid car, power plant, traction battery, method, fuel consumption, internal combustion engine.

Вступ

Гібридна силова установка (ГСУ), як об'єкт управління характеризується змінною структурою, суттєвою нелінійністю основних своїх елементів, параметричною невизначеністю. Ефективність застосування ГСУ значною мірою визначається характеристиками її системи автоматичного управління (САУ), яка повинна вирішувати наступні основні задачі:

- ідентифікація поточного стану елементів ГСУ;
 - ідентифікація і прогнозування тягово-швидкісного режиму руху автомобіля;
 - вибір оптимального режиму роботи (варіанту кінематичної схеми) ГСУ залежно від її поточного стану і режиму руху ТЗ;
 - оптимальний перерозподіл потоків потужності між агрегатами ГСУ на всіх тягово-швидкісних режимах, що задаються;
 - управління рекуперацією енергії гальмування ТЗ;
 - управління зарядженням і витрачанням енергії накопичувача;
 - забезпечення стоп-стартового режиму, що мінімізує використання холостого ходу ДВЗ при короткочасних зупинках ТЗ;
 - стабілізація заданих режимів роботи окремих агрегатів;
 - забезпечення інтерфейсу водія, що імітує управління традиційним ТЗ.
- Задачі, що вирішуються САУ ГСУ, мають ієрархічну організацію.

Актуальність проблеми

Існує три підходи до побудови САУ ГСУ, які розрізняються принципами вирішення задач, що відносяться до другого рівня ієрархії: використання логічних правил вибору стратегії, використання методів теорії оптимального управління і застосування алгоритмів адаптації до поточного їздового циклу і очікуваних його змін.

Найбільше поширення на сьогоднішній день набули САУ, які реалізують метод використання логічних правил вибору стратегії управління ГСУ, хоч вони і не дозволяють в повній мірі виявити всі переваги гібридних технологій.

Більшість викладених технологій діагностування гібридних силових установок не дозволяють об'єктивно проводити комплексну оцінку їх технічного стану за діагностичними параметрами, оскільки не відпрацьовано механізм їх спільного нормування і приведення до єдиної шкали вимірювання.

Аналіз останніх досліджень

Ряд авторів [1 – 2] при дослідженні управління силовими установками автомобілів використовують методи розрахункового інтелекту.

Управління на підставі нечітких правил і систем нечіткого висновку використовується в роботі [3], а в роботі [4] досліджується можливість використання генетичних алгоритмів для налагоджування систем нечіткого висновку. Використання штучних нейронних мереж (ШНМ) при управлінні силовою установкою наведено в роботах [5 – 6]. Сумісному використанню ШНМ та систем нечіткого висновку присвячена робота [7]. Наведені дослідження вказують на значний потенціал покращення експлуатаційних характеристик гібридних на підставі ефективного управління потужністю при використанні технологій розрахункового інтелекту.

На практиці поширеним є вибір стратегії управління силовою установкою на підставі логічних правил та табличне задання законів регулювання (logic based control strategies). Такий підхід має назву Rule Based (RB).

Правила та закони управління встановлюють розробники силових установок шляхом використання евристичних методів і аналізу результатів розрахункового експерименту. В даному випадку не враховуються особливості конкретних умов експлуатації, які впливають на ефективність роботи силової установки. Отже, такий підхід не дозволяє використовувати в повній мірі енергоефективність силової установки. Якщо стратегія управління не відповідає зовнішнім умовам роботи автомобіля то силова установка може мати гірші показники енергетичної економічності та токсичності відпрацьованих газів в порівнянні з базовим автомобілем.

Формулювання мети дослідження

Підвищення ефективності експлуатації силової установки гібридного автомобіля шляхом оперативного синтезу управляючих впливів за енергетичними і якісними критеріями з урахуванням зовнішніх умов експлуатації.

Результати дослідження

Ефективність роботи гібридного автомобіля вирішальним чином залежить від відповідності вибраного режиму роботи ГСУ тягово-швидкісному режиму руху, а також від якості управління перерозподілом потоків потужності між основними агрегатами ГСУ. Цільовою функцією такого управління є мінімізація витрати палива і викидів токсичних компонентів з відпрацьованими газами ДВЗ при обмеженнях, обумовлених вимогами керованості, надійності, запасу енергії в ТАБ і так далі [8]. Часто рішення даної оптимізаційної задачі припускає перетворення електричної потужності в еквівалентну кількість спалюваного палива для того, що б оцінити загальні витрати палива [9]. Згодом оптимальний перерозподіл потужності між ДВЗ і електродвигуном здійснюється на підставі аналізу статичних карт питомої витрати палива ГСУ. Оптимізація перерозподілу потоків потужності актуальна, насамперед, для автомобілів з паралельною і послідовно-паралельною схемами побудови ГСУ.

Спрощений змістовний опис алгоритму логічного вибору впливів, що управляють, представлені в наступному вигляді.

При гальмуванні, коли потрібний момент обертання ГСУ $M_{GSU.zd} < 0$:

– ДВЗ вимкнений, $\beta_D = -1$;

– передавальне відношення трансмісії на k -ому кроці управління $\gamma(k) = \gamma(k-1)$;

– при повністю зарядженій тяговій акумуляторній батареї (ТАБ), коли $\theta_{TAB} \geq \theta_{ex.max}$ рекуперативне гальмування не використовується $\beta_M = 0$. Сигнал управління гідравлічною системою гальмування

$$\beta_T = \frac{-M_{GSU.zd}}{M_{trm.max}}, \quad (1)$$

– при не повністю зарядженій ТАБ, коли $\theta_{TAB} < \theta_{ex.max}$, обчислюється максимальний гальмівний момент ВЕД в генераторному режимі $M_{VD.min}^{ogr}$ з урахуванням конструктивних особливостей вентильного електродвигуна (ВЕД) і максимально допустимого струму зарядки ТАБ, відповідного її поточному стану

$$M_{VD.min}^{ogr} = \max \left\{ \frac{P_{VD.TAB}}{\omega_M \cdot \eta_{VD}}, M_{VD}(\omega_M, \beta_M = -1) \right\}, \quad (2)$$

де $P_{VD.TAB} = (P_{TAB.chg.max} - P_{dop}) \cdot \eta_{inv}^{-1}$ – обмеження потужності ВЕД в генераторному режимі можливостями ТАБ; η_{VD} – ККД ВЕД; η_{inv} – ККД трифазного інвертора з ШИМ; $P_{TAB.chg.max} = (E_{TAB} - I_{TAB.chg.max} \cdot R_{TAB}) \cdot I_{TAB.chg.max}$ – потужність, що надходить в ТАБ при зарядці максимально-допустимим струмом; P_{dop} – потужність, споживана від бортової мережі додатковим електроустаткуванням; $I_{TAB.chg.max}$ – максимальний струм заряду ТАБ; R_{TAB} – еквівалентний внутрішній опір ТАБ; E_{TAB} – еквівалентна ЕДС ТАБ.

Якщо $M_{GSU.zd} > (M_{VD.min}^{ogr} \cdot \gamma_M)$, гідравлічна система гальмування не використовується $\beta_T = 0$, гальмівне зусилля створюється за допомогою ВЕД:

$$\beta_M = \frac{M_{GSU.zd}}{M_{VD.max} \cdot \gamma_M}. \quad (3)$$

– Якщо $M_{GSU.zd} \leq (M_{VD.min}^{ogr} \cdot \gamma_M)$, використовується максимальний гальмівний момент ВЕД в генераторному режимі: $\beta_M = -1$. Нестача гальмівного моменту доповнюється за рахунок гідравлічної системи гальмування

$$\beta_T = \frac{M_{VD}(\omega_M, \beta_M) \cdot \gamma_M - M_{GSU.zd}}{M_{trm.max}}. \quad (4)$$

При необхідному моменті обертання ГСУ $M_{GSU.zd} \geq 0$:

– гідравлічна система гальмування не використовується $\beta_T = 0$;

– вибір передаточного відношення трансмісії на k -ому кроці діагностування при $\beta_D(k) \neq -1$ виконується виходячи з таких правил

$$\gamma = \gamma_1 \quad \text{при} \quad \omega < (\omega_{P,1} - \Delta\omega_P) \vee \vee (\omega < (\omega_{P,1} + \Delta\omega_P)) \wedge \gamma(k-1) > \gamma_2; \quad (5)$$

$$\gamma = \gamma_2 \quad \text{при} \quad ((\omega_{P,1} - \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,1} + \Delta\omega_P)) \wedge (\gamma(k-1) \leq \gamma_2) \vee \vee (\omega_{P,1} + \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,2} - \Delta\omega_P) \vee \vee ((\omega_{P,2} - \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,2} + \Delta\omega_P)) \wedge (\gamma(k-1) > \gamma_3); \quad (6)$$

$$\gamma = \gamma_3 \quad \text{при} \quad ((\omega_{P,2} - \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,2} + \Delta\omega_P)) \wedge (\gamma(k-1) \leq \gamma_3) \vee \vee (\omega_{P,2} + \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,3} - \Delta\omega_P) \vee \vee ((\omega_{P,3} - \Delta\omega_P) \leq \omega < (\omega_{P,3} + \Delta\omega_P)) \wedge (\gamma(k-1) > \gamma_4); \quad (7)$$

$$\begin{aligned} \gamma = \gamma_4 \quad \text{при} \quad & \left((\omega_{P,3} - \Delta\omega_p) \leq \omega < (\omega_{P,3} + \Delta\omega_p) \right) \wedge \gamma(k-1) \leq \gamma_4 \vee \\ & \vee (\omega_{P,3} + \Delta\omega_p) \leq \omega < (\omega_{P,4} - \Delta\omega_p) \vee \\ & \vee \left((\omega_{P,4} - \Delta\omega_p) \leq \omega < (\omega_{P,4} + \Delta\omega_p) \right) \wedge (\gamma(k-1) > \gamma_5); \end{aligned} \quad (8)$$

$$\begin{aligned} \gamma = \gamma_5 \quad \text{при} \quad & \left((\omega_{P,4} - \Delta\omega_p) \leq \omega \right) \wedge \gamma(k-1) \leq \gamma_5 \vee \\ & \vee (\omega_{P,4} + \Delta\omega_p) \leq \omega, \end{aligned} \quad (9)$$

де $\omega_p = [\omega_{P,1}, \omega_{P,2}, \omega_{P,3}, \omega_{P,4}]$ – вектор порогових швидкостей руху автомобіля, який визначається на підставі залежності ефективного ККД ДВЗ від його тягово-швидкісного режиму.

При $\beta_D(k-1) > 0,5$ вектор ω_p помножується на поправочний коефіцієнт $K_{PP}(k) = 1 + 0,58 \cdot (\beta_D(k-1) - 0,5)$, що враховує навантаження ДВЗ; $\Delta\omega_p$ – приріст порогових швидкостей, що дозволяє уникнути «брязкоту» перемикання передач.

При $\beta_D(k) = -1$, коли ДВЗ відключений, передаточне відношення не змінюється: $\gamma(k) = \gamma(k-1)$;

– якщо виконується умова $(\omega < \omega_{P,DVS}) \wedge (\theta_{TAB} > \theta_{ex.min})$, де $\omega_{P,DVS}$ – порогова швидкість включення ДВЗ, рух здійснюється за допомогою тягового електродвигуна за наявності достатнього запасу енергії в ТАБ.

Максимально можливий момент обертання ВЕД з урахуванням обмежень його конструктивних особливостей і стану ТАБ може бути отриманий із виразу

$$M_{VD,max}^{ogr} = \min \left\{ \frac{P_{VD,TAB} \cdot \eta_{VD}}{\omega_M}, M_{VD}(\omega_M, \beta_M = 1) \right\}, \quad (10)$$

$$\text{де } P_{VD,TAB} = (P_{TAB,max} - P_{dop}) \cdot \eta_{inv}; \quad P_{TAB,max} = \frac{E_{TAB}^2}{4 \cdot R_{TAB}}.$$

У випадку, коли $M_{GSU.zd} \leq (M_{VD,max}^{ogr} \cdot \gamma_M)$ сигнал управління тяговим електроприводом $\beta_M = M_{GSU.zd} / (M_{VD,max} \cdot \gamma_M)$, а сигнал управління потужністю ДВЗ відповідає його вимкненому стану $\beta_D = -1$.

При $M_{GSU.zd} > (M_{VD,max}^{ogr} \cdot \gamma_M)$ електропривод переймає на себе максимально-можливе навантаження: $\beta_M = 1$, а нестача потужності доповнюється за рахунок ДВЗ:

$$\beta_D = M_{DVS}^{-1}(\omega_{KV}, M_{DVS.zd}), \quad (11)$$

$$\text{де } M_{DVS.zd} = \frac{M_{GSU.zd} - M_{VD}(\omega_M, \beta_M) \cdot \gamma_M}{\gamma \cdot K_{scp}} \text{ – необхідний ефективний момент ДВЗ;}$$

K_{scp} – коефіцієнт прослизання зчеплення

$$K_{scp} = \begin{cases} 1, & \text{при } \omega_{KV} \geq \omega_{KV.min} \\ \frac{\omega_{KV} \cdot (1 - K_{scp,0})}{\omega_{KV.min}} + K_{scp,0} & \text{при } \omega_{KV} < \omega_{KV.min}; \end{cases} \quad (12)$$

де $K_{scp.0}$ – коефіцієнт прослизання зчеплення при $\omega_{KV} = 0$.

При моделюванні ДВЗ у випадку $\omega \cdot \gamma < \omega_{KV.min}$ з урахуванням буксування муфти зчеплення вважатимемо, що $\omega_{KV} = \omega_{KV.min}$; якщо виконується умова $(\omega < \omega_{P.DVS}) \wedge (\theta_{TAB} \leq \theta_{ex.min})$, коли ТАБ розряджена, рух здійснюється за допомогою ДВЗ при відключеному електроприводі: $\beta_M = 0$.

В цьому випадку $\beta_D = M_{DVS}^{-1}(\omega_{KV}, M_{DVS.zd})$, де $M_{DVS.zd} = M_{GSU.zd} \cdot \gamma^{-1}$;

– при швидкості руху автомобіля, що перевищує порогову швидкість включення ДВЗ, коли виконується умова $\omega \geq \omega_{P.DVS}$, ВЕД використовується для наближення тягово-швидкісного режиму ДВЗ до області оптимальних режимів. Оптимальний момент обертання ДВЗ для поточної швидкості обертання КВ ω_{KV} знаходиться із умови

$$M_{DVS}^* = M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D^*), \quad \beta_D^* = \arg \min_{\beta_D} \{g_e(\omega_{KV}, \beta_D)\}. \quad (13)$$

– при виконанні умови $(M_{GSU.zd} \geq M_{DVS}^* \cdot \gamma) \vee (\theta_{TAB} \geq \theta_{ex.opt})$ відведення потужності від ДВЗ для заряджання ТАБ недоцільно.

– якщо $(M_{GSU.zd} > \gamma \cdot M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D = 1)) \wedge (\theta_{TAB} \geq \theta_{ex.min})$, існує необхідність і можливість доповнити нестачу потужності ДВЗ за допомогою ВЕД. В цьому випадку сигнал управління потужністю ДВЗ приймається рівним $\beta_D = 1$, а сигнал управління потужністю ВЕД визначається із виразу

$$\beta_M = \begin{cases} \frac{M_{VD.zd}}{M_{VD.max}} & \text{при } M_{VD.zd} < M_{VD.max}^{ogr} \\ 1 & \text{при } M_{VD.zd} \geq M_{VD.max}^{ogr} \end{cases}, \quad (14)$$

де $M_{VD.zd} = \frac{M_{GSU.zd} - \gamma \cdot M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D)}{\gamma_M}$,

$$M_{VD.max}^{ogr} = \min \left\{ \left(\frac{E_{TAB}^2}{4 \cdot R_{TAB}} - P_{dop} \right) \cdot \frac{\eta_{inv} \cdot \eta_{VD}}{\omega_M}, M_{VD}(\omega_M, \beta_M = 1) \right\}. \quad (15)$$

– інакше, коли виконується умова

$$(M_{GSU.zd} \leq \gamma \cdot M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D = 1)) \vee (\theta_{TAB} < \theta_{ex.min}), \quad (16)$$

рух здійснюється без використання тягового електроприводу: $\beta_D = 0$. Сигнал управління потужністю ДВЗ в цьому випадку $\beta_D = M_{DVS}^{-1}(\omega_{KV}, M_{DVS.zd})$, де

$$M_{DVS.zd} = \min \left\{ \frac{M_{GSU.zd}}{\gamma}, M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D = 1) \right\}. \quad (17)$$

– при виконанні умови $(M_{GSU.zd} < M_{DVS}^* \cdot \gamma) \wedge (\theta_{TAB} < \theta_{ex.opt})$ ДВЗ працює в оптимальному режимі, а надлишок потужності відводиться для заряджання ТАБ за допомогою використання ВЕД в режимі генератора.

В цьому випадку момент опору ВЕД, потрібний для забезпечення оптимального режиму ДВЗ

$$M_{VD.zd} = \frac{M_{GSU.zd} - \gamma \cdot M_{DVS}^*}{\gamma_M}. \quad (18)$$

Обмеження даного моменту опору, обумовлене конструктивними особливостями ВЕД і максимально допустимим струмом зарядки ТАБ, відповідним її поточному стану

$$M_{VD.min}^{ogr} = \max \left\{ \frac{P_{VD.TAB}}{\omega_M \cdot \eta_{VD}}, M_{VD}(\omega_M, \beta_M = -1) \right\}, \quad (19)$$

де

$$P_{VD.TAB} = \frac{(E_{TAB} - I_{TAB.chg.max} \cdot R_{TAB}) \cdot I_{TAB.chg.max} - P_{dop}}{\eta_{inv}}. \quad (20)$$

При $M_{VD.zd} > M_{VD.min}^{ogr}$ управляючі впливи на ВЕД і ДВЗ

$$\beta_M = \frac{M_{VD.zd}}{M_{VD.max}}; \quad \beta_D = M_{DVS}^{-1}(\omega_{KV}, M_{DVS}^*). \quad (21)$$

При $M_{VD.zd} \leq M_{VD.min}^{ogr}$ режим ДВЗ може відхилитися від оптимального із за обмежень області допустимих режимів ВЕД

$$\beta_M = -1; \quad \beta_D = M_{DVS}^{-1}(\omega_{KV}, M_{DVS.zd}), \quad (22)$$

де

$$M_{DVS.zd} = \min \left\{ \frac{M_{GSU.zd}}{\gamma}, M_{DVS}(\omega_{KV}, \beta_D = 1) \right\}. \quad (23)$$

Момент обертання ГСУ $M_{GSU.zd}$, потрібний для забезпечення заданого тягово-швидкісного режиму гібридного автомобіля, визначається з використанням П-регулятора

$$M_{GSU.zd}(k) = k_{p.V} \cdot e(k) + k_{i.V} \cdot \sum_{n=0}^k e(n), \quad (24)$$

де $e(k) = V_{zd}(k) - V(k)$ – помилка регулювання за швидкістю руху автомобіля;

$k_{p.V}$, $k_{i.V}$ – параметри П – регулятора.

Наведена стратегія управління ГСУ на підставі логічних правил, що враховує особливості конкретних умов експлуатації, що впливають на ефективність роботи гібридного автомобіля.

Висновки

Вирішена задача підвищення ефективності експлуатації функціональних систем силової установки гібридного автомобіля на підставі нової концепції діагностування її технічного стану. Наведено єдиний підхід к дослідженню діагностичних параметрів в залежності від схеми будови та конструктивних особливостей силової установки гібридного автомобіля. Це дає можливість використовувати нейромережеву апроксимацію характеристик діагностичних параметрів силової установки гібридного автомобіля при використанні енергетичних показників.

Список використаних джерел

1. Куликов И.В. Динамическое программирование как инструмент теоретических исследований силовой установки гибридного автомобиля/ И.В. Куликов // Журнал Автомобильных Инженеров. – 2010. – №4 (63).
2. S. Chiuta and E. Blom. Techno-economic evaluation of a nuclear-assisted coal-to-liquid facility // Progress in Nuclear Energy, 2012. – Vol. 54, – pp. 68-74.

3. X. Ou, X. Yan, and X. Zhang. Using coal for transportation in China: Life cycle GHG of coal-based fuel and electric vehicle, and policy implications // *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2010. – Vol. 4. – pp. 878-887.
4. Сериков С.А. Нейросетевое управление гибридной силовой установкой на основе метода адаптивной критики / С.А. Сериков // *Автомобильный транспорт*. – 2012. – № 30. – С.65-74.
5. Гаскаров Д.В. Интеллектуальные информационные системы: учеб. для вузов. – М.: Высш. шк., 2003. – 431 с.
6. Гібридні автомобілі / О.В. Бажинов, О.П. Смирнов, С.А. Серіков та ін. – Х.: ХНАДУ, 2008. – 328 с.
7. Бажинов А.В., Серикова Е.А., Быков А.М. Долговечность легкового автомобиля. – Харьков: Мачулин. – 2012.
8. Двадненко В.Я., Бажинов А.В., Пушкар А.Б. Оптимизация силовой установки гибридного автомобиля // *Материалы Международной научно-практической конференции «Автомобиле- и тракторостроение»*– 2019. – С. 60-63.
9. Раков В.А. Эксплуатация и обслуживание автомобилей с гибридными силовыми установками: монография. – Вологда, 2014. – 143с.

References

1. Kulikov I.V. Dynamic programming as a tool for theoretical studies of the power plant of a hybrid car / I.V. Kulikov // *Journal of Automotive Engineers*. – 2010. – No. 4 (63).
2. S. Chiuta and E. Blom. Techno-economic evaluation of a nuclear-assisted coal-to-liquid facility // *Progress in Nuclear Energy*, 2012. – vol. 54, – pp. 68-74.
3. X. Ou, X. Yan, and X. Zhang. Using coal for transportation in China: Life cycle GHG of coal-based fuel and electric vehicle, and policy implications // *International Journal of Greenhouse Gas Control*, 2010. – vol. 4. – pp. 878-887.
4. Serikov S.A. Neural network control of a hybrid power plant based on the method of adaptive criticism / S.A. Serikov // *Automobile transport*. – 2012. – No. 30. – P.65-74.
5. Gaskarov D.V. Intelligent information systems: textbook. for universities. – М.: Higher. shk., 2003. - 431 p.
6. Hybrid vehicles / O.V. Bazhinov, O. P. Smirnov, S.A. Serikov and in. – X.: KHNADU, 2008. – 328 p.
7. Bazhinov A.V., Serikova E.A., Bykov A.M. The durability of a passenger car. – Kharkov: Machulin, 2012.
8. Dvadnenko V.Ya., Bazhinov A.V., Pushkar A.B. Optimization of the power plant of a hybrid vehicle // *Materials of the International Scientific and Practical Conference "Automobile and Tractor Engineering"*. – 2019. – P. 60-63.
9. Rakov V.A. Operation and maintenance of vehicles with hybrid power plants: monograph. – Vologda, 2014. – 143p.

Князєв С. А.

Національний технічний університет
«Харківський політехнічний інститут»
E-mail: obmeninfoserg@ukr.net

**ВСТАНОВЛЕННЯ ПОКАЗНИКІВ УДАРНОЇ
В'ЯЗКОСТІ НА СТАЛІ МАРТЕНСИТНОГО КЛАСУ
ПІСЛЯ ПІЧНОГО БОРУВАННЯ З ПАСТ**

УДК 621.78

Князєв С. А. «Встановлення показників ударної в'язкості на сталі мартенситного класу після пічного борування з паст»

Наряду з підвищенням міцності і зносостійкості необхідно контролювати параметри ударної в'язкості. Ударна в'язкість гарантує той запас, при якому забезпечується реалізація в'язкого механізму руйнування. Крихкий матеріал не може бути використаний в якості конструкційного. Тому при розробці ефективних технологій зміцнення слід контролювати параметр ударної в'язкості. Нержавіючі сталі мартенситного класу мають високі антикорозійні властивості і характеристики міцності, однак можуть мати низькі показники ударної в'язкості при певних видах обробки.

Для зміцнення поверхні сталі мартенситного класу запропоновано пічне високотемпературне борування. Борування проводилось з паст у окисному середовищі пічної атмосфери. Сам процес не потребує спеціального обладнання, окрім звичайної термічної печі з електронагрівом. Застосування паст дозволяє проводити локальне зміцнення, економити реагенти і захищати поверхню від окислення і знеуглецювання. В результаті обробки сталі мартенситного класу отримано шари товщиною 30 – 60 мкм на протязі трьох годин. Мікротвердість на поверхні становить приблизно 20000 МПа. Показники ударної в'язкості становлять 67 – 58 Дж/см². Параметр ударної в'язкості зменшується зі збільшенням температури нагріву, що обумовлено головним чином збільшенням голок мартенситу та коагуляцією карбідів. Особливо помітними змінами у макроструктурі зламу мають зразки, боровані при температурі 1100 °С. При такій температурі розвиваються процеси збільшення розмірів структурних складових. При менших температурах обробки макроструктура зламу є більш рельєфною. Додаткову інформацію дає кількісний аналіз зон зламу. Такий аналіз дозволяє оцінити внесок поверхневого зміцнення та основної структури.

Ключові слова: борований шар, мікротвердість, ударна в'язкість, паста, пічний нагрів, злам.

Князєв С. А. «Установление показателей ударной вязкости на стали мартенситного класса после печного борирования из паст»

Наряду с повышением прочности и износостойкости необходимо контролировать параметры ударной вязкости. Ударная вязкость гарантирует тот запас, при котором обеспечивается реализация вязкого механизма разрушения. Хрупкий материал не может быть использован в качестве конструкционного. Поэтому при разработке эффективных технологий упрочнения следует контролировать параметр ударной вязкости. Нержавеющие стали мартенситного класса имеют высокие антикоррозийные свойства и прочностные характеристики, однако могут иметь низкие показатели ударной вязкости при определенных видах обработки.

Для упрочнения поверхности стали мартенситного класса предложено печное высокотемпературное борирование. Борирование проводилось из паст в окислительной среде печной атмосферы. Сам процесс не требует специального оборудования, кроме обычной термической печи с электронагревом. Применение паст позволяет проводить локальное упрочнение, экономит реагенты и защищать поверхность от окисления и обезуглероживания. В результате обработки стали мартенситного класса получено слои толщиной 30 - 60 мкм в течение трех часов. Микротвердость на поверхности составляет примерно 20000 МПа. Показатели ударной вязкости составляют 67 - 58 Дж / см². Параметр ударной вязкости уменьшается с увеличением температуры нагрева, что обусловлено главным образом увеличением игол мартенсита и коагуляцией карбидов. Особенно заметными изменениями в макроструктуре излома имеют образцы, борованные при температуре 1100 °С. При такой температуре развиваются процессы увеличения размеров структурных составляющих. При меньших температурах обработки макроструктура излома становится более рельефной. Дополнительную информацию дает количественный анализ зон излома. Такой анализ позволяет оценить вклад поверхностного упрочнения и основной структуры.

Ключевые слова: Борированный слой, микротвердость, ударная вязкость, паста, печной нагрев, излом.

S.A. Knyazev "Establishment of Impact Toughness Indices on Martensitic Steel after Furnace Boring from Pastes"

Along with increasing the strength and wear resistance, it is necessary to control the parameters of impact toughness. Impact toughness guarantees the margin at which the ductile fracture mechanism is realized. A fragile material cannot be used as a structural material. Therefore, when developing effective hardening technologies, the impact toughness parameter should be controlled. Martensitic stainless steels have high anti-corrosion properties and strength characteristics, however, they can have low impact toughness in certain types of processing.

For hardening the surface of martensitic steel, high-temperature furnace borating is proposed. Boring was carried out from pastes in an oxidizing environment of an oven atmosphere.

The process itself does not require special equipment, except for the usual electric heating furnace. The use of pastes allows for local hardening, saving reagents and protecting the surface from oxidation and decarburization. As a result of the processing of martensitic steel, layers with a thickness of 30 - 60 microns were obtained for three hours. The microhardness on the surface is approximately 20,000 MPa. Impact strength indicators are 67 - 58 J / cm². The impact toughness parameter decreases with increasing heating temperature, which is mainly due to an increase in martensite needles and coagulation of carbides. Specimens boiled at a temperature of 1100 °C have especially noticeable changes in the macrostructure of the fracture. At this temperature, processes of increasing the size of structural components develop. At lower processing temperatures, the fracture macrostructure becomes more prominent. A quantitative analysis of the kink zones provides additional information. This analysis makes it possible to evaluate the contribution of surface hardening and the basic structure.

Keywords: Borovan layer, microhardness, impact strength, paste, furnace heating, fracture.

Вступ

Ударна в'язкість важливою механічною характеристикою. У зв'язку з цим при розробці технологій зміцнення важливим є той факт, що паралельно зі зростанням міцності показники ударної в'язкості відповідальних машин та елементи агрегатів мали допустимий рівень цього параметру, тобто конструкційний матеріал не повинен бути крихким. Високолеговані сталі мартенситного класу є широко розповсюдженими нержавіючими сталями які у багатьох режимах термічної обробки забезпечують високі показники міцності. Тому для деталей машин та інструменту, що виготовляються зі сталей мартенситного класу ефективним є поверхневе зміцнення зі збереженням в'язкої серцевини.

Актуальність проблеми

Відповідальні деталі, що працюють при ударних навантаженнях та в умовах зношування повинні мати високий комплекс механічних характеристик. Об'ємна зміцнююча термічна обробка де дозволяє отримати високий комплекс властивостей, тому прогресивнішою є технологія поверхневого зміцнення, наприклад борування. Тому актуальним залишається питання модифікування поверхні з метою її зміцнення і збереження рівня ударної в'язкості.

Аналіз останніх досліджень

Борування забезпечує формування твердого шару з боридів FeB (18000 МПа) та Fe₂B (14000 МПа) [1]. Ці структури мають підвищену крихкість [2]. Окрім цього збиральна рекристалізація призводить до збільшення розміру мікроструктур цих складових [3]. Відомі способи борування довготривалі (6 - 8 годин), а нові способи вимагають витрати значної кількості енергії і потребують коштовного обладнання [4]. Тому актуальним залишається питання вибору раціонального середовища обробки і вдосконалення вже існуючих методів [5 - 6].

Формулювання мети дослідження

Метою роботи було виявлення впливу формування борованого шару на показники ударної в'язкості та мікротвердості. Показати взаємозв'язок між макро-, мікроструктурою та механічними властивостями, а також порівняти результати пічного борування з результатами борування з швидкісним нагріванням струмами високої частоти і виявити придатність методу зміцнення до вимог, матеріалу лопатки парової турбіни. Данні по дослідженню були використані для порівняння борованих шарів, отриманих з нагріванням СВЧ.

Результати дослідження

Для встановлення показників ударної в'язкості борування проводилось на стандартних зразках зі сталі 15X11МФ в інтервалі температур $t = 1000 \dots 1100$ °С протягом 3-х годин. Насичуюче середовище представляє собою пасту, яка в свою чергу, складається з 60% порошку карбіду бору та 40% активатору NaF. Цей порошок змішувався на зв'язуючому, який складався з водного розчину клею КМЦ. На рис. 1 представлений зовнішній вигляд зразків після нанесення пасту.



Рис. 1. Зразки на ударний згин після нанесення насичуючої пасту

Проведені дослідження наведені у табл. 1.

Таблиця 1

Перелік умов експерименту		
T, °C	Індекс зразків	Сталь
1000	П1.1, П1.2	15X11МФ
1050	П2.1, П2.2	
1100	П3.1, П3.2	

Результатами борування було отримання борованих шарів на всіх зразках (рис. 2). На всіх зразках було отримано достатньо рівномірний борований шар з однаковою морфологією.

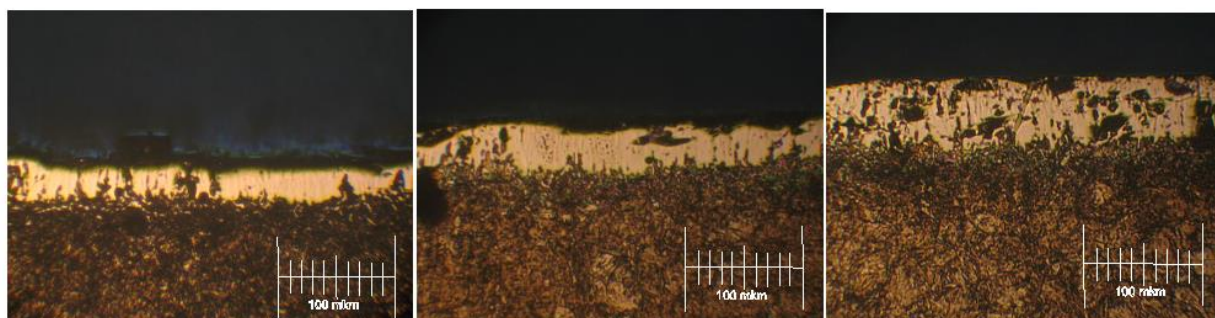


Рис.2. Мікроструктура борованого шару на сталі 15X11МФ отриманого з пасту при пічному боруванні з температурами 1000, 1050 та 1100 °С відповідно

На рис. 3 представлена діаграма, яка показує значення ударної в'язкості зразків зі сталі 15X11МФ з U подібним надрізом (випробування при 20 °С).

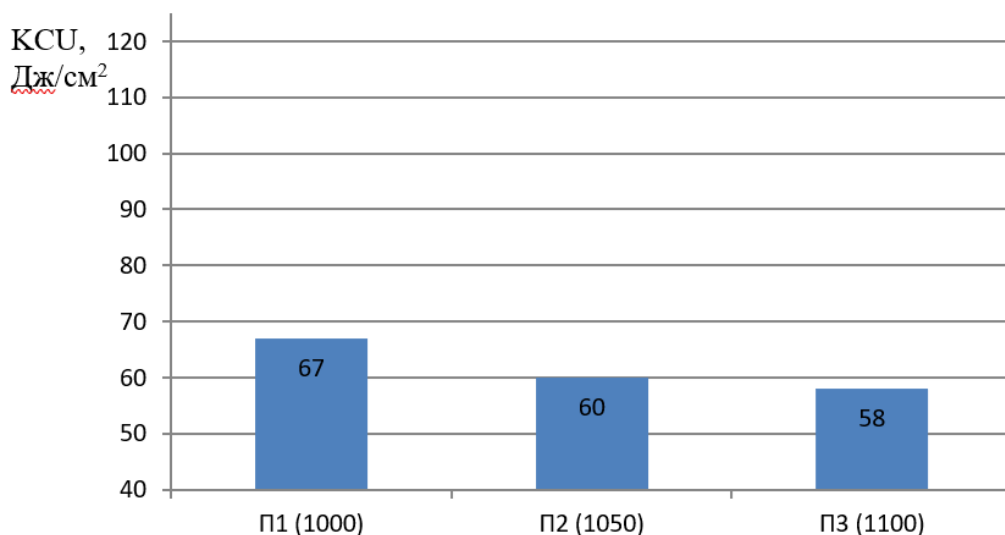


Рис.3. Значення ударної в'язкості зразків після борування у печі

Інтервал вісі ударної в'язкості спеціально вибраний таким чином, щоб охопити мінімальне і максимальне значення (допустимий діапазон), що регламентується вимогами ВАТ «Турбоатом» для заготівель лопаток парових турбін.

Докладний аналіз макроструктур зламів можливий через опис характерних зон руйнування, однак більш повну картину можна отримати після оцінки відносної кількості площини зони від загальної площини зламу. Границі зон визначалися візуально за чітко вираженою границею зміни морфології руйнування. Значення площин визначалось автоматично, у пікселях і перераховувалось у відсотки, що дозволяє знехтувати точністю збільшення при макрозйомці. Результати аналізу відносних площин зон приведені в табл. 2 (колонки 2-4).

На рис. 4 - 6 показано макроструктури зламів ударних зразків з виділеними трьома макрозонами. 1 зона – зона борування та поверхневого термічного впливу (як правило дрібнозерниста, без перепадів по рельєфу); 2 зона – зона зародження і розвитку тріщини; 3 зона – зона серцевини.

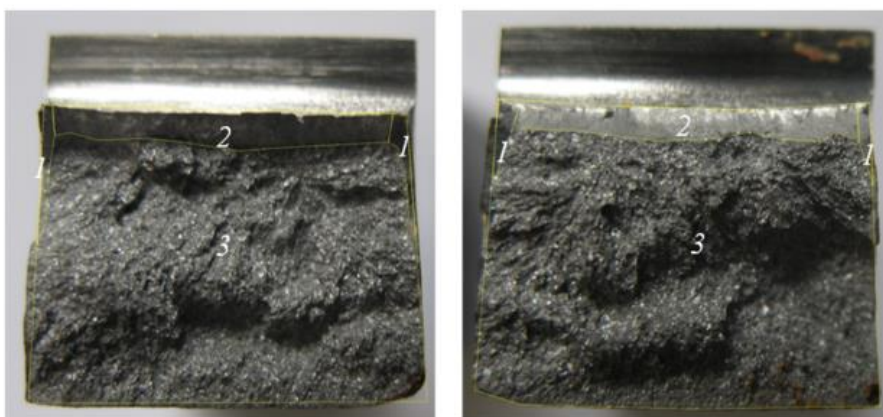


Рис.4. Макроструктура зламів зразків П1.1, П1.2 боруваних у печі при 1000 °С. Зона руйнування у зразку з максимальною ударною в'язкістю

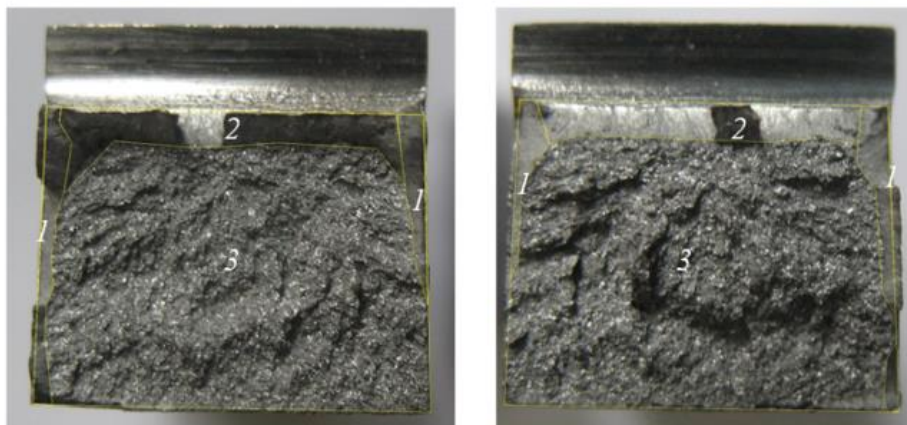


Рис.5. Макроструктура зламів зразків П2.1, П2.2 борованих у печі при 1050 °С

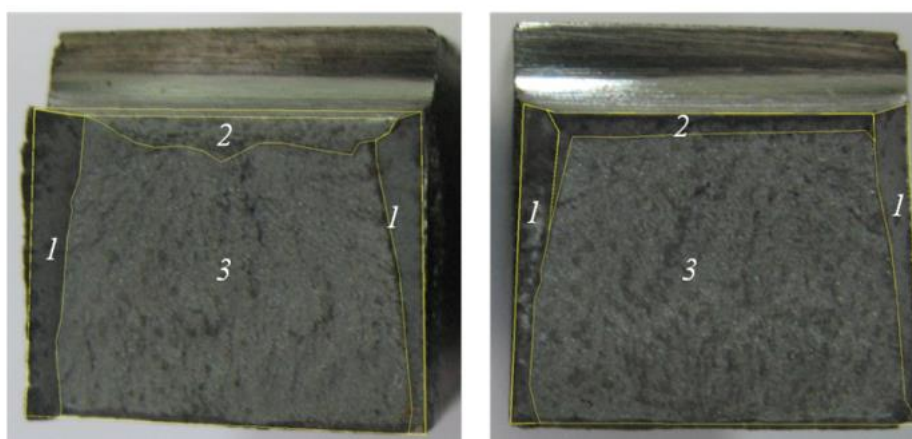


Рис.6. Макроструктура зламів зразків П3.1, П3.2 борованих у печі при 1100 °С. Характер зламу різко змінився. Зона руйнування у зразку з мінімально отриманою ударною в'язкістю

Результати розрахунків приведені у табл. 2.

Таблиця 2

Сукупні характеристики аналізу зламів в порівнянні з показниками ударної в'язкості на зразках зі сталі 15X11МФ, борованих у печі

Назва зразка	Відносна кількість зони 1	Відносна кількість зони 2	Відносна кількість зони 3	КСУ, Дж/см ²
П1.1	2,07	10,16	87,77	67
П1.2	2,46	8,8	89,74	67
П2.1	6,77	11,24	81,99	60
П2.2	4,21	9,9	85,89	60
П3.1	16,15	6,83	77,02	58
П3.1	12,51	5,98	81,51	58

Висновки

1. Металографічний аналіз поперечних розрізів показав наявність порівняно товстих (30...60 мкм) отриманих з паст на основі карбіду бору на протязі 3-х годин обробки.
2. При традиційному пічному боруванні внаслідок інтенсивної дифузії бору, або довготривалості процесу борування, формується щільний дифузійний шар.
3. Показники ударної в'язкості лежать у межах 67 – 58 Дж/см², що є високим показником для сталі мартенситного класу.
4. Основним лімітуючим фактором, який впливає на показники ударної в'язкості є дисперсність структури серцевини. Вона залежить від температури борування і загрубується при її збільшенні від 1050 до 1100 °С. Така зміна мікроструктури відображається у виді зламу і обумовлює зміну рельєфності поверхні зламу.

Список використаних джерел

1. Kulka M. Current Trends in Boriding. Techniques, 2019. – 282 p
2. Уманский В. Г., Маняк Л. К. Новые способы упрочнения деталей машин: справочное пособие. – Д.: Донбас, 1990. – 100 с.
3. Иванайский В. Влияние природы борировующего агента, флюсов и активаторов на характеристики покрытий, полученных при скоростном борировании легированных сталей / В. Иванайский, А. Ишков, Н. Кривочуров, А. Максимов, Н. Мишустин // Ползуновский вестник. – 2010. – № 3. – С. 201 – 203.
4. Mikołajczak D. Laser borided composite layer produced on austenitic 316L steel / D. Mikołajczak, M. Kulka, N. Makuch, P. Dziarski // Arch. Mech. Tech. Mater. – 2016. – № 36. – P. 35 – 39.
5. Погрібний М. А., Князев С. А. Борування конструкційних сталей з використанням насичуючих паст // Металознавство та обробка металів. – 2011. – № 1. – С. 33-38.
6. S.A. Knyazev Features of structure formation of surface layers with high content of boron on steel 15X11MФ in the conditions of furnace and induction heating // Ceramics: Science and Life, 2020. – № 2 (47). – pp. 26 – 30.

References

1. Kulka M. Current Trends in Boriding. Techniques, 2019. – 282 p.
2. Umansky VG, Manyak LK New methods of hardening machine parts: a reference guide. – D.: Donbas, 1990. – 100 p.
3. Ivanaisky V. Influence of the nature of the borating agent, fluxes and activators on the characteristics of coatings obtained by high-speed borating of alloy steels/ V. Ivanaisky, A. Ishkov, N. Krivochurov, A. Maksimov, N. Mishustin // Polzunovsky Bulletin. – 2010. – No. 3. – P. 201 - 203.
4. Mikołajczak D. Laser borided composite layer produced on austenitic 316L steel / D. Mikołajczak, M. Kulka, N. Makuch, P. Dziarski // Arch. Mech. Tech. Mater. – 2016. – No. 36. – P. 35 - 39.
5. Pogribny M. A., Knyazev S. A. Boruvannya of structural steels from thickened pastes // Metalloznavstvo and obrobka metal_v. – 2011. – No. 1. – S. 33-38.
6. S.A. Knyazev Features of structure formation of surface layers with high content of boron on steel 15X11MФ in the conditions of furnace and induction heating // Ceramics: Science and Life – No. 2 (47), 2020. – p. 26 - 30.

Шуляк М.Л.,
Петров Р.М.,
Колеснік Ю.І.,
Череватенко Г.І.
Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
E-mail: princemouse2@gmail.com

КРИВА ЗСУВУ ТА ЇЇ ВИКОРИСТАННЯ ПРИ РОЗРАХУНКУ СИЛИ ТЯГИ ХОДОВИХ СИСТЕМ

УДК 330.3:336.7

Шуляк М.Л., Петров Р.М., Колеснік Ю.І., Череватенко Г.І. **«Крива зсуву та її використання при розрахунку сили тяги ходових систем»**

В основі ряду сучасних методів розрахунку сили тяги ходових пристроїв на основі деформації лежить залежність між силою тертя (зчеплення) і величиною зміщення контактуючих поверхонь в початковий період їх відносного руху, так звана «Крива зсуву».

Відомо, що при переміщенні навантаженої пластини (штампа) по поверхні пов'язаного ґрунту, також, як і при зсуві двох ґрунтових поверхонь, сила тертя (зчеплення) спочатку інтенсивно зростає, потім зазвичай проходить через максимум і при подальшому русі штамп поступово стабілізується.

Наші дослідження, які проведені на торф'яному ґрунті, що володіє відомою пружністю, показали, що форма кривої зсуву в певній мірі залежить від характеру контакту з ґрунтом матеріалу.

Ключові слова: ходові пристрої, деформація, сила тертя, крива зсуву, штамп, ґрунт.

Шуляк М.Л., Петров Р.М., Колеснік Ю.І., Череватенко Г.І. **«Кривая смещения и ее использование при расчете силы тяги ходовых систем»**

В основе ряда современных методов расчета силы тяги ходовых устройств на основе деформации лежит зависимость между силой трения (сцепления) и величиной смещения контактирующих поверхностей в начальный период их относительного движения, так называемая «Кривая смещения».

Известно, что при перемещении нагруженной пластины (штампа) по поверхности связанного ґрунта, также, как и при сдвиге двух ґрунтовых поверхностей, сила трения (сцепления) сначала интенсивно растет, потом обычно проходит через максимум и при дальнейшем движении штампа постепенно стабилизируется.

Наше исследование, проведенное на торфяном ґрунте, обладающий известной упругостью, показали, что форма кривой сдвига в определенной степени зависит от характера контактирует с почвой материала.

Ключевые слова: ходовые устройства, деформация, сила трения, кривая смещения, штамп, ґрунт.

M. Shulyak, R. Petrov, Y. Kolesnik, G. Cherevatenko **"Offset curve and its use in calculating the traction force of running systems"**

A number of modern methods for calculating the traction force of running gear based on deformation are based on the relationship between the friction force (adhesion) and the magnitude of the displacement of the contact surfaces in the initial period of their relative motion, the so-called "shear curve".

It is known that when moving the loaded plate (stamp) on the surface of the bound soil, as well as when shifting the two soil surfaces, the friction force (adhesion) first increases rapidly, then usually passes through the maximum and with further movement of the stamp gradually stabilizes.

Our studies, which were conducted on peat soil with known elasticity, showed that the shape of the shear curve to some extent depends on the nature of the material in contact with the soil.

Keywords: running gear, deformation, friction force, shear curve, stamp, soil.

Вступ

В основі ряду сучасних методів розрахунку сили тяги ходових пристроїв на основі деформації лежить залежність між силою тертя (зчеплення) і величиною зміщення контактуючих поверхонь в початковий період їх відносного руху. Але для подібних розрахунків необхідно визначити характеристики ґрунтового масиву, граничні значення зсуву навантаження з врахуванням статистичного аналіз явищ, що впливають на його формування. Також необхідно визначити розрахунковий параметр, що доцільно використовувати при практичних розрахунках ходових систем.

Формулювання мети дослідження

Відомо, що при переміщенні навантаженої пластини (штампа) по поверхні пов'язаного ґрунту, також, як і при зсуві двох ґрунтових поверхонь, сила тертя (зчеплення) спочатку інтенсивно зростає, потім зазвичай проходить через максимум і при подальшому русі штампа поступово стабілізується. Тому доцільно, визначити характер форми кривої зсуву в залежності від матеріалу, що контактує з ґрунтом та його фізико-механічних властивостей.

Результати дослідження

На кривій типу 1 (рис. 1) звертає на себе увагу зменшення сили тертя після максимуму і подальше часткове відновлення її до якогось відносно стабільного значення, що характеризує тертя ковзання. Можна було припустити, що такий перебіг кривої викликано інерційністю пружинної системи силовиміру приладу (основні досліді проводилися за допомогою приладу тертя ВІСХОМ системи Г.Н. Сінеокова зі збільшеним масштабом опису переміщень). Однак спеціальні досліді з застосування тензометричної апаратури також виявили на кривій мінімум; пояснюється він, мабуть, як буде показано далі, пружними властивостями основи.

Величина зміщення, відповідна максимуму дотичній сили T , становила в наших дослідіах від 1,5 до 3 см, причому закономірного зв'язку між цими величинами не виявлялося. Стабілізація сили тертя наступала після зсуву в 5-6 см.

У зв'язку з широким i , на наш погляд, не завжди обґрунтованим застосуванням кривих зсуву при розрахунку сили тяги ходових пристроїв представляється необхідним більш докладно розглянути їх фізичний зміст і математичний вираз.

М.Г. Беккер для опису кривої, що виражає залежність зсувного зусилля від величини зсуву, запропонував використовувати рівняння аперіодичних згасаючих коливань:

$$T = \frac{T_{\max}}{Y_{\max}} \left[e^{(-k_2 + \sqrt{k_2^2 - 1})k_1 u} - e^{(-k_2 - \sqrt{k_2^2 - 1})k_1 u} \right] \quad (1)$$

де T_{\max} – максимальне значення зрушуючої сили;

Y_{\max} – максимальне значення виразу, укладеного в квадратні дужки;

k_1 і k_2 – параметри властивостей ґрунту і пробуксовки;

u – величина зміщення.

Відзначимо попутно, що крива, що виражається рівнянням (1), має асимптоту лінію $T = 0$ і, отже, при дуже великому зсуві величина сили тертя виявляється нескінченно малою величиною, що не відповідає нормальному перебігу процесу тертя.

Запропоноване Беккером рівняння є емпіричним, отже, як зазначає і його автор, можуть бути знайдені і використані і інші залежності, в більшій або меншій мірі враховують різні особливості експериментальних кривих. Зокрема, далі наводиться одне з таких рівнянь, що описує криві типу 1 (рис. 1).

Зміна математичного виразу кривої може дати певні переваги при виробництві розрахунків, але перш за все необхідно дати відповідь на питання: висловлює чи крива справжню залежність між силою тертя і зміщенням для будь-якої елементарної площадки або ж вона є результатом сукупної дії різних за величиною елементарних сил тертя, що діють на майданчику контакту? Інакше кажучи, чи правомірно для зв'язкових ґрунтів прийняте Беккером допущення, що сили тертя розподілені по контактній поверхні рівномірно? У першому випадку, тобто якщо крива виражає дійсний зв'язок сили тертя зі зміщенням будь-якого за розміром і формою майданчика, можна визначити силу тертя ходового пристрою інтеграцією елементарних сил тертя, отриманих за рівнянням (1) (або

аналогічного) по всій опорній поверхні з урахуванням зміщення окремих точок і епюри нормальних тисків, у другому випадку без відповідного аналізу напружено-деформованого стану основи цього робити не можна.

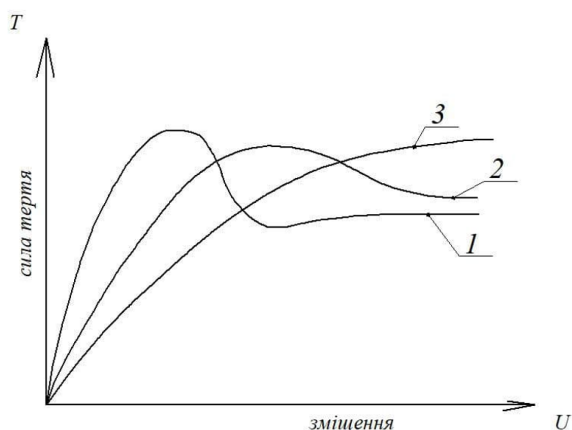


Рис. 1. Залежність форми кривої зсуву від характеру ґрунту який з нею контактує

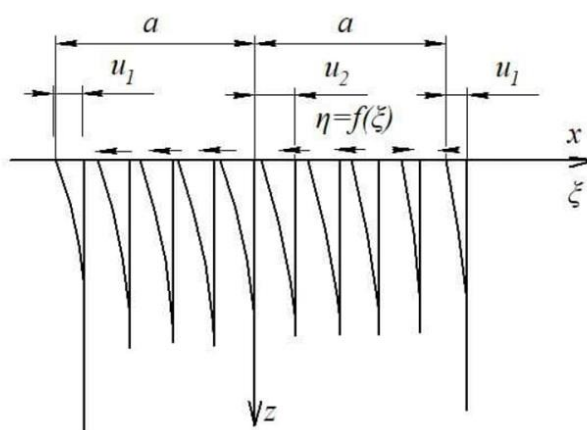


Рис. 2. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень

Для з'ясування основних закономірностей впливу поверхневих дотичних навантажень на деформації та переміщення зв'язкової ґрунтової основи за доцільне скористатися відомою в механіці ґрунтів моделлю ґрунту у вигляді пружного (лінійно-деформованого) півпростору, що дозволяє застосувати рішення контактних задач теорії пружності.

Приймемо, що навантажений майданчик має велику ширину і напруги вздовж неї розподіляються рівномірно, тобто має місце плоска деформація. Переміщення точок поверхні в напрямку дії дотичних навантажень, розподілених на довжині контакту $2a$ згідно із законом $f(\xi)$, причому $-a < \xi < a$ (рисунок 2) можуть бути виражені таким рівнянням:

$$u = \frac{2}{\pi K} \int_{-a}^a f(\xi) \ln|\xi - x| d\xi + C, \quad (2)$$

де $K = \frac{E}{1 - \mu^2}$ – «наведений» модуль пружності; E – модуль Юнга; μ – коефіцієнт Пуассона; C – постійна.

Деякі залежності величини відносного зміщення точок поверхні контакту для різних законів розподілу $f(\xi)$, отримані на підставі рівняння (2).

На рис. 2 показана схема деформації умовно виділених прямолінійних елементів підстави під впливом горизонтальних навантажень.

Дотичні навантаження викликають стиснення поверхневих елементів основи в передній (у напрямку дії сил) частини контакту і розтягнення в задній частині. Ці напруги досягають максимуму в точках $x = \pm a$.

Найбільше зміщення щодо недеформованої частини масиву при симетричному розподілі дотичних навантажень (парної функції $f(\xi)$) має середина навантаженого майданчика (точка $x = 0$).

Зазначені співвідношення мають місце, якщо можливе відносне проковзування в окремих точках контакту або навантаження передається через «безрозмірний» штамп. В іншому випадку, при передачі навантаження через жорсткий штамп, який має зчеплення з поверхнею, всі точки пружного півпростору, що знаходяться в контакті зі штампом, отримують однакові переміщення. При цьому під крайніми точками штампа дотичні напруження, теоретично досягають нескінченно великої величини. Природно, що на практиці такі напруги не можуть бути реалізовані, так як вони обмежуються деформаціями і граничною величиною сили тертя.

Сказане вище дозволяє уявити процес зміщення жорсткого штампа по деформованій основі наступним чином.

На самому початку руху виникає попереднє зміщення поверхневого шару і відповідна йому неповна сила тертя спокою. Ця сила практично не залежить від розподілу нормальних тисків; епюра дотичних напружень має сідлообразну форму з максимумом під крайніми точками штампа. Як тільки в цих точках буде досягнуто граничне значення сили тертя спокою, почнеться ковзання, і питома сила тертя тут зменшиться до величини сили тертя руху, відповідної нормальному тиску в цих точках (мається на увазі, що коефіцієнт тертя спокою істотно більше коефіцієнта тертя руху). У міру збільшення зсуву зони ковзання подовжуються, а зона зчеплення (в середній частині контакту) відповідно скорочується; в ній як і раніше буде мати місце неповна сила тертя спокою, яка досягає свого максимального значення на границях зони. Середнє значення питомої сили тертя в цій зоні зі збільшенням зсуву зростає. Нарешті, при зсуві, що дорівнює максимальному попередньому зміщенню в середині майданчика, настане ковзання по всій площі. Однак це не виключає в подальшому в окремих точках «схоплювання» матеріалів, що труться і виникнення на якийсь період локальних зон зчеплення.

Зі зменшенням елементарної сили тертя в момент переходу якої-небудь ділянки із зони зчеплення в зону ковзання зменшуються деформації поверхневого шару. Вигнутий раніше елемент (рис. 2) декілька випрямляється, що супроводжується його проковзуванням по поверхні штампа. При переході до нового положення рівноваги створюються умови для виникнення пружних коливань, більш-менш швидко згасаючих за рахунок сил зовнішнього і внутрішнього тертя. Наочну картину цього процесу можна спостерігати при переміщенні твердої пластини по поверхні, покритій пружними ворсинками (шітці).

Таким чином, на контактній поверхні в перехідний період до початку загального ковзання можна виділити зони з різними коефіцієнтами тертя: зону, де відносне зміщення відсутнє, і сила тертя безпосередньо не залежить від величини нормального тиску, дві зони ковзання, де сила тертя визначається нормальним тиском і коефіцієнтом тертя руху, і перехідні області з нестабільним коефіцієнтом тертя. Крива залежності сили тертя від зсуву повинна відображати ці явища, а також неминучу неоднорідність властивостей ґрунту навіть під майданчиком обмежених розмірів. Тому на поставлене вище питання можна відповісти, що крива не виражає властивостей одиничного контакту, а має за своєю природою статистичний характер і беззастережно поширювати її на всю опорну поверхню шляхом інтегрування елементарних сил тертя, як це пропонує М.Г. Беккер, не можна.

Цей висновок підтверджується також розбіжністю кривої зсуву з епюрами розподілу дотичних напружень під колесом і гусеницею.

З можливістю одночасного існування майданчиків зчеплення і ковзання слід рахуватися і при визначенні дійсних значень коефіцієнтів тертя спокою і руху.

Чи не висловлюючи припущень про можливе використання в прикладних розрахунках залежності сили тертя від зсуву штампа, наведемо спрощений математичний

вираз цієї залежності, отримане на основі вищевикладених уявлень про наявність різних зон на поверхні контакту і наступних припущень:

а) У зоні зчеплення середня величина дотичних напружень τ зростає зі збільшенням зміщення пропорційно останньому або ж пропорційно квадратному кореню з нього; перше припущення відповідає пружному півпростору, друге - експериментальним кривим, отриманим в умовах чистого зсуву для торф'яного ґрунту;

б) площа зони зчеплення в міру зсуву штампа зменшується пропорційно величині зсуву;

в) питома сила тертя ковзання τ_m не залежить від зсуву (приймається постійною);

г) зони нестійкого тертя складають n -у частину площі зон ковзання; питома сила тертя в цих зонах постійна і менше питомої сили тертя ковзання.

Введемо позначення:

\bar{U} – відносне зміщення, яке дорівнює відношенню величини зсуву штампа в даний момент до максимального значення зсуву U_{\max} , при котрих ще зберігається зчеплення хоча б в одній точці;

$\tau'_c, \tau'_m, \tau'_k$ – середні значення питомої сили тертя кожної зони, віднесені до всієї площі контакту.

Згідно з прийнятими припущеннями:

$$\tau'_c = \tau_c \cdot U. \quad (3)$$

При лінійній залежності τ_c від зсуву $\tau_c = \tau_{c\max} \cdot \bar{U}$, де $\tau_{c\max}$ – значення τ_c , відповідне \bar{U}_{\max} ; у другому випадку $\tau_c = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}}$.

Величина $\tau_{c\max}$ є деякою функцією модуля зсуву матеріалу основи;

$$\tau'_m = \tau_m (1-n) \bar{U}, \quad (4)$$

$$\tau'_k = \tau_k \cdot n \cdot \bar{U}. \quad (5)$$

Шукана залежність між середньою питомою силою тертя τ і U при $U < 1$ виражається в такий спосіб.

У першому випадку:

$$\tau = \tau'_c + \tau'_m + \tau'_k = \tau_{c\max} \bar{U} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U}. \quad (6)$$

У другому випадку:

$$\tau = \tau_{c\max} \sqrt{\bar{U}} (1-\bar{U}) + [(1-n)\tau_m + n\tau_k] \bar{U}. \quad (7)$$

При $0 > 1$ може бути прийнято

$$\tau = \tau_m. \quad (8)$$

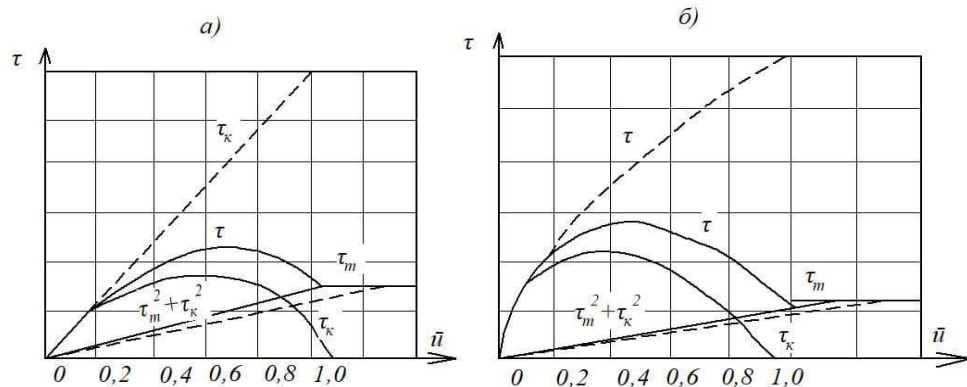


Рис. 3. Криві, побудовані за рівнянням 6 і 7

Зі зменшенням відмінності між $\tau_{c\max}$ і τ_m криві переходять послідовно в 2-й і 3-й тип (рис. 1) з більш тривалим наростанням навантаження.

Висновки

З огляду на викладене, в якості розрахункових характеристик ґрунтового масиву пропонується використовувати граничні значення питомої зрушує навантаження τ_{\max} і τ_m , які визначаються, враховуючи статистичний характер розглянутих явищ, по великому числу випробувань, проведених в умовах, найбільш близьких до дійсного характеру роботи машин. Останній вимогі, на нашу думку, задовольняють випробування за допомогою приладу ВИСХОМ системи Г.Н. Сінеокова.

Максимальне значення сили τ_{\max} , по викладеним уявленням, не є істинним значенням сили тертя спокою. Використання ж τ_{\max} в якості розрахункового параметра виправдовується тим, що в практичних додатках, зокрема при розрахунку ходових пристроїв, завжди доводиться стикатися з майданчиками кінцевих розмірів і немінучими флуктуаціями сил тертя на поверхні контакту.

Список використаних джерел

1. Лебедев А.Т. Опір перекочування колеса, що працює з буксуванням / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк // Збірник наукових статей Луцько-го НТУ. Сер.: Сільськогосподарські машини. – 2015. – Вип. 32. – С. 109–115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities // Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018. – pp.307-317, doi: 10.1007/978-3-030-19756-8_28.
3. Лебедев А. Т. Оцінка можливості підвищення тягово-енергетичних властивостей машинно-тракторного агрегату при виконанні орних робіт на агрофоні підвищеної вологості шляхом встановлення здвоєних шин / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін // Вісник Харків. нац. техн. ун-ту сіл. госп-ва імені Петра Василенка. Серія: Тракторна енергетика в рослинництві. – 2009. – Вип. 89. – С. 37–45.
4. Калінін Є.І. Частотно-динамічна математична модель тракторного агрегату з передачею крутного моменту до рушіїв сільськогосподарської машини / Є.І. Калінін // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2015. – Вип. 156. – С. 327-334.
5. Лебедев А. Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А. Т. Лебедев, Є. І. Калінін, М. Л. Шуляк, І. В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.
6. Калінін Є.І., Романченко В.М., Юр'єва Г.П. Моделювання коливань кузова транспортного засобу на гусеничному ході з урахуванням гнучкості кузова // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – №6. – С.232-238.

References

1. Lebedov A. T. Opir perevochuvannya wheel, scho pratsyue s skidding / A. T. Lebedev, Є. I. Kalinin, M.L. Shulyak // Collection of scientific articles of Lutsk NTU. Ser. : Silskogospodarski machines. – 2015. – V. 32. – S. 109-115.
2. Ovsyannikov, S., Kalinin, E., Kolesnik, I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities // Energy Management of Municipal Transportation Facilities and Transport, 2018. – pp. 307-317, doi: 10.1007 / 978-3-030-19756-8_28.
3. Lebedov A. T. Assessment of the ability to move the traction and power authorities of the machine-tractor unit when they are victorious on the agro-background of the installation of healthy tires / A. T. Lebedov, Є. I. Kalinin // Bulletin Kharkiv. nat. tech. un-tu sil. state-va imeni Petr Vasilenko. Series: Tractor power engineering in Russia. – 2009. – V. 89. – S. 37–45.
4. Kalinin Y.I. Frequency-dynamic mathematical model of the tractor unit with the transmission of torque to the ruins of the silskogospodarskoy machine / E.I. Kalinin // Bulletin of KhNTUSG im. Petra Vasilenka. – 2015. – V. 156. – S. 327-334.

5. Lebedev AT Analytical model for turning a tractor with an articulated-member frame / AT Lebedev, Є. I Kalinin, M.L. Shulyak, I. V. Kolusnik // Bulletin of KhNTUSG im. P. Vasilenka. – Kharkiv: KhNTUSG, 2016. – V. 173 – p. 161 - 167.

6. Kalinin Y.I., Romanchenko V.M., Yur'eva G.P. Model kolivan of the transport body on a caterpillar track with the smoothness of the body // Technical service of agricultural, fossil and transport complexes. – 2016. – No. 6. – S. 232-238.

Болтянська Н. І.,

Маніта І. Ю.

Таврійський державний
агротехнологічний університет імені
Дмитра Моторного
E-mail: nataliia.boltianska@tsatu.edu.ua

ОСОБЛИВОСТІ УПРАВЛІННЯ ВИРОБНИЦТВОМ В СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ ОРГАНІЗАЦІЯХ

УДК 631.171.075.3

Болтянська Н.І. Маніта І.Ю. *«Особливості управління виробництвом в сільськогосподарських організаціях»*

Специфіка управління сільськогосподарським підприємством в сьогоденних умовах полягає в тому, що воно спрямоване на ефективне господарювання в умовах дефіциту власних ресурсів і недостатнього державного фінансування, інтенсифікацію виробництва та зменшення ролі адміністративних методів у регулюванні виробництвом. Особливістю сучасного трансформованого сільськогосподарського підприємства є наявність в його виробничій структурі технологічних систем, які поділяються на кілька ієрархічних рівнів: технологічні системи операцій; технологічні системи процесів; технологічні системи виробничих підрозділів і технологічні системи підприємств. У статті підкреслюється, що сучасна технологічна система може виступати в якості «каркаса» для формування системи управління процесами, а специфікою диверсифікованого сільськогосподарського підприємства є наявність у структурі його виробництва, галузевих технологічних систем, які впливають на його ієрархію. Сьогодні великі сільськогосподарські підприємства включають три технологічні системи: галузь тваринництва, рослинництва та переробки. Наведено схему технологічної системи з підсистемами управління диверсифікованим підприємством агропромислового комплексу.

Визначено пріоритетні напрямки трансформації аграрного підприємства – збільшення кількості паралельних технологічних систем, розвиток і вдосконалення їх. Відзначено, що ці підприємства більш стійкі в конкурентній боротьбі, в них скорочується ризик збитків, досягається ефект кращого використання ресурсів, але при цьому висувуються більш жорсткі вимоги до організації та обґрунтування управлінських рішень та вдосконалення управління технологічними процесами, що висуває нові вимоги до розвитку нових технологій управління виробництвом. Найбільш ефективним інструментом допомоги прийняття рішень з управління виробництвом є процесно-орієнтоване планування, яке дозволяє якісно змінити діяльність організації на операційному, управлінському, міжфункціональному і міжорганізаційному рівнях і організоване на принципах узгодження всіх основних виробничих процесів сільськогосподарського підприємства.

Ключові слова: сільське господарство, ефективність, диверсифікація, технологічна система, виробничий процес, система управління.

Болтянская Н.И., Манита И.Ю. *«Особенности управления производством в сельскохозяйственных организациях»*

Специфика управления сельскохозяйственным предприятием в современных условиях заключается в том, что оно направлено на эффективное ведение хозяйства в условиях дефицита собственных ресурсов и недостаточного государственного финансирования, интенсификацию производства и уменьшение роли административных методов в регулировании производством. Особенностью современного трансформированного сельскохозяйственного предприятия является наличие в его производственной структуре технологических систем, которые подразделяются на несколько иерархических уровней: технологические системы операций; технологические системы процессов; технологические системы производственных подразделений и технологические системы предприятий. В статье подчеркивается, что современная технологическая система может выступать в качестве «каркаса» для формирования системы управления процессами, а спецификой диверсифицированного сельскохозяйственного предприятия является наличие в структуре его производства, отраслевых технологических систем, которые влияют на его иерархию. Сегодня крупные сельскохозяйственные предприятия включают три технологические системы: отрасль животноводства, растениеводства и переработки. Приведена схема технологической системы с подсистемами управления диверсифицированным предприятием агропромышленного комплекса.

Определены приоритетные направления трансформации аграрного предприятия – увеличение количества паралельных технологических систем, развитие и усовершенствование их. Отмечено, что эти предприятия более устойчивы в конкурентной борьбе, в них сокращается риск убытков, достигается эффект лучшего использования ресурсов, но при этом выдвигаются более жесткие требования к организации и обособлению управленческих решений и совершенствованию управления технологическими процессами, что предъявляет новые требования к развитию новых технологий управления производством. Наиболее эффективным инструментом в помощи принятия решений по управлению производством есть процессно-ориентированное планирование, которое позволяет качественно изменить деятельность организации на операционном, управленческом, межфункциональном и межорганизационном уровнях и организовано на принципах согласования всех основных производственных процессов сельхозпредприятия.

Ключевые слова: сельское хозяйство, эффективность, диверсификация, технологическая система, производственный процесс, система управления.

N. Boltianska, I. Manita "Features of production management in agricultural organizations"

The specificity of the management of an agricultural enterprise in today's conditions lies in the fact that it is aimed at efficient management of the economy in conditions of a shortage of its own resources and insufficient state funding, intensification of production and a decrease in the role of administrative methods in regulating production. A feature of a modern transformed agricultural enterprise is the presence of technological systems in its production structure, which are subdivided into several hierarchical levels: technological systems of operations; technological process systems; technological systems of production units and technological systems of enterprises. The article emphasizes that a modern technological system can act as a "framework" for the formation of a process control system, and the specificity of a diversified agricultural enterprise is the presence in the structure of its production, sectoral technological systems that affect its hierarchy. Today, large agricultural enterprises include three technological systems: livestock, crop and processing industries. A diagram of a technological system with management subsystems for a diversified agro-industrial complex is presented.

The priority directions of transformation of an agricultural enterprise are determined – an increase in the number of parallel technological systems, their development and improvement. It is noted that these enterprises are more stable in the competition, they reduce the risk of losses, the effect of better use of resources is achieved, but at the same time, more stringent requirements are put forward for the organization and justification of management decisions and the improvement of technological process management, which makes new requirements for the development of new technologies. production management. The most effective tool in helping to make decisions on production management is process-oriented planning, which allows you to qualitatively change the activities of an organization at the operational, management, inter-functional and inter-organizational levels and is organized on the principles of harmonization of all the main production processes of an agricultural enterprise.

Keywords: *agriculture, efficiency, diversification, technological system, production process, management system.*

Актуальність проблеми

Одним із ключових чинників підвищення конкурентоспроможності будь-якого підприємства є ефективна організація управлінської діяльності, використання сучасних інноваційних підходів до управління, упровадження передових технологій в організацію бізнесу. Варто зауважити, що конкурентні переваги сільськогосподарських формувань залежать не лише від наявних матеріальних ресурсів, рівня їх використання, а й від нематеріальних ресурсів, найважливішим із яких є управлінський. Виконання ефективної управлінської діяльності вимагає пошуку нових підходів та швидкого реагування на нові виклики [1 – 3]. У сільському господарстві останнім часом простежуємо зниження обсягів виробництва основних видів продукції рослинництва й тваринництва, посилену деградацію земель через високу освоєність земельного фонду та екстенсивне використання сільськогосподарських угідь. Відтворення й оновлення матеріально-технічної бази аграрних формувань майже повністю зупинилося. Трудовий потенціал також використовується досить неефективно. Кризові процеси чинять негативний вплив на розвиток соціальної сфери села, на забезпечення гідного життєвого рівня населення. Ринки ресурсів залишаються непрозорими, не функціонують легальні посередницькі механізми, недостатньою є діяльність управлінських структур щодо визначення пріоритетних напрямів розвитку агропромислового комплексу [4 – 6].

Аналіз останніх досліджень

Необхідність удосконалення управління сільськогосподарським виробництвом обумовлена кількісними і якісними змінами, що відбуваються у зовнішньому та внутрішньому середовищі функціонування підприємств АПК. Управління сільськогосподарським виробництвом і його результати необхідно розглядати крізь призму специфічних особливостей даної галузі. Так, Івасенко А. Г. підкреслює, що сільськогосподарське виробництво накладає певні зобов'язання по врахуванню впливу цілого комплексу чинників, що визначають ефективність функціонування всієї системи управління підприємствами аграрної сфери. У дослідженнях багатьох авторів конкретизуються особливості сільськогосподарського виробництва, вивчається вплив різних чинників і їх комбінацій. Це наукові праці: В. Г. Дудінова, В. Г. Андрійчука, А. А. Іщенка, І. І. Лукінова, О. В. Зоренка, О. С. Вітковського та ін.

Аналіз результатів наукових досліджень і публікацій підтверджує доцільність продовження вивчення проблеми управління виробництвом в сільськогосподарських організаціях [7 – 12].

Формулювання мети дослідження

Метою цього дослідження є визначення специфіки сучасного диверсифікованого сільськогосподарського підприємства, його структури та особливості управління виробництвом в сільськогосподарських організаціях.

Результати дослідження

В сучасних умовах стабілізації ринкових взаємовідносин підприємств і різних суб'єктів господарювання основним напрямом техніко-технологічної модернізації, як закономірності процесу ринкової трансформації, є створення конкурентоспроможного виробництва сільськогосподарської продукції. Сьогодні все більше використовуються нові технології контролю якості продукції, включаючи операційний контроль. Підвищується відповідальність працівників і вимоги до рівня їх кваліфікації. Істотним фактором функціонування технологічних систем став виробничий і корпоративний менеджмент, що забезпечує випуск конкурентоспроможної продукції та економічну ефективність виробництва. Широко застосовуються спеціальні технології логістики, оптимізації витрат і фінансування. Підвищується роль виробничої культури і соціального забезпечення працівників [13 – 17].

Особливість управління сільськогосподарським підприємством в сьогоденні умовах полягає в тому, що воно спрямоване на ефективне господарювання в умовах дефіциту власних ресурсів і недостатнього державного фінансування, інтенсифікацію виробництва та зменшення ролі адміністративних методів у регулюванні виробництвом.

Особливістю сучасного трансформованого сільськогосподарського підприємства є наявність в його виробничій структурі технологічних систем. Технологічні системи підрозділяються на кілька ієрархічних рівнів: технологічні системи операцій; технологічні системи процесів; технологічні системи виробничих підрозділів і технологічні системи підприємств. Сучасна технологічна система може виступати в якості «каркаса» для формування системи управління процесом і специфікою диверсифікованого сільськогосподарського підприємства є наявність в його структурі виробництва до сих пір галузевих технологічних систем, які впливають на цю ієрархію.

Сьогодні великі сільськогосподарські підприємства включають три технологічні системи: галузь тваринництва, рослинництва та переробки (рис. 1).

Галузеві технологічні системи взаємопов'язані між собою матеріальними потоками, які для одних технологічних процесів являють собою продукти (напівфабрикати), а для інших служать сировиною (рис. 2).

Так, в рослинництві паралельними технологічними підсистемами, за продуктовою ознакою, є виробництво зерна, виробництво технічних культур, виробництво овочів і т.п. У тваринництві, відповідно, – виробництво м'яса, молока, яєць, вовни і т.п. Технологічна система переробки сільськогосподарської продукції включає дві паралельні підсистеми: підсистему переробки продукції рослинництва і підсистему переробки продукції тваринництва [12, 14, 18].



Рис. 1. Технологічні системи

За виходами продукції галузеві технологічні системи взаємодіють між собою, формуючи складну логістичну систему розподілу продукції власного виробництва. Так певна частина продукції рослинництва і тваринництва в якості готової продукції надходить на реалізацію, а частина в якості напівфабрикатів направляєється на подальшу переробку, де використовується при виробництві харчових продуктів, сировини для промисловості і кормів. У сільськогосподарському підприємстві значна частина продукції зазнає цілий ряд трансформацій, в процесі яких вона змінює свої властивості, ділиться на нові види продукції, стає сировиною, напівфабрикатом або кінцевою продукцією.

Наприклад, після збору врожаю зерно озимої пшениці направляєється на доопрацювання, де проходить процеси первинного і вторинного очищення. На виході утворюється вже цілий набір видів продукції, в тому числі: продовольче зерно I сорту, фуражне зерно, насінневе зерно, зерно II сорту, зернова домішки, використовувані і невикористовувані відходи. Далі продовольче зерно в якості сировини може бути направлено на виробництво харчових продуктів (наприклад, борошна), а борошно, в свою чергу, в якості сировини – на виробництво хліба, висівки – на виробництво комбікорму. Таким чином, зерно озимої пшениці від врожаю проходить як мінімум через один виробничо-технологічний переділ (первинна і вторинна очистка), а максимум - через три і більше. В результаті формується цілий спектр матеріальних ресурсів, виробництво і споживання яких, тісно взаємопов'язане в натуральному і вартісному вираженні. Як це не парадоксально, в багатьох сільськогосподарських організаціях контроль над ресурсами власного виробництва ослаблений. Керівництво приділяє серйозну увагу процесам закупівлі і споживання покупних товарно-матеріальних цінностей (наприклад, ПММ, добрив, засобів захисту рослин, запасних частин і т.п.), так як на них необхідно витратити обмежені кошти підприємства сьогодні.

В сучасних умовах розгалуження сільськогосподарського виробництва спостерігається розвиток і ускладнення вищезначених систем.

На рис. 2 виділені два основних стратегічних напрямки диверсифікації в сільськогосподарському підприємстві:

- за рахунок розвитку числа паралельних систем;
- розвиток послідовних технологічних систем.

Як відомо, диверсифіковані підприємства демонструють цілий ряд переваг як в економічному, так і в соціальному плані:

- забезпечується вихід на додаткові ринки;
- відбувається поступове витіснення імпортової продукції і насичення місцевих ринків продукцією власного виробництва;
- сприяє більш рівномірному надходженню доходів підприємства впродовж календарного року;
- знижується потреба в страхуванні, підвищується фінансова стійкість;
- створюються додаткові робочі місця.

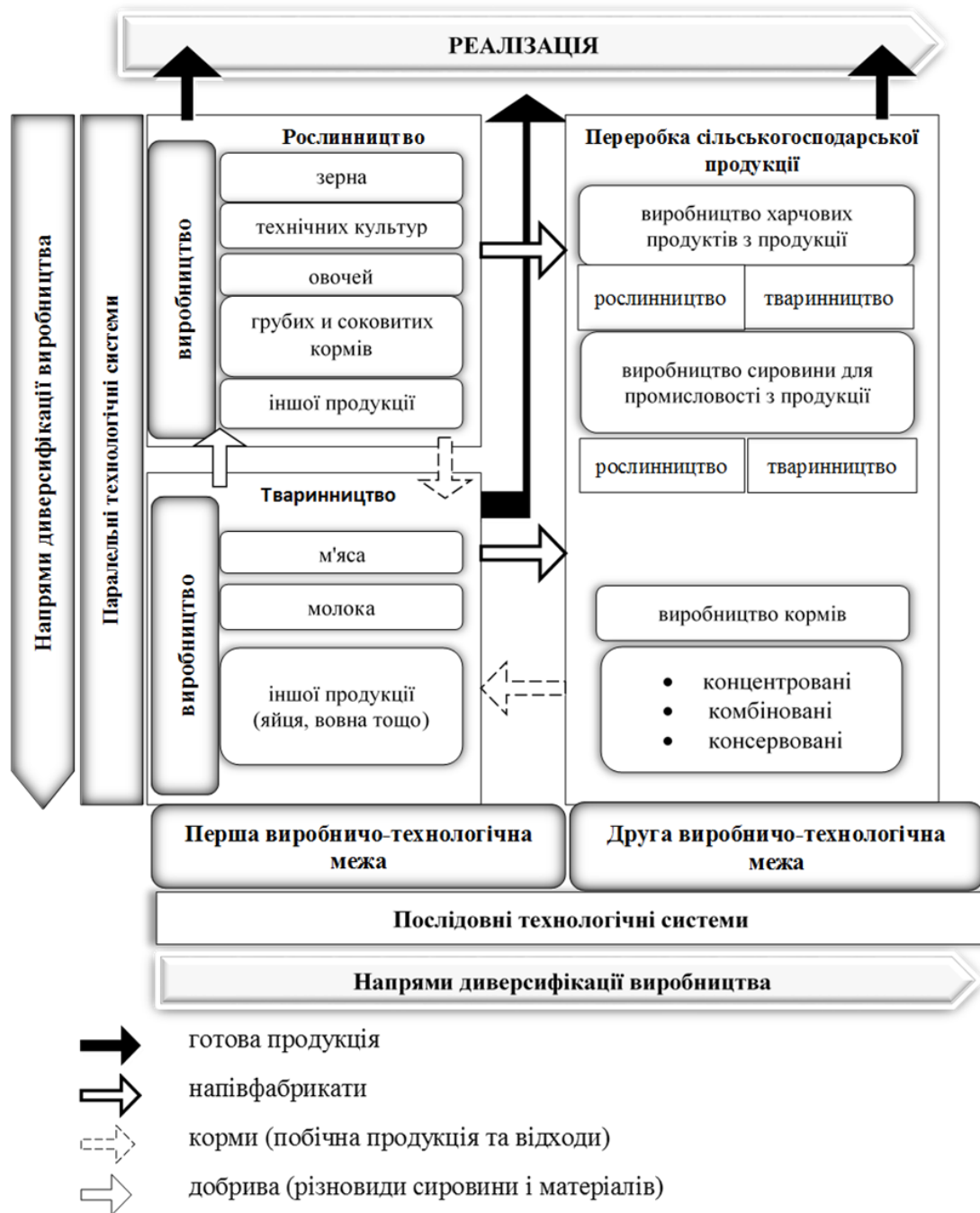


Рис. 2. Схема технологічної системи з підсистемами управління диверсифікованим підприємством АПК

Ще одна перевага диверсифікації, яке полягає в створенні умов для взаємного збагачення однієї технології іншою, використання суміжних принципів і підходів, забезпечення різноманітності видів продукції за рахунок «ефекту перенесення» ідеї або підходу. Диверсифіковані підприємства більш стійкі в конкурентній боротьбі, у них скорочується ризик збитків від різного роду коливань (кон'юнктурних, структурних або циклічних), досягається ефект кращого використання ресурсів, є можливість варіювати продукцією при зміні попиту. Однак при цьому диверсифіковане виробництво висуває більш високі вимоги до організації внутрішньовиробничих відносин, обґрунтування управлінських рішень та керованості технологічних процесів виробництва, що, в свою чергу, вимагає використання нових управлінських технологій. Дослідження показали, що чим менше сільськогосподарська організація за розміром, тим з більшою часткою управлінських проблем вона стикається.

Це пояснюється, перш за все, дефіцитом кваліфікованих управлінських кадрів – саме ця проблема виявилася найбільш значущою для підприємств із середньорічною чисельністю працюючих менше 200 чоловік. А ось неузгодженість прийнятих рішень – основна проблема великих сільськогосподарських організацій, що цілком зрозуміло. Підвищення рівня диверсифікації передбачає значне збільшення числа бізнес-процесів на підприємстві, ускладнення управління як виробництвом, так і господарською діяльністю в цілому [17,19].

Процесно-орієнтоване планування і облік, організовані на принципах узгодженості всіх входів і виходів в рамках ланцюжка основних виробничо-господарських процесів сільськогосподарського підприємства, сприяють глибшому розумінню внутрішніх операцій, і є ефективними інструментами підтримки прийняття управлінських рішень. Число прихильників перспективності освоєння процесно-орієнтованого підходу до управління зростає з ростом рентабельності виробництва на підприємствах, які представляють респонденти, а також з розширенням видів виробничої діяльності (рослинництво, тваринництво, переробка сільськогосподарської продукції).

Використання у господарській практиці процесно-орієнтування управління може дати наступні результати від його застосування: керівництво може отримувати більш достовірну і своєчасну інформацію про стан процесів; втручання керівництва в процес управління на оперативному рівні буде зведений до необхідного мінімуму; знімається ризик залежності результатів операцій і процесів від «незамінних людей»; з'явиться можливість швидкої адаптації технології вирощування культур на весь цикл виробництва (від сівби до зберігання готової продукції) до умов зміни як погодних факторів, так і кон'юнктури ринку, що є критично важливим фактором для сільськогосподарського виробництва.

Висновки

Специфіка управління сільськогосподарським підприємством в сьогоденних умовах полягає в тому, що воно спрямоване на ефективне господарювання в умовах дефіциту власних ресурсів і недостатнього державного фінансування, інтенсифікацію виробництва та зменшення ролі адміністративних методів у регулюванні виробництвом. Диверсифіковані підприємства більш стійкі в конкурентній боротьбі, в них скорочується ризик збитків, досягається ефект кращого використання ресурсів, але при цьому висуваються більш жорсткі вимоги до організації та обґрунтування управлінських рішень та вдосконалення управління технологічними процесами, що висуває нові вимоги до розвитку нових технологій управління виробництвом. Найбільш ефективним інструментом допомоги прийняття рішень з управління виробництвом є процесно-орієнтоване планування, яке дозволяє якісно змінити діяльність організації на операційному, управлінському, міжфункціональному і міжорганізаційному рівнях і організоване на принципах узгодження всіх основних виробничих процесів сільгосппідприємства.

Список використаних джерел

1. Лукінов І. І. Стратегія і механізм пореформеного розвитку національного АПК // Економіка АПК. – 2012. – № 8. – С. 6–10.
2. Скляр Р. В., Комар А. С. Визначення заходів з підвищення енергоефективності сільськогосподарського виробництва // Міжн. ел. наук.-пр. журнал WayScience. – Дніпро, 2020. – Т.1. – С. 118-121.
3. Олійник О. В. Паритет цін і його рух // Економіка АПК. – 2006. – № 1. – С. 104-113.
4. Komar A. S. Processing of poultry manure for fertilization by granulation // Abstracts of the 5th International Scientific and Practical Conference «Innovative Technologies for Growing, Storage and Processing of Horticulture and Crop Production». – 2019. – pp.18–20.

5. Зіновчук В. В. Економічна природа псевдокооперативів та небезпека їх поширення в аграрному секторі України // Науковий вісник Полтавського університету споживчої кооперації України. – 2017. – № 3 (42). – С. 23–28.
6. Skliar A. Research of the cereal materials micronizer for fodder components preparation in animal husbandry // Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer Nature Switzerland AG. – 2019. – pp. 249–258.
7. Boltyanskaya N. I. The dependence of the competitiveness of the pig industry from its technology parameters of productivity of the animals // Bulletin of Kharkov national University-University of agriculture after Petro Vasilenko. – 2017. – Vol. 18. – pp. 81–89.
8. Зоренко О. В. Етапи диверсифікації сільськогосподарського виробництва // Вісник СНАУ. Серія «Фінанси і кредит». – 2006. – №1(20). – С. 293–297.
9. Вітковський О. С. Ефективність стратегії диверсифікації діяльності в умовах нестабільного зовнішнього середовища // Економіка та держава. – 2009. – № 8. – С. 30–32.
10. Boltyansky O. V. Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – 2016. – Vol. 18. – №13. – pp. 49–54.
11. Komar A. S. Analysis of the design of presses for the preparation of feed pellets and fuel briquettes. TDATU Scientific Bulletin. 2018. Issue 8. Vol. 2. pp. 44–56.
12. Скляр О. Г. Механізація технологічних процесів у тваринництві: навч. посібник. – Мелітополь: Колор Принт, 2012. – 720 с.
13. Андрійчук В. Г. Капіталізація сільського господарства: стан та економічне регулювання розвитку: монографія. – Ніжин: ТОВ “Видавництво «Аспект-Поліграф», 2007. – 216 с.
14. Болтянський О. В. Зменшення витрат енергетичних ресурсів для отримання сільськогосподарської продукції // Збірник тез доповідей II Міжнародної науково-технічної конференції «Крамаровські читання». – 2015. – С. 54–55.
15. Sklar O. G. Fundamentals of designing livestock enterprises: a textbook. Condor Publishing House, 2018. – 380 p.
16. Великі, аграрні та ефективні // АгроБізнес-Кур’єр, 2018. № 19.
URL: <http://agrobiz.com.ua/publications/6-velyki-agrarni-ta-efektyvni>.
17. Зоренко О. В. Диверсифікація аграрних підприємств: сутність, напрями та види // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. – 2005. – №1. – С.144–147.
18. Boltyanskaya N. I. The system of factors of effective application resurser-Gauci technologies in dairy cattle in the enterprise// Scientific Bulletin Tauride state agrotechnological University. Electronic scientific specialized edition. – 2016. – Vol. 6. – pp. 55–64.
19. Зоренко О. В. Диверсифікація як фактор підвищення ефективності діяльності сільськогосподарських підприємств // Мат. наук-практ. конф. викладачів, аспірантів та студентів. – Дніпропетровськ: Дніпропетровський державний аграрний університет, 2005. – С. 41–42.

References

1. Lukinov I. I. Strategy and mechanism of post-reform development of the national agro-industrial complex // Economics of agro-industrial complex, 2012. – № 8. – pp. 6–10.
2. Skliar R. V., Komar A. S. Identification of measures to improve energy efficiency of agricultural production // Int. el. scientific-practical journal WayScience. Dnipro, 2020. – Part 1. – pp. 118–121.
3. Oliynyk O. V. Price parity and its movement // Economics of agro-industrial complex. – 2006. – № 1. – pp. 104–113.

4. Komar A. S. Processing of poultry manure for fertilization by granulation // Abstracts of the 5th International Scientific and Practical Conference «Innovative Technologies for Growing, Storage and Processing of Horticulture and Crop Production». 2019.– pp. 18–20.
5. Zinovchuk V. V. Economic nature of pseudo-cooperatives and the danger of their spread in the agricultural sector of Ukraine // Scientific Bulletin of Poltava University of Consumer Cooperation of Ukraine. – 2017. – № 3 (42). – pp. 23–28.
6. Skliar A. Research of the cereal materials micronizer for fodder components preparation in animal husbandry // Modern Development Paths of Agricultural Production. Springer Nature Switzerland AG. – 2019. – pp. 249–258.
7. Boltyanskaya N. I. The dependence of the competitiveness of the pig industry from its technology parameters of productivity of the animals // Bulletin of Kharkov national University-University of agriculture after Petro Vasilenko. Kharkov. – 2017. –Vol. 18. – pp. 81–89.
8. Zorenko O. V. Stages of diversification of agricultural production // SNAU Bulletin. Finance and Credit Series. – 2006. – №1(20). – pp. 293–297.
9. Vitkovsky O. S. Effectiveness of strategy of diversification of activity in the conditions of unstable external environment // Economy and state. – 2009. – № 8. – pp. 30–32.
10. Boltyansky O. V. Analysis of the main areas of resource conservation in animal husbandry // Motrol: Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa. – 2016. – Vol.18. – №13. – pp.49–54.
11. Komar A. S. Analysis of the design of presses for the preparation of feed pellets and fuel briquettes // TDATU Scientific Bulletin. – 2018. – Issue 8. – Vol. 2. – pp. 44–56.
12. Sklar O. Mechanization of technological processes in animal husbandry: a textbook. manual. – Melitopol: Color Print, 2012. – 720 p.
13. Andriychuk V.G. Capitalization of agriculture: state and economic regulation of development: monograph. – Nizhyn: Aspect-Polygraph Publishing House LLC, 2007. – 216 p.
14. Boltyansky O. V. Reducing the cost of energy resources for agricultural products // Collection of abstracts of the II International scientific and technical conference "Kramarov readings". – 2015. – pp. 54–55.
15. Sklar O. G. Fundamentals of designing livestock enterprises: a textbook. Condor Publishing House, 2018. – 380 p.
16. Large, agricultural and efficient. "AgroBusiness Courier", 2018. № 19.
URL: <http://agrobiz.com.ua/publications/6-velyki-agrarni-ta-efektyvni>
17. Zorenko O. V. Diversification of agrarian enterprises: essence, directions and types. Bulletin of Dnipropetrovsk State Agrarian University. – 2005. – №1. – pp. 144-147.
18. Boltyanskaya N. I. The system of factors of effective application resurser-Gauci technologies in dairy cattle in the enterprise // Scientific Bulletin Tauride state agrotechnological University. Electronic scientific specialized edition. – 2016. – Vol. 6. – pp. 55–64.
19. Zorenko O. V. Diversification as a factor in improving the efficiency of agricultural enterprises. Proceedings of the scientific-practical conference of teachers, graduate students and students. – Dnipropetrovsk: Dnipropetrovsk State Agrarian University, 2005. – pp. 41-42.

Фролов Є.А.

Національний університет «Полтавська
політехніка імені Юрія Кондратюка

Муравльов В.В.

Полтавський державний аграрний
університет

Дерябкіна Є.С.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенко

Агарков В.В.

Державне підприємство
«Харківстандартметрологія»

E-mail: naavoneska@gmail.com

**ВПЛИВ ДЕТОНАЦІЙНО - ГАЗОВОЇ ОБРОБКИ НА
ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ФОРМОТВОРНИХ ЕЛЕМЕНТІВ
ПЕРЕНАЛАГОДЖУВАНИХ ЗГІНАЛЬНИХ
ШТАМПІВ**

УДК:621.7.793.65.07

Фролов Є.А., Муравльов В.В., Дерябкіна Є.С., Агарков В.В. «Вплив детонаційно - газової обробки на зносостійкість формотворних елементів переналагоджуваних згинальних штампів»

Експериментально визначено, що найбільш перспективним рішенням, яке впливає на працездатність переналагоджуваних згинальних штампів, є нанесення детонаційно-газових зносостійких покриттів на їх робочі частини. Дослідження зносостійкості формотворних елементів переналагоджуваних штампів, що зміцнені методом детонаційно-газового нанесення покриттів, дозволили розробити найбільш раціональні конструктивно-технологічні рішення, які відповідають вихідним вимогам з підвищення зносостійкості формотворних елементів розробленої конструкції переналагоджуваного згинального штампів.

В задачу досліджень входило дослідження впливу зміцнюючих методів обробки основних формуючих елементів штампів на їх зносостійкість. В процесі випробувань у якості матеріалу, який штампують, використовувалися сталі Ст3 та 1Х18Н10Т товщиною 4 і 8 мм. Випробування проводилося на однокривошипному пресі простої дії марки К2130М зусиллям 1000кН. У якості критерію зносостійкості приймалася збільшення двостороннього зазору між згинальною матрицею та пуансоном в межах 0,15...0,20 мм на довжині згинання до 100 мм. На кожному з випробувальних експериментах було отримано від 10 до 15 тис. деталей, що відповідало умовам серійного виробництва в сучасних умовах. Зміцнення робочих поверхонь формотворчих елементів спеціалізованих згинальних штампів детонаційно-газовим методом підвищує їх зносостійкість в 1,8-2,4 рази в порівнянні з формотворними елементами, які виготовлені зі сталі У8А і термооброблені до твердості 52...56 HRC. При цьому зносостійкість змінних пластин пуансонів в 2,3-2,5 рази вище, ніж у змінних вкладишів матриць.

Ключові слова: переналагоджувані згинальні штампів, випробування, формотворчі елементи, пуансон, матриця, детонаційно-газове напылювання, зносостійкість.

Фролов Є. А., Муравльов В.В., Дерябкіна Є.С., Агарков В.В. "Влияние детонационно-газовой обработки на износостойкость формообразующих элементов переналаживаемых гибочных штампов"

Експериментально встановлено, що найбільш перспективним рішенням, впливаючим на работоспособність переналаживаемых гибочных штампов, является нанесение детонационно - газовых износостойких покрытий на их рабочие части. Исследование износостойкости формообразующих элементов переналаживаемых штампов, упрочненных методом детонационно-газового нанесения покрытий позволили разработать наиболее рациональные конструктивно-технологические решения, которые соответствуют исходным требованиям по повышению износостойкости формообразующих элементов разработанной конструкции переналаживаемого гибочного штампа.

В задачу исследований входило исследование влияния упрочняющих методов обработки основных формообразующих элементов штампов на их износостойкость. В процессе испытаний в качестве штампующего материала, использовались стали Ст3 и 1Х18Н10Т толщиной 4 и 8 мм. Испытание проводилось на однокривошипном прессе простого действия марки К2130М усилием 1000кН. В качестве критерия износостойкости принималась увеличения двустороннего зазора между гибочной матрицей и пуансоном в пределах 0,15 ... 0,20 мм на длине гибки до 100 мм. На каждом из испытательных экспериментов было обработано от 10 до 15 тыс. деталей, что отвечало условиям серийного производства в современных условиях. Упрочнение рабочих поверхностей формообразующих элементов специализированных гибочных штампов детонационно-газовым методом повышает их износостойкость в 1,8-2,4 раза по сравнению с формообразующими элементами, изготовленными из стали У8А и термообработанных до твердости 52 ... 56 HRC. При этом износостойкость сменных пластин пуансонов в 2,3-2,5 раза выше, чем у сменных вкладышей матриц.

Ключевые слова: переналаживаемые гибочные штампів, испытания, формообразующие элементы, пуансон, матрица, детонационно-газовое напыление, износостойкость.

E.A. Frolov, V.V. Muravlyov, E.S. Deryabkina, V.V. Agarkov "Influence of detonation and gas treatment on wear resistance of forming elements of pre-adjustable bending stamps"

It has been experimentally determined that the most promising solution that affects the performance of reconfigurable bending dies is the application of detonation-gas wear-resistant coatings on their working parts. Studies of wear resistance of forming elements of reconfigurable dies, reinforced by detonation-gas coating, allowed to develop the most rational design and technological solutions that meet the initial requirements to increase the wear resistance of forming elements of the developed design of adjustable bending stamp.

The research task included the study of the influence of reinforcing methods of processing the main forming elements of dies on their wear resistance. During the tests, steel St3 and 1X18H10T with a thickness of 4 and 8 mm were used as a stamping material. The test was performed on a single-crank press of simple action brand K2130M with a force of 1000 kN. As a criterion of wear resistance was taken to increase the bilateral gap between the bending matrix and the punch in the range of 0.15... 0.20 mm at a bending length of up to 100 mm. In each of the test experiments was found from 10 to 15 thousand parts that met the conditions of mass production in modern conditions. Strengthening the working surfaces of the forming elements of specialized bending dies by detonation-gas method increases their wear resistance by 1.8-2.4 times compared with the forming elements, which are made of U8A steel and heat treated to a hardness of 52... 56 HRC. At the same time wear resistance of replaceable plates of punches is 2,3-2,5 times higher, than at replaceable inserts of matrices.

Keywords: adjustable bending dies, tests, forming elements, punch, matrix, detonation-gas spraying, wear resistance.

Актуальність проблеми

Надійна працездатність спеціалізованих переналагоджуваних згинальних штампів залежить від величини напрямку і способу передачі навантажень, а також від фізичного стану обладнання, спирання та закріплення штампів на столах пресів [1-5].

Зовнішній вплив, тобто навантаження на робочі елементи конструкції, обумовлюється наявністю складного напружено - деформованого стану оброблюваного матеріалу в зоні дії формотворних елементів штампів. Для нормальних умов експлуатації необхідно, щоб матеріал для їх виготовлення не піддавався змінанню, не викрашувався і відносно слабо нагрівався.

Аналіз останніх досліджень

Найбільш перспективним напрямком підвищення стійкості робочих елементів переналагоджуемого згинального штампів і його основних деталей (рис.1 поз. 3, 5) є використання приповерхневого методу зміцнення шляхом нанесення детонаційно – газових покриттів на їх робочі поверхні (пуансон – матриця) [6 – 14].

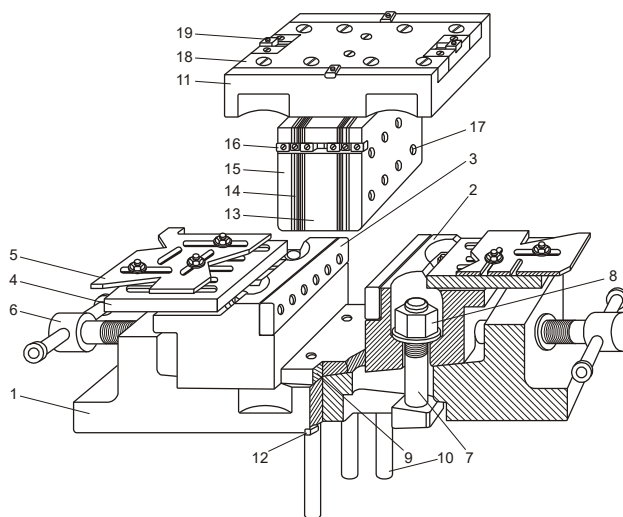


Рис.2. Базова конструкція змінного переналагоджуваного пакету

1 – матрицеутримувач; 2 – полуматриця; 3 – змінний вкладиш; 4 – планка установча; 5 – рамка, що фіксує; 6 – гвинт регулювальний; 7 – болт стягнутий; 8 – гайка; 9 – виштовхувач-притискач; 10 – штовхач; 11 – тримач; 12 – шпонка установча; 13 – підстава пуансона; 14 – пластина регулювальна; 15 – пластина бічна; 16 – шпонка; 17 – гвинт; 18 – пластина притискна; 19 – шпонка установча

В літературі і керівних технічних матеріалах не знайдені рекомендації і дослідження по застосуванню методу детонаційного покриття на стійкість пуансонів і матриць для виконання згинання листових штампувань. У зв'язку з цим виникає необхідність проведення виробничих випробувань штампів з робочими елементами, що зміцнені детонаційно-газовим багатопшаровим покриттям великої щільності.

Формулювання мети дослідження

Метою даної роботи є дослідження та оцінка впливу детонаційно-газового покриття на зносостійкість і довговічність формотворчих елементів згинальних штампів, параметри точності згинання.

Результати дослідження

Дослідження зносостійкості формотворчих елементів штампів, зміцнених методом детонаційно-газового нанесення покриттів дозволили виробити найбільш раціональні конструктивно-технологічні рішення, що задовольняють вихідним вимогам в частині підвищення зносу розроблених конструкцій [10]. Однак, як в розрахункових схемах, так і при експериментах в лабораторних умовах, досить важко врахувати весь набір умов експлуатації штампів у виробничому циклі, в тому числі, установки, закріплення і налагодження штампів.

Для визначення впливу неврахованих факторів і параметрів, а також похибок обчислень і лабораторних вимірювань на зносостійкість формотворчих елементів і якість штампованих деталей, представляється необхідним проведення натурних виробничих випробувань розробленого штампового оснащення в реальних умовах експлуатації. У завдання виробничих випробувань входило дослідження впливу виду і режимів напилювання, марки матеріалу основи і покриття, технологічних параметрів експлуатації і серійності виробництва на зносостійкість ріжучих елементів штампів.

Детонаційно-газове зміцнення формотворчих елементів штампів виконувалося з метою підвищення службово-експлуатаційних характеристик шляхом високошвидкісного імпульсного напилювання на їх робочі поверхні порошкоподібних матеріалів в розплавленому стані. В результаті на поверхні утворювався шар покриття, що має нові властивості відмінні від властивостей матеріалу підкладки.

Отримані результати порівнювалися з результатами зносостійкості формотворчих елементів переналагоджуваних згинальних штампів, виготовлених зі сталі У8А, яка термооброблена до твердості 58 ... 63 HRC, при штампуванні аналогічної номенклатури деталей в умовах діючого виробництва.

У всіх випробовуваних конструкціях напрямні елементи встановлювалися на базових підставах і закріплювалися шляхом заливання епоксидним компаундом ЕД6, а їх робочі поверхні зміцнювали детонаційно-газовим методом.

В процесі випробувань в якості матеріалу, який штампують, використовувалася сталі Ст3 і 1Х18Н10Т товщиною 4 і 8 мм. Випробування проводилися на однокривошипному пресі простої дії марки К2130М зусиллям 1000 кН. У якості критерію зносостійкості приймалося збільшення двостороннього зазору між згинальною матрицею і пуансоном в межах 0,15...0,20 мм на довжині згинання до 100 мм. На кожному з випробовуваних штампів було встановлено від 10 до 15 тис. деталей, що відповідало умовам серійного виробництва в сучасних умовах.

Детонаційногазове нанесення зміцнюючого покриття вироблялося на модернізованій установці «АДУ-Об» із застосуванням гідравлічного маніпулятора, товщина покриття – 0,2...0,25 мм з підшаром товщиною 0,07 мм. Робочий цикл складався з ряду операцій, які виконувалися для здійснення процесу детонаційно-газового напилювання:

- продування ствола флегматизуючим газом (азотом) від гарячих продуктів детонації (ПД) попереднього пострілу;
- заповнення стовбура горючою сумішшю (ГС);
- створення демпфіруючої пробки (відсічення);
- подача порошкового матеріалу;
- ініціювання вибуху.

Точність переміщень для отримання якісного покриття забезпечувалася гідравлічним маніпулятором в автоматичному режимі. Для переміщення деталей, що напилюють, використовувалися три головні рухи маніпулятора:

- горизонтальний рух столу маніпулятора по лінійній координаті;
- вертикальний рух столу-траверси по координаті;
- при необхідності, обертання патрона із закріпленою в ньому деталлю навколо горизонтальної осі – круговий рух в кутовій координаті φ .

Оскільки нерівномірність по товщині має вирішальне значення для отримання якісного покриття, при оптимізації переміщення формотворчих елементів за умов, перш за все, приймалася рівномірність щільності одиначної плями напилювання по всій поверхні, яку зміцнюють, а також технологічна доцільність мінімізації числа команд на маршові переміщення (позиціонування) деталей, що забезпечують необхідну якість.

Як показали виробничі випробування, нерівномірність по товщині покриття, що напилюють, призводить до появи чорноти після механічної обробки, або до зайвої витрати матеріалу. Напівматриці і підстави пуансонів виготовлялися зі сталі 12ХН3А з подальшою цементацією і загартуванням до твердості 56...62 HRC. Змінні вкладиші матриць і робочі пластини пуансонів виготовлялися зі сталі 45 термообробленої до твердості 28...32 HRC.

Виходячи з діючих навантажень, у якості матеріалу зміцнюючого покриття застосовувалися порошки ПТ-19Н-01, ПТ-10Н-01 і ВК 20. Твердість покриття для матриць 1200 HV, для пуансонів – 1100 HV. Адгезійна міцність – 250...350 МПа, напруження, що зрізують – $\tau_{cp} = 500$ МПа. Покриття наносилося на відкриті зовнішні поверхні формотворчих елементів, кут напилювання – $(90 \pm 1,5)^{\circ}$. Краї зміцнювальних поверхонь повинні мати округлість радіусом не менше 1 мм, допускалося застосування фасок $1 \times 45^{\circ}$. Деталі повинні бути остаточно оброблені крім місць, що підлягають зміцненню. У цих місцях повинен бути вилучений шар металу, що дорівнює товщині, покриття, що зміцнює.

Підготовка поверхні, зберігання і транспортування підготовлених під зміцнення деталей проводилося у приміщенні при температурі не нижче 18°C і відносній вологості не вище 75%. При цьому не допускалася наявність в навколишньому середовищі речовин, що сприяють корозії поверхонь, що зміцнюють. Поверхні, що підлягають зміцненню, піддавалися струменево-абразивній обробки в спеціальній камері при тиску стисненого повітря 0,4...0,6 МПа, відстань від зрізу сопла повітряного пістолета до оброблюваної поверхні 40...70 мм, кут нахилу потоку $60...90^{\circ}$.

Поверхні деталей, що не підлягають зміцненню, захищалися від впливу струменево-абразивної обробки (а також подальшого напилювання) спеціальними екранами. Після деталі обдувалися стисненим повітрям для видалення частинок абразиву. Якість підготовки поверхні деталі під зміцнення контролювалося зовнішнім оглядом із застосуванням лупи 4-кратного збільшення, шорсткість поверхні Rz 80...100 по ГОСТ 2789.

Порошкові матеріали перед використанням просушували при температурі: для металевих і металокерамічних покриттів – $120...150^{\circ}\text{C}$; для керамічних покриттів – $250...300^{\circ}\text{C}$ протягом не менше 1,5 годин на деках з нержавіючої сталі і періодично перемішували. Товщина шару насипання порошку при цьому повинна бути не більше 15 мм. Приготування механічних сумішей порошків проводилося в спеціальному барабані, для змішування використовувалися змішувальні тіла (йоржі, кулі і т.п.).

В якості робочих газів застосовувалися: ацетилен технічний по ГОСТ 5457, кисень газоподібний по ГОСТ 5583, азот газоподібний по ГОСТ 9293 і стиснене повітря по ГОСТ 8673.

Стиснене повітря, що використовується для струменево - абразивної обробки, повинне бути очищене від мастила, вологи і бути не нижче 7 - 9 класів забрудненості по ГОСТ 17433.

Тривалість перерви між струменево-абразивної обробкою і напилюванням зміцнюючого покриття не перевищувала 6...8 год. Перед напилюванням поверхня деталі повинна бути сухою і чистою і відповідати першому ступеню обезжирювання по ГОСТ 9.402.

Деталь, яку зміцнюють, за допомогою спеціального оснащення закріплювалася на маніпуляторі, що забезпечує необхідну свободу переміщення щодо стовбура детонаційної установки, таким чином, щоб виключити перешкоди на шляху потоку частинок, що напилюють. Поверхні деталі, які не підлягають покриттю, були захищені металевими екранами.

Дистанція напилювання залежно від типу порошкового матеріалу і режиму коливалася від 35 до 200 мм.

Підшарок і основне покриття напилюють з однієї установки пошарово, при цьому необхідна товщина покриття досягалася шляхом циклічного напилювання одиничних плям, зі зміщенням однієї плями щодо іншої на крок, що не перевищує половину діаметра стовбура установки до 10 мм.

Припуск під шліфування покриття був не менше 0,05 мм на сторону.

Для охолодження покриття, яке напилювали, використовувався обдув струменем стисненого повітря.

В процесі напилювання допускалися короткочасні (до 10 хв.) паузи між нанесенням окремих шарів з метою охолодження, зовнішнього огляду і вимірювання товщини покриття. Після детонаційно-газового зміцнення, деталі з покриттями, при необхідності піддавалися механічній обробці з метою забезпечення необхідних розмірів і шорсткості зміцнених поверхонь відповідно до вимог конструкторської документації. Механічна обробка детонаційно-газових покриттів здійснювалася методом шліфування. Для шліфування застосовувалися абразивні матеріали; електрокорунд білий і нормальний, електрокорунд легований хромом і титаном (марок 91А і 92А), карбід кремнію зелений (карборунд), а також алмаз.

Зважаючи на високу твердість покриттів застосовувалися шліфувальні круги з керамічними зв'язками середньої м'якості (СМ1, СМ2) і м'які алмазні круги, як правило, на металевій зв'язці. Поперечна подача при шліфуванні була в межах 0,01 ... 0,04 мм/хід. Застосовувалося інтенсивне охолодження 0,3% - вим водним розчином кальцинованої соди.

Контроль якості зміцнених деталей виконувався відповідно до вимог ГОСТ 27953 і ГОСТ 9.304. Зовнішній вигляд напиленої і прошліфованої деталі контролювався із застосуванням лупи 4-кратного збільшення (ГОСТ 25706). Покриття має бути рівномірним, без тріщин, раковин, сколів, відшарувань (здуття).

Шорсткість поверхні покриття повинна відповідати вимогам конструкторської документації і контролюватися шляхом візуального порівняння зі зразками шорсткості по ГОСТ 2789. Обміри зміцненої деталі проводилися універсальними вимірювальними засобами. Контроль товщини напилюваного покриття здійснювався шляхом визначення розмірів деталі до і після напилювання і подальшої механічної обробки.

Контроль якості покриття по показникам, що визначаються при руйнівних методах контролю, а саме: міцність зчеплення покриття з основою і його твердість, проводився на зразках-свідках. Виготовлялося три зразка-свідка на партію однотипних деталей, зміцнених за зміну (одним і тим же покриттям). Зразки-свідки виготовлялися з того ж матеріалу, проходили ту ж термообробку і мали таку ж твердість, що і деталі, які зміцнювали. Детонаційно-газове зміцнення і подальша механічна обробка покриття на зразках-свідках виконані по тій же технології, що і зміцнені деталі. Зразки-свідки представляли собою штифтові зразки з кутом конусності 30°.

Покриття товщиною 0,3 мм напилювали на торець конусного штифта, вставленого і закріпленого у втулку, потім штифт відривався від покриття на розривній випробувальній

машині Р-05 ГОСТ 7855, при цьому вимірювалося зусилля відриву. Міцність зчеплення покриття з основою (адгезія) визначалася як відношення зусилля відриву до площі торця штифта.

Твердість покриття визначається за методом Віккерса відповідно до ГОСТ 2999, випробувальне навантаження 50 Н.

При необхідності проведення дослідження мікроструктури покриття, рентгеноструктурного і мікрорентгеноспектрального аналізів, а також інших досліджень використовувалися ті ж зразки.

У разі виявлення неякісного покриття воно видалялося механічним способом і наносилося повторно.

В результаті виробничих випробувань встановлено, що в процесі виготовлення партії деталей в кількості 15 тис. штук зі сталі Ст3 товщиною 4 мм зносу робочих поверхонь змінних пластин згинальних пуансонів і змінних вкладишів згинальних матриць зміцнених порошковим матеріалом ВК20 не спостерігалось. Шорсткість робочих поверхонь змінних деталей матриць і пуансонів відповідала Rz 80.

Зносостійкість змінних деталей згинальних пуансонів і матриць і при виготовленні партії деталей в кількості 15 тис. штук зі сталі Ст3 товщиною 8 мм приведена в табл. 1.

Таблиця 1

Зносостійкість формотворчих елементів спеціалізованих згинальних штампів, зміцнених ВК 20

Найменування деталей	Знос формотворчих елементів, мкм							
	Кількість деталей, які відштампували, тис. шт.							
	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	12,0	14,0	15,0
Змінні вкладиші матриці	1,0	1,5	2,5	4,0	6,3	8,5	9,8	10,5
Змінні пластини пуансонів	–	–	1,0	1,5	2,45	3,51	4,2	4,5
Сумарне зношування	1,0	1,5	3,5	5,5	8,75	12,01	14,0	15,0

Зміцнення робочих поверхонь формотворчих елементів спеціалізованих згинальних штампів детонаційно-газовим методом підвищує їх зносостійкість в 1,8...2,4 рази в порівнянні з формотворчими елементами, виготовленими зі сталі У8А, термообробленої до твердості 52...56 HRC. При цьому зносостійкість змінних пластин пуансонів в 2,3...2,5 рази вище, ніж у змінних вкладишів матриць.

Висока зносостійкість твердосплавних покриттів пов'язана як з природою компонентів, які входять у їх склад, так і зі структурою покриттів. Тверда складова покриття (карбід вольфраму) вкраплена в м'яку основу матриці (сталь 45).

У покритті і в матеріалі навантаження сприймає, головним чином, тверда складова, зменшуючи тим самим глибину деформування. М'яка основа згинальної матриці перешкоджає крихкому руйнуванню зерен карбіду вольфраму, тобто структура твердого сплаву являє собою класичну структуру антифрикційного матеріалу. Результати дослідження зносостійкості при виробничих випробуваннях спеціалізованих переналагоджуваних згинальних штампів за своїм характером показників не відрізняються від зносу формотворчих елементів, виготовлених з термообробленої інструментальної сталі У8А [5, 6].

На зносостійкість формотворчих елементів спеціалізованих згинальних штампів, виконаних з детонаційними покриттями ВК 20, найбільший вплив надають домінуючі конструктивно-технологічні чинники: товщина матеріалу, який штампують, його фізико-механічні характеристики, технологічний зазор між матрицею і пуансоном, його рівномірний розподіл по всьому периметру згинання, матеріал формотворчих елементів і його хіміко-термічна обробка.

На рис. 2 показана залежність зміни зазору між формотворчими елементами спеціалізованих згинальних штампів, зміцнених ВК 20, у процесі виробничих випробувань, при виготовленні партії деталей в кількості 15 тис. штук з матеріалу Ст3 товщиною 8 мм.

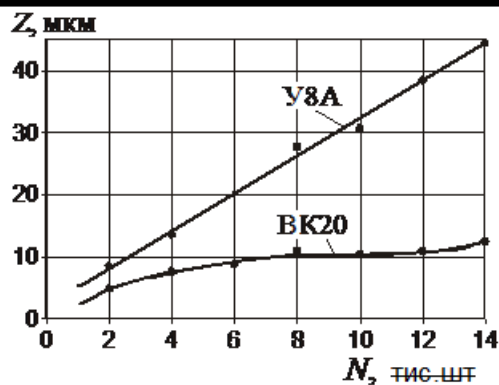


Рис. 2. Зміна зазору в процесі виробничих випробувань.

Аналіз отриманих результатів показав, що в процесі виробничих випробувань, спостерігалось рівномірне збільшення зазору між формотворними елементами спеціалізованих згинальних штампів при штампуванні партії деталей 15 тис. штук.

При цьому сумарна величина зазору формотворних елементів була незначною і не чинила суттєвого впливу на параметри точності (пружнення матеріалу) згинання.

Висновки

1. Максимальна зміна величини двостороннього зазору в результаті сумарного зносу зміцнених формотворних елементів переналагоджуваних згинальних штампів склала 12,0 мкм, при штампуванні деталей зі сталі Ст3 товщиною 8 мм, що в 2,5 - 3,0 рази менше, ніж при штампуванні з формотворними елементами, виготовленими зі сталі У8А, що пройшли термічну обробку.

2. Зміцнення робочих поверхонь формотворчих елементів спеціалізованих загальних штампів детонаційно-газовим методом підвищує їх зносостійкість в 1,8...2,4 рази в порівнянні з формотворними елементами, які виготовлені зі сталі У8А і термооброблені до твердості 52...56 HRC. При цьому зносостійкість змінних пластин пуансонів в 2,3...2,5 рази вище, ніж у змінних вкладишів матриць.

Дослідження працездатності штампів з формотворними елементами, зміцненими детонаційно-газовим методом, показало технологічну можливість і економічну доцільність їх застосування в широкому діапазоні від дрібносерійного до серійного виробництва при згинанні деталей простої та складної форм товщиною від 0,5 до 10 мм.

Список використаних джерел

1. Резниченко Н.К. Универсально - сборные переналаживаемые штампы для листовой штамповки / Н.К. Резниченко, Г.И. Ищенко, В.В. Агарков, А.Я. Мовшович // Вісник інженерної академії України. – 2011. – Вип. 3. – С.95-98.

2. Буденный М.М. Перспективы развития исследований и разработка новых конструкций штамповой оснастки на основе композитов / М.М. Буденный // Резание и инструмент в технологических системах: сб. науч. трудов Харьков гос. политехн. ун-та "ХПИ". – Х., 2005. – Вып. 58. – С.25-28.

3. Мовшович А.Я. Конструкции и технологические возможности специализированных переналаживаемых гибочных штампов / А.Я Мовшович, Ю.А. Кочергин // Вестник Национального технического университета «КПИ». – К.: НТУУ «КПИ». – 2010. – С. 250 – 254.

4. Фролов Е.А. Выбор эффективного метода интенсификации процессов формообразования деталей сложных форм из высокопрочных конструкционных сталей / Е.А. Фролов, О.Г. Носенко, Е.С. Дерябкина // Машинобудування: зб. наук. пр. Укр. інж.-пед. акад. – Х., 2012. – Вип.10. – С. 248-252.

5. Жолткевич Н.Д. Отраслевая система переналаживаемой технологической оснастки для ускоренной технологической подготовки производства / Н.Д. Жолткевич и др. – М.: ЦНИИ информ., 1988. – 248 с.

6. Кочергин Ю.А. Исследование влияния технологических факторов на износостойкость формообразующих элементов гибочных штампов / Ю. А. Кочергин, Е.А. Фролов, А.Я. Мовшович // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту: зб. наук. пр. УкрДАЗТ. – Вип. 113. – Х., 2010. – С.111-115.

7. Кочергин Ю.А. Обоснование возможности применения упрочняющих покрытий для повышения износостойкости гибочных штампов / Ю.А. Кочергин // Збірник наукових праць Української державної академії залізничного транспорту: зб. наук. пр. УкрДАЗТ. - Вип. 110. – Х., 2009. – С.92-100.

8. Кочергин Ю.А. Повышение технологических возможностей штамповой оснастки и точности деталей при П-образной гибки / Ю.А. Кочергин, А.Я. Мовшович, Е.А. Фролов // Сборник научных трудов ДГМА. – Вып. 3(24). – Краматорск, 2010. – С. 92-97.

9. Мовшович А.Я. К вопросу влияния конструктивно- технологических факторов на усилие штамповки при П-образной гибки / А.Я. Мовшович, Ю.А. Мовшович, М. М. Буденный // Високі технології в машинобудуванні: зб. наук. пр. Нац. техн. ун - ту "ХПИ". – Вип.2(19). – Х., 2009. – С.110-116.

10. Мовшович А.Я. Аналитическое определение износостойкости формообразующих элементов специализированных переналаживаемых штампов для гибки листовых деталей / А.Я. Мовшович, Ю.А. Кочергин, И.К. Кириченко, Н.Д. Жолткевич // Вестник национального технического университета "ХПИ". Тематический выпуск: Новые решения в современных технологиях: сб. науч. тр. Нац. техн. ун-та "ХПИ". – № 43. – Х., 2010. – С.125 - 130.

11. Мовшович А.Я. Повышение износостойкости направляющих элементов штамповой оснастки методом эпиламинирования / А.Я. Мовшович, Е.С. Дерябкина, М.Г. Ищенко, М.Е. Федосеева // Обработка материалов давлением. – №4 (33). – Х., 2012. – С.232.

12. Росляков В.Ф. Детонационное напыление покрытий / В.Ф. Росляков, А. И. Зверев, С.Ю. Шариков, Е.А. Астахов // Л.: Судостроение.- 1979. - С. 122-125.

13. Власенко В.Н. Детонационно-газовое упрочнение деталей дозировочных насосов / В.Н. Власенко // Вестник национального технического университета "ХПИ": сб. науч. тр. - Вып. 11. – Х., 2001. – С. 54-57.

14. Буденный М.М. Исследование износостойкости рабочих частей разделительных штампов из некоторых инструментальных сталей / М.М. Буденный, Н.Д. Жолткевич, А.Я. Мовшович // Сб. науч. тр. VII-го международного научного - технического семинара. Харьков - ХДПУ- Алушта. – 1997. – С.45-47.

References

1. Reznichenko N., Ishchenko G., Agarkov V., Movshovich A. Universal - prefabricated changeable dies for sheet stamping // Bulletin of the Engineering Academy of Ukraine. – 2011. V. 3. – pp. 95-98.

2. Budyonny M. Prospects for the development of research and development of new structures of die equipment based on composites // Cutting and tools in technological systems: collection of articles. scientific. works of Kharkov state. polytechnic university "KhPI". – 2005.– Issue 58. – pp.25-28.

3. Movshovich A., Kochergin Yu. Designs and technological capabilities of specialized readjustable bending stamps // Bulletin of the National Technical University "KPI". NTUU "KPI. – 2010. – pp. 250 - 254.

4. Frolov E., Nosenko O., Deryabkina E. The choice of an effective method for intensifying the processes of forming parts of complex shapes from high-strength structural steels // Mashinobuvannya: zb. sciences. pr. Ukr.ynz. – 2012. –v. 9. – pp. 148-161.

5. Zholtkevich N. Industry system of readjustable technological equipment for accelerated technological preparation of production. TsNII inform. – Moskva, 1988.
6. Kochergin Yu., Frolov E., Movshovich A. Collection of Science Practitioners of the Ukrainian State Academy of Railway // Transport: zb. sciences. ave. UkrDAZT. – 2010. – V. 113. – pp. 111-115.
7. Kochergin Yu. Substantiation of the possibility of using hardening coatings to increase the wear resistance of bending dies // Collection of Science Practices of the Ukrainian State Academy of Retail Transport: zb. sciences. ave. UkrDAZT. – 2009. – v. 110. – pp. 92-100.
8. Kochergin Yu., Movshovich A., Frolov E. Improving the technological capabilities of stamping equipment and the accuracy of parts during P- shaped bending // Collection of scientific works of the DSEA. – 2010. – Issue. 3 (24). – pp. 92-97.
9. Movshovich A., Budyonny M. On the question of the influence of constructive and technological factors on the stamping effort at P-shaped flexible // Visoki technologies in mechanical engineering: zb. sciences. pr. Nat. tech. un - tu "KhPI". – 2009. – v. 2 (19). – pp.110-116.
10. Movshovich A., Kochergin Yu., Kirichenko I., Zholtkevich N. Determination of the wear resistance of the forming elements of specialized readjustable stamps for flexible sheet parts // Bulletin of the National Technical University "KhPI". Thematic issue: New solutions in modern technologies: collection of articles. scientific. tr. Nat. tech. university "KhPI". 2010. – no. 43. – pp. 125 - 130.
11. Movshovich A., Deryabkina E., Ishchenko M., Fedoseeva M. Increasing the wear resistance of the die equipment guide elements by epilamation method Processing of materials by pressure'. – 2012. – no. 4 (33). – pp. 232.
12. Roslyakov V., Zverev A., Sharikov S., Astakhov E. Detonation spraying of coatings // Shipbuilding. – 1979. – pp. 122-125.
13. Vlasenko V. Detonation-gas hardening of dosing pump parts // Bulletin of the National Technical University "KhPI": collection of articles. scientific. tr. 2001. – Issue. 11. – pp. 54-57.
14. Budyonny M., Zholtkevich N., Movshovich A. Investigation of wear resistance of working parts of dividing dies from some tool steels // Coll. scientific. tr. VII-th international scientific and technical seminar. Kharkiv - KhDPU – Alushta. – 1997. – pp.45-47.

Оробінський О.В.,
Петухов В.М.,
Аксьонова Н.А.

Український державний університет
залізничного транспорту,
E-mail: naavoneska@gmail.com

**МЕТОДИКИ ОЦІНЮВАННЯ ДОВГОВІЧНОСТІ
ГОЛЧАСТОГО ПІДШИПНИКА ПОРШНЕВОЇ
ГОЛІВКИ ШАТУНА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ**

УДК 621.43-233.2

Оробінський О.В., Петухов В.М., Аксьонова Н.А. «Методики оцінювання довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля»

В статті представлені результати експериментального дослідження та аналітичних оціночних розрахунків для перевірки строку служби та підвищення довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна транспортного дизеля. Встановлені причини порушення номінальної роботи основних вузлів. Надані відповідні рекомендації для проведення прискорених випробувань на довговічність, зменшення теплових навантажень при роботі підшипника та, як наслідок, підвищення якості служби всієї поршневої групи.

Пропонуються теоретична та експериментальна методики визначення номінальної довговічності голчастого підшипника поршневої голівки шатуна (ПГШ) транспортного дизеля.

Теоретична методика дозволяє отримати достовірні величини довговічності з урахуванням розподілення робочого навантаження по тілах кочення, а також рухомості поршневого пальця та втулки. Проведені розрахунки дають можливість скорегувати стандартну математичну модель визначення номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ в залежності від розподілення навантажень на тіла кочення (ролики) при різних робочих режимах.

Експериментальна методика з коефіцієнтом прискореності 10, будується на двократному збільшенні силового впливу на елементи голчастого підшипника ПГШ. Цього досягнуто збіркою підшипника за спеціальною технологією. Встановлено суттєве зниження теплового впливу і зменшення радіальних навантажень на робочі ролики. Для забезпечення штатної подачі мастила в підшипник при роботі двигуна, розроблена методика звеличення навантаження на ролик в зоні контакту, що очевидно впливає на довговічність і дозволяє провести прискорені випробування із достовірним виходом.

Результати експлуатаційних випробувань та досвід конструкторських робіт корелюють та достатньо пояснюються розробленими методиками, що дозволяє їх використовувати для удосконалення і модернізації шатунів з голчастими підшипниками в ПГШ.

Ключові слова: голчастий підшипник, поршнева голівка шатуна, довговічність.

Оробінський А.В., Петухов В.М., Аксёнова Н.А. «Методики оценки долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля»

В статье представлены результаты экспериментального исследования и аналитических оценочных расчетов для проверки срока службы и повышения долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна транспортного дизеля. Установлены причины нарушения номинальной работы основных узлов механизма. Предложены соответствующие рекомендации для проведения ускоренных испытаний на долговечность, уменьшения тепловых нагрузок работы подшипника и, как следствие, повышения качества и срока службы поршневой группы.

Предлагаются теоретическая и экспериментальная методики определения номинальной долговечности игольчатого подшипника поршневой головки шатуна (ПГШ) транспортного дизеля.

Теоретическая методика позволяет получить достоверные значения долговечности с учетом распределения рабочей нагрузки по телам качения, а также подвижности поршневого пальца и втулки. Проведенные расчеты дают возможность скорректировать стандартную математическую модель определения номинальной долговечности игольчатого подшипника ПГШ в зависимости от распределения нагрузок на тела качения (ролики) при разных рабочих режимах.

Экспериментальная методика с коэффициентом ускоренности 10, строится на двукратном увеличении силового влияния на элементы игольчатого подшипника ПГШ. Это достигнуто сборкой подшипника по специальной технологии. Установлено существенное снижение теплового воздействия и уменьшение радиальных нагрузок на рабочие ролики. Для обеспечения штатной подачи масла в подшипник при работе двигателя, разработана методика увеличения нагрузки на ролик в зоне контакта, что существенно повлияло на долговечность и позволило провести ускоренные испытания с достоверным выходом.

Результаты эксплуатационных исследований и опыт конструкторских работ коррелируют и достаточно поясняются разработанными методиками, что позволяет их использовать для усовершенствования и модернизации шатунів з игольчастими підшипниками в ПГШ.

Ключевые слова: игольчатый подшипник, поршневая головка шатуна, долговечность.

A.V. Orobynsky, V.M. Petukhov, N.A. Aksenova "The methodics for determination longevity of the needle bearing of the connecting-rod piston end in diesel engine "

The authors proposes theoretical and experimental methodic for determination the nominal longevity of the needle bearing of the connecting-rod piston end in two-stroke Diesel engine. The reasons for the malfunction of the main nodes of the mechanism are determined. reducing the heat load of the bearing and, as a consequence, improving the quality and duration service piston group.

The theoretical methodic gives to receive the right results of longevity with take into account the distribution of firing load falling at the bearing between rollers and moving all elements of the needle bearing. The calculations made it possible to correct the standard mathematical model determination of the nominal service life of the needle bearing for depending on the distribution of loads per rolling body (rollers) in different operating modes. Proposed recommendations for accelerated endurance tests,

The experimental methodic with the coefficient of speedy are 10, have building on a double increase of the power influence for the elements of the needle bearing. That has been reached for the compilation of bearing one the special technology. Significant reduction in thermal impact and radial loads on working rollers.

These investigation results and constructions experience have corrective explanations of the proposed methodic. That is permissions to use these methodic for doing perfect and modern the needle bearing of the connecting-rod piston end.

Keywords: needle bearing, connecting rod piston head, l endurance.

Актуальність проблеми

Експлуатація, випробування та дослідницькі розробки з оснащення засобів транспорту дизелем БДН визначили доцільним подальше підвищення ресурсу його найбільш відповідальних вузлів. Під час роботи виникає високий рівень тепло-механічного напруження поршневої групи дизеля. Міркування та конструкторські розрахунки [1, 2] з цього приводу привели до використання в поршневій голівці шатуна (ПГШ) голчастого підшипника. Враховуючи, що ушкодження підшипника ПГШ стає причиною відмови двигуна в цілому, великої актуальності набуває розробка достовірних методик визначення його довговічності.

Аналіз останніх досліджень

Голчасті підшипники застосовуються у багатьох галузях промисловості, у різних механізмах, вузлах та агрегатах. До основних напрямків діяльності, у яких задіяні голчасті роликові підшипники можна віднести сільське господарство, важке машинобудування, будівництво, що свідчить про їх надійність та витривалість.

Конструкція радіальних голчастих підшипників кардинально відрізняється від стандартної схеми кулькових підшипників (рис.1). Оригінальність конструкції полягає у тому, що довжина ролика більше його товщини у декілька разів.

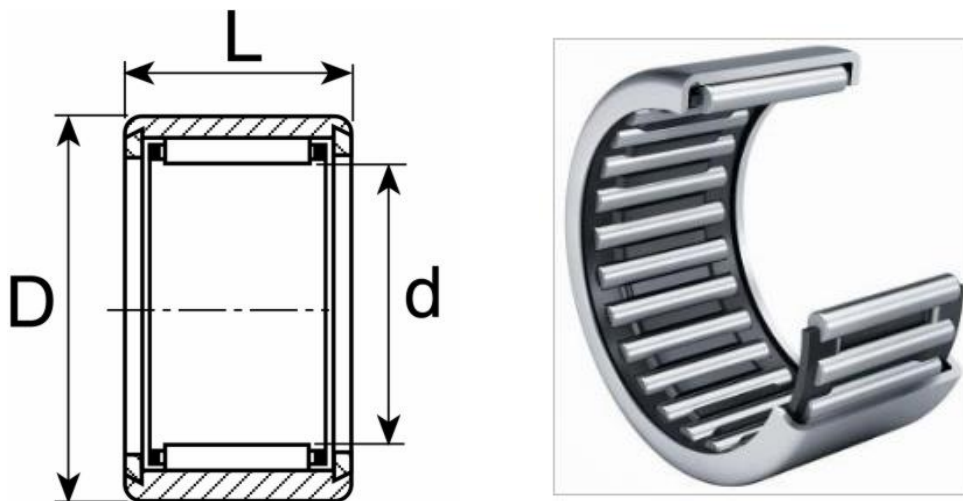


Рис. 1. Схема та вигляд голчастого підшипника в перерізі

Голчасті підшипники найчастіше виготовляються по безсепараторній схемі, тому вони демонструють стабільну роботу під час значних радіальних навантажень, практично нечутливі до різких та потужних навантажень.

Огляд літературних джерел [3 – 5] дозволяє систематизувати теоретичні розрахунки та методики проведення випробувань на довговічність ПГШ та транспортного дизеля. Аналіз результатів джерел [6 – 8] зосереджує увагу на тому факті, що експлуатаційні випробування повного циклу потребують багато часу та часто приводять до повного руйнування елементів ПГШ в цілому. Дані висновки і обумовили зацікавленість в подальших випробуваннях.

Формулювання мети дослідження

Метою досліджень, наведених в роботі створення прискорених методик для оцінювання довговічності голчастого підшипника ПГШ, удосконалення розрахунків та експериментальних результатів досліджень довговічності при різних експлуатаційних циклах та надання відповідних практичних рекомендацій.

Методичний підхід в проведенні досліджень

Розглядаючи конструкцію ПГШ двохтактного дизеля 6ДН з нестандартним двохрядним голчастим підшипником, проведено порівняльні розрахунки номінальної довговічності L голчастого підшипника, який здійснює качальний та обертальний рухи. В загальну формулу внесено додатки, які виявлені в залежності від різних швидкісних та вантажних режимів. Різниця в кількості циклів навантаження робочих поверхонь найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника, який здійснює обертальний рух з нерухомим зовнішнім кільцем та качальний з рухомими втулкою, пальцем та роликками враховується відповідним коефіцієнтом. Проведено три випробування дизеля кожне тривалістю 100 годин. В результаті, голчасті ролики шестиох підшипників отримали розвинуте пошкодження робочих поверхонь, аналогічне експлуатаційному. Аналізуючи отримане, розроблена розрахункова методика і методика прискорених випробувань голчастого підшипника ПГШ, які мають достатню кореляцію результатів. Двократне збільшення навантаження на тіла кочення забезпечує достатній коефіцієнт ($K = 10$) прискореності випробувань.

Результати дослідження

Конструкцію ПГШ двохтактного дизеля 6ДН з нестандартним двохрядним голчастим підшипником надано в роботі [1].

Слід відмітити, що шатун здійснює качальний рух навкруги пальця з амплітудою $\beta = 0,29$ рад (відповідно 17°), палець має можливість повертатись у поршні, а втулка – проковзувати відносно голівки шатуна.

В роботі [2] для розрахунку номінальної довговічності L голчастого підшипника, який здійснює качальний рух, пропонується рівняння:

$$L = \frac{0,1z}{nT} \left(\frac{C}{R} \right)^{3,33} ; C = 250i^{7/9} d_1 (l - 0,4d), \quad (1)$$

де z – кількість роликів в одному ряді;

n – число повних качань валу підшипника за хвилину;

C – динамічна вантажопідйомність підшипника;

R – еквівалентне динамічне навантаження;

i – число рядів тіл кочення;

d_1 – внутрішній діаметр підшипника;

l і d – відповідно, довжина та діаметр ролика;

T – коефіцієнт, який визначається співвідношенням величини кута β та мінімального кута обертання підшипника $\tau = 2 \frac{2\pi}{z}$, необхідного для повторного навантаження точок робочих

поверхонь бігових доріжок.

Враховуючи, що експлуатація підшипника відбувається на різних швидкісних та вантажних режимах, значення n і R рекомендовано визначати за рівняннями лінійної теорії накопичення пошкоджень:

$$n = \sum_{j=1}^m n_j \frac{q_j}{100}, \quad R = \left(\sum_{j=1}^m R_j^{3,33} \frac{q_j}{100} \frac{n_j}{n} \right)^{0,3}, \quad (2)$$

де q_j , n_j , R_j – відповідно відносна тривалість, число обертів вала за хвилину та середнє навантаження на j -му режимі;

m – число режимів.

Номінальна довговічність підшипника ПГШ дизеля 6ДН, що обчислена за формулою (1) з урахування співвідношення (2) складає 62 години. Але його експлуатаційні наробітки більш ніж в 20 разів перевищують отриману розрахункову оцінку довговічності. Таким чином, методика [2] не надає достатньо достовірного значення номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ.

В роботі [3] для визначення номінальної довговічності L_0 голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, а зовнішнє кільце нерухоме, запропоновано рівняння:

$$L_0 = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{R} \right)^{3,33}; \quad C = f_c (il)^{7/9} z^{3/4} d^{29/27}. \quad (3)$$

Амплітуда кута качання підшипника ПГШ дизеля 6ДН задовольняє нерівності:

$$\beta > \frac{2\pi}{z} \frac{d_1 + d}{d_1}, \quad (4)$$

а тому, умови змащення та механізм накопичення пошкоджень поверхонь його елементів при качальному та обертальному русі еквівалентні [2].

Прийmemo за основу розрахунку номінальної довговічності голчастого підшипника ПГШ формули (3) та преобразимо їх відповідно до різниць у навантаженні його елементів та елементів голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, а зовнішнє кільце нерухоме.

За одне повне обертання валу підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем кожна точка робочих поверхонь (в середньому за повний ресурс) випробує наступне число циклів навантаження:

$$n_1 = \frac{\varphi}{\tau}, \quad n_2 = \frac{2\pi}{\tau}, \quad n_3 = \frac{\varphi}{\tau^*}, \quad (5)$$

для валу (поршневого пальця), зовнішнього кільця (втулки), голчастого ролика, відповідно.

Тут φ – кут дуги зони контакту роликів з валом та зовнішнім кільцем при наявності радіального навантаження R , який дорівнює для підшипника ПГШ $\sim 120^\circ \left(\frac{2}{3}\pi \right)$ [1];

$\tau^* = \frac{2\pi d}{d_1} = \frac{2\pi^2}{z} \left(1 + \frac{d}{d_1} \right)$ – мінімальний кут, на який необхідно повернути вал для повного оберту ролика.

Формула для n_3 отримана, у припущенні, що ролик рухається без ковзання, повторюючи своє положення в підшипнику, практично, за 2 обороти вала, та контактує як

з валом, так і з зовнішнім кільцем. Для розглянутої конструкції підшипника $n_1 = 8,33$, $n_2 = 25$, $n_3 = 5$. Таким чином, найбільш ушкодженим елементом голчастого підшипника, вал якого здійснює обертальний рух, є нерухоме зовнішнє кільце.

За одне обертання колінчастого валу підшипник ПГШ здійснює кутове переміщення з шатуном, яке дорівнює 4β , а кожна точка робочих поверхонь (в середньому за повний ресурс) випробує цикли навантаження (без врахування вказаної вище рухомості поршневого пальця та втулки):

$$\bar{k}_1 = 4\beta/\tau, \quad \bar{k}_2 = 4\beta/\tau, \quad \bar{k}_3 = 4\beta/\tau^{**}, \quad (6)$$

для поршневого пальця (вала), втулки (зовнішнього кільця), голчастого ролика, відповідно.

$$\text{Тут } \tau^{**} = 2\pi d/d_2 = \frac{2\pi^2}{z} (1 - d/d_2) - \text{мінімальний кут руху шатуна, необхідний для}$$

повного оберту ролика, а d_2 – зовнішній діаметр підшипника. З урахуванням можливості орієнтованого зміщення поршневого пальця, втулки та голчастих роликів в процесі роботи підшипника формули (6) набувають вигляд:

$$k_j = \frac{\varphi}{2\pi} \bar{k}_j, (j = 1, \dots, 3). \quad (7)$$

Для голчастого підшипника ПГШ значення k_j відповідають: $k_1 = 1,57$, $k_2 = 1,57$, $k_3 = 2,16$. Таким чином, найбільш ушкодженими елементами голчастого підшипника ПГШ з рухомим пальцем, втулкою та роликками є голчасті ролики, що водночас підтверджується досвідом експлуатації дизеля.

Різниця в кількості циклів навантаження робочих поверхонь найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника, який здійснює обертальний рух з нерухомим зовнішнім кільцем та качальний з рухомими втулкою, пальцем та роликками враховується коефіцієнтом:

$$s = n_2/k_2 = \frac{\pi^3}{4\varphi\beta} (1 - d/d_2). \quad (8)$$

Суттєва різниця значень d та d_2 для голчастих підшипників вказує на слабку залежність коефіцієнта s від діаметру d .

Порівняємо контактне навантаження елементів голчастого підшипника в співпоставлених варіантах. Розподілення радіального навантаження по тілам кочення голчастого підшипника, встановленого в жорсткому корпусі, підлягає закону:

$$q = \frac{4,08}{iz} R(\cos\varphi)^{1,1}, \quad |\varphi| < \pi/2, \quad (9)$$

де значення кута φ відповідають положенням навантажених роликів.

Позначимо за \bar{q} величину навантаження при рівномірному розподіленні R по тілам кочення. Значення \bar{q} визначається за формулою:

$$\bar{q} = \frac{\pi R}{iz}, \quad |\varphi| = \pi/2. \quad (10)$$

Враховуючи формулу (10), формула (9) набуває вигляд:

$$q = \frac{4,08}{\pi} \bar{q} (\cos\varphi)^{1,1}, \quad |\varphi| = \pi/2. \quad (11)$$

Очевидно, що довговічність голчастого підшипника з нерухомим зовнішнім кільцем визначається максимумом q , який складає:

$$q^* = \max q = \frac{4,08}{\pi} \bar{q}. \quad (12)$$

Розподілення радіального навантаження R по тілам кочення в голчастому підшипнику ПГШ було досліджено в роботі [1]. Значення навантаження q , що діє на ролики, приведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Розподілення навантаження між голчастими роликами в підшипнику ПГШ дизеля 6ДН.

φ , рад	0	0,12	0,25	0,38	0,5	0,63	0,75	0,88	1,0	1,13
$\frac{q}{q^*}$	0,79	0,89	1,37	1,51	1,49	1,26	0,89	0,51	0,24	0,08

Найбільш слабкими елементами голчастого підшипника ПГШ є ролики. Кожний з них, перебуваючи в зоні φ , відчуває весь спектр навантаження, наведений в таблиці 1. Тоді, еквівалентне за пошкодженням навантаження, відповідно лінійної теорії накопичення пошкоджень, складає:

$$q^{**} = \left(\frac{1}{z_1} \sum_{j=1}^{z_1} q^{3.33}(\varphi_j) \right)^{0.3}, \quad (13)$$

де $z_1 \approx \frac{\varphi}{2\pi} z$ – число навантажених роликів в підшипнику.

За результатом розрахунків $q^{**} = \bar{q} \left(\frac{1}{z_1} \cdot 28.8 \right)^{0.3}$. Тоді введемо коефіцієнт

$f = \frac{q^{**}}{q^*} = 0.92$, який враховує різницю в контактному навантаженні найбільш ушкоджених елементів голчастого підшипника в двох співставлених варіантах і корегує величину приведенного навантаження \bar{R}

$$\bar{R}_f = f \bar{R}. \quad (14)$$

Таким чином, розрахункову номінальну довговічність голчастого підшипника ПГШ треба визначати за формулою:

$$L = s j^{-3.33} L_0, \quad (15)$$

де L_0 знаходиться згідно з формулою (3).

Номінальна довговічність розглянутого голчастого підшипника ПГШ, що визначена за формулою (15), складає 1100 годин і близька до реальних нароботок підшипника в експлуатації.

Оцінимо довговічність \bar{L} голчастого підшипника ПГШ, в якому втулка встановлена в шатун з натягом, тобто позбавлена рухомості. В цьому випадку найбільш ушкодженим елементом є втулка. Тоді, величини коефіцієнтів \bar{s} і \bar{f} визначаються із рівнянь $\bar{s} = \frac{n_2}{k_2} = 5,29$, $\bar{f} = \frac{q^{**}}{q^*} = 1,16$. Тут за величину q^{**} обирається максимальне значення навантаження на ролик в підшипнику (таблиця 1). Тоді довговічність голчастого підшипника з запресованою втулкою дорівнює $\bar{L} = \frac{\bar{s}}{s} \left(\frac{\bar{f}}{f} \right)^{-3.33} L$, що в $\sim 4,5$ рази менше довговічності голчастого підшипника з усіма рухомими елементами.

Отримана вище теоретична оцінка довговічності голчастого підшипника ПГШ дає достатньо задовольняючі результати на стадії проектування дизеля. Однак, удосконалення дизеля потребує експериментальних методик порівняння варіантів конструкції підшипника ПГШ. Однією з таких ефективних методик треба вважати прискорену оцінку довговічності.

Відома [4] методика випробувань голчастих підшипників шатуна, у якій скорочення строків отримання результатів досягається зменшенням кількості мастила, підведеного до підшипників. Досвід удосконалення дизеля свідчить, що зменшення прокачки мастила через підшипник ПГШ на $\sim 30\%$ приводить до суттєвих якісних змін в його роботі, які викликані перевищенням робочих температур рівня температури отпуску традиційних підшипникових сталей (більше 200°C). Тому, в якості фактора прискорюючого процес випробування, обирається механічне навантаження, а решта умов (температура, змащування і т.і.) зберігаються незмінними. Досягнути потрібного значення механічного навантаження ПГШ досить нетривіальна задача. Так збільшення силового навантаження підшипника ПГШ за рахунок форсування дизеля не є доцільним з наступних причин: форсування можливе на незначний рівень порівняно з первинним станом; воно може привести до відмови іншого елемента конструкції.

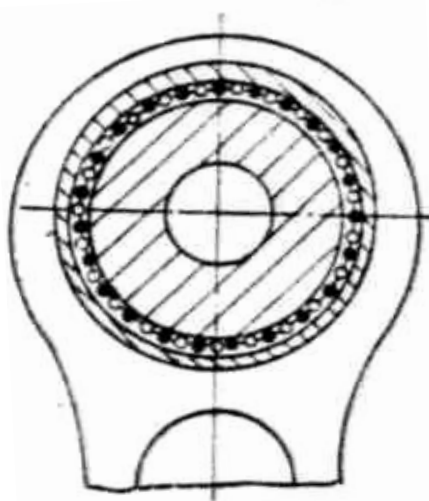


Рис.2.Спрощена конструкція вузла ПГШ з удосконаленим голчастим підшипником

Двократне збільшення силового впливу на елементи ПГШ досягнуто оригінальним способом: збірка голчастого підшипника відбувається за спеціальною технологією, при якій в підшипник через один встановлюються штатні ролики та ролики зменшеного діаметра (рисунок 2). Розмір штатних роликів 3 мм, а зменшених відрізняється на 30 мкм (на рис. 2 ролики різних діаметрів зображені темним та світлим). Зменшені ролики отримують більшу кількість мастила і є ненавантаженими. Таким чином, кількість роликів, що тримають навантаження, зменшується в 2 рази. При цьому закон розподілення навантаження по роликам, який визначається співвідношенням жорсткостей поршневого пальця та власно ПГШ, не змінюється.

Проведено три випробування дизеля кожне тривалістю 100 годин. В результаті, голчасті ролики шестиох підшипників отримали розвинуте пошкодження робочих поверхонь, аналогічне експлуатаційному. Після кожного випробування дизель збирали з новими підшипниками (всього 36 підшипників). Частина незруйнованих підшипників склала 84 %.

Номінальною довговічністю підшипника кочення вважається довговічність для 90 % підшипників випробуваної партії. Тобто, наработка в 100 годин голчастого підшипника ПГШ з подвоєним контактним навантаженням його елементів повинна наближуватись до його номінальної довговічності [9].

В результаті розрахунків за формулами (3), (15), номінальна довговічність L підшипника ПГШ, який працює з подвоєним механічним навантаженням, скала 110 годин (величина R в розрахунках). Таким чином, розроблена розрахункова методика і методика прискорених випробувань голчастого підшипника ПГШ мають достатню кореляцію

результатів. Двократне збільшення навантаження на тіла кочення забезпечує коефіцієнт прискореності випробувань $K = 2^{10/3} = 10$.

Результати експлуатаційних випробувань та досвід конструкторських робіт достатньо пояснюються розробленими методиками, що дозволяє їх використовувати для удосконалення і модернізації шатунів з голчатими підшипниками в ПГШ.

Практичні рекомендації

Встановлені умови для проведення прискорених методик (теоретичної та експериментальної) для оцінювання довговічності голчастого підшипника ПГШ. Складені відповідні розрахункові математичні моделі з коефіцієнтами, які враховують різні умови навантажень, циклів роботи та склад елементів робочої групи ПГШ. Рекомендується для прискорених випробувань підшипник оригінальної зборки зі стандартними та зменшеними роликами.

Висновки

1. Проведено порівняльний аналіз розрахункових та експериментальних результатів оцінки довговічності голчастого підшипника ПГШ. Встановлена достовірна кореляція отриманих даних.

2. З метою підвищення якості показників роботи під час проведення конструкторських досліджень елементів ПГШ розроблені прискорені методики.

3. Запропонована модель удосконалення конструкції голчастого підшипника, що дозволяє зміною розподілу навантаження на ролики, суттєво прискорити процес випробувань.

Список використаних джерел

1. Блох М.В., Нехорошев С.А., Оробинский А.В., Потиченко В.А. Контактная нагруженность игольчатого подшипника верхней головки шатуна быстроходного двухтактного дизеля // Проблемы прочности. – 1985. – № 6. – С. 16 - 20.
2. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. – М., 1967. – 563 с.
3. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. – М., 1976. – 576 с.
4. Endress A. Nadellager in Zweitaktmotoren // Konstruktion. – 1972. – vol. 24. – № 3. – pp. 100 - 103.
5. Общий технический каталог NBS, 2008. – 244 с.
6. Shoaib Iqbal Farid, Al-Bender Jan Croes, Bert Pluymers, Wim Desmet Frictional power loss in solid-grease-lubricated needle roller bearing // Lubrication Science Research Article, 2013. – Vol.25. – Issue 5. – pp. 351-367.
7. S.Blair W.O. Winer Tribological characteristics of needle bearings // Tribology Series. – 1989. – Vol. 14. – pp. 269-276.
8. Ye. Nakhimovich & R. Korbut Study of the tribological characteristics of the needle bearing-transmission shaft coupling // Journal of Friction and Wear. 2015. – Vol. 36. – pp. 324–329.
9. Оробинский А.В., Петухов В.М., Аксенова Н.А., Надтока Е.В. Ускоренные испытания на долговечность втулки игольчатого подшипника поршневой головки шатуна // Вісник НТУ «ХП» Збірник наукових праць. Серія: Динаміка і міцність машин. – Харків: НТУ «ХП». – 2019. – № 1. – С. 51-54.

References

1. Blokh M.V., Nekhoroshev S.A., Orobinsky A.V., Potichenko V.A. Contact loading of the needle bearing of the upper connecting rod head of a high-speed two-stroke diesel engine // Problems of Strength. – 1985. – No. 6. – pp. 16 - 20.
2. Beizelman R.D., Tsytkin B.V., Perel L.Ya. Rolling bearings. – M., 1967. – 563 p.
3. Beizelman R.D., Tsytkin B.V., Perel L.Ya. Rolling bearings. – M., 1976. – 576 p.
4. Endress A. Nadellager in Zweitaktmotoren // Konstruktion. – 1972. – vol. 24. – № 3. – pp. 100 - 103.
5. Technischer generalkatalog NBS, 2008. – 244 p.
6. Shoaib Iqbal Farid, Al-Bender Jan Croes, Bert Pluymers, Wim Desmet Frictional power loss in solid-grease-lubricated needle roller bearing // Lubrication Science Research Article. – 2013. – Vol.25. – Issue 5. – P. 351-367.
7. S.Blair W.O.Winer Tribological characteristics of needle bearings // Tribology Series. – 1989. – Vol. 14. – P. 269-276.
8. Ye. Nakhimovich & R. Korbut Study of the tribological characteristics of the needle bearing-transmission shaft coupling // Journal of Friction and Wear. – 2015. - vol. 36. – pp. 324–329.
9. Orobinsky A.V., Petukhov V.M., Aksenova N.A., Nadtoka E.V. Accelerated tests for the durability of the needle bearing sleeve of the piston head of the connecting rod // Bulletin of NTU "KhPI" Series: Dynamics and strength of machines. Kharkiv: NTU "KhPI". – 2019. – № 1. – P. 51-54.

Роговський І.Л.
Національний університет біоресурсів і
природокористування України
E-mail:rogovskii@nubip.edu.ua

МЕТОДИЧНІ ПОЛОЖЕННЯ ВИЗНАЧЕННЯ
ЙМОВІРНІСТІ БЕЗВІДМОВНОЇ РОБОТИ
САМОХІДНИХ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ
МАШИН

УДК 631.04.001

Роговський І.Л. *«Методичні положення визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин»*

В статті розкрито проблематику пошуку алгоритму методичного положення визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин і, насамперед, як показника експлуатаційної надійності складної технічної системи. В роботі наведено, що при досить великій статистиці середнє значення параметру потоку відмов агрегату самохідних сільськогосподарських машин прагне до математичного сподівання і параметру потоку відмов допустимо надати цей статус. Внаслідок процедур, передбачених при технічному обслуговуванні самохідних сільськогосподарських машин, параметри потоків відмов агрегатів систем сільськогосподарських машин підтримуються на постійному рівні. Більше того, верхні межі параметрів потоків відмов обмежуються нормативами, а таким чином, однозначно пов'язані з параметром потоку відмов. В статті наведені результати, які дають підстави для сумнівів як у правомірності побудови експоненціальної моделі визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин, так і в можливості її використання в розрахунках показників безвідмовності, а також переконують в неправомірності використання умовних ймовірностей і умовних щільностей в математичних моделях ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин. Задача вирішувалась чисельним методом. В роботі показана блок-схема алгоритму виявлення циклічних структур програмного комплексу для практичної реалізації запропонованих алгоритмів виявлення спеціальних структур на контрольній карті Хотеллінга. Програмний комплекс призначений для діагностики порушень при базатовимірному статистичному контролі технологічного процесу втрати працездатності самохідних сільськогосподарських машин. Вихідні дані – результати спостережень за параметрами процесу – включають кількість параметрів, кількість спостережень у вибірці, кількість вибірок, результати вимірювань. Застосування запропонованого алгоритму для контролю процесу визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин підвищує його ефективність за кількістю спостережень, необхідних для виявлення порушення в діапазоні найбільш важливих для практики значень параметра нецентральності в діапазоні від 1 до 3 в 1,3–2,8 рази.

Ключові слова: безвідмовність, модель, машина, ймовірність, параметр, розподіл, щільність.

Роговский И.Л. *«Методические положения определения вероятности безотказной работы самоходных сельскохозяйственных машин»*

В статье раскрыто проблематику поиска алгоритма методического положения определения вероятности безотказной работы самоходных сельскохозяйственных машин и, прежде всего, как показателя эксплуатационной надежности сложной технической системы. В работе показано, что при достаточно большой статистике среднее значение параметра потока отказов агрегата самоходных сельскохозяйственных машин стремится к математическому ожиданию и параметра потока отказов допустим предоставить этот статус. Вследствие процедур, предусмотренных при техническом обслуживании самоходных сельскохозяйственных машин, параметры потоков отказов агрегатов систем сельскохозяйственных машин поддерживаются на постоянном уровне. Более того, верхние пределы параметров потоков отказов ограничиваются нормативами, а таким образом, однозначно связаны с параметром потока отказов. В статье приведены результаты, которые дают основания для сомнений как в правомірности построения экспоненциальной модели определения вероятности безотказной работы самоходных сельскохозяйственных машин, так и в возможности ее использования в расчетах показателей безотказности, а также убеждают в неправомірности использования условных вероятностей и условных плотностей в математических моделях вероятности безотказной работы самоходных сельскохозяйственных машин. Задача решалась численным методом. В работе показана блок-схема алгоритма выявления циклических структур программного комплекса для практической реализации предложенных алгоритмов выявления специальных структур на контрольной карте Хотеллинга. Программный комплекс предназначен для диагностики нарушений при многомерном статистическом контроле технологического процесса потери работоспособности самоходных сельскохозяйственных машин. Выходные данные – результаты наблюдений за параметрами процесса – включают количество параметров, количество наблюдений в выборке, количество выборок, результаты измерений. Применение предложенного алгоритма для контроля процесса определения вероятности безотказной работы самоходных сельскохозяйственных машин повышает его эффективность по количеству наблюдений, необходимых для выявления нарушения в диапазоне наиболее важных для практики значений параметра нецентральности в диапазоне от 1 до 3 в 1,3–2,8 раза.

Ключевые слова: безотказность, модель, машина, вероятность, параметр, распределение, плотность.

I.L. Rogovskii «Methodical provisions for determining the probability of failure-free operation of self-propelled agricultural machines»

The article reveals the problem of finding the algorithm of the methodological position for determining the probability of failure-free operation of self-propelled agricultural machines and, above all, as an indicator of operational reliability of a complex technical system. In the paper it is given that at rather big statistics the average value of parameter of a stream of failures of the unit of self-propelled agricultural machines aspires to mathematical expectation and parameter of a stream of failures it is admissible to give this status. Due to the procedures provided for the maintenance of self-propelled agricultural machinery, the parameters of the failure flows of the units of agricultural machinery systems are maintained at a constant level. Moreover, the upper limits of the failure flow parameters are limited by the regulations, and thus are uniquely related to the failure flow parameter. The article presents result that give grounds for doubt both in the legitimacy of constructing an exponential model for determining the probability of failure-free operation of self-propelled agricultural machines, and in the possibility of its use in the calculation of failure rates, and also convince in the illegality of conditional probabilities and conditional densities trouble-free operation of self-propelled agricultural machines. The problem was solved by numerical method. The paper shows a block diagram of the algorithm for detecting cyclic structures of the software package for the practical implementation of the proposed algorithms for detecting special structures on the control chart of Hotelling. The software package is designed to diagnose violations in multidimensional statistical control of the technological process of disability of self-propelled agricultural machinery. The initial data – the results of observations of process parameters – include the number of parameters, the number of observations in the sample, the number of samples, the measurement results. The application of the proposed algorithm to control the process of determining the probability of failure of self-propelled agricultural machines increases its efficiency by the number of observations required to detect violations in the range of most important for practice values of non-centrality in the range from 1 to 3 in 1.3–2.8 times.

Key words: failure, model, machine, probability, parameter, distribution, density.

Вступ

Одним з напрямків забезпечення безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин при агропромисловому виробництві сільськогосподарських культур є статистичний контроль процесу втрати працездатності. При контролі незалежних параметрів досліджуваного процесу нормативи передбачають застосування карт Шухарта і кумулятивних сум. У разі контролю декількох корельованих параметрів безвідмовності самохідних сільськогосподарських машин рекомендуються до використання карти Хотеллінга і багатовимірних експоненціально зважених середніх, а також їх модифікації.

Актуальність проблеми

Різні наукові праці зарубіжних і вітчизняних авторів розглядають застосування методів статистики для проведення контролю технологічних процесів втрати працездатності самохідних сільськогосподарських машин. Виявлення порушень процесу, як правило, проводиться на основі виходу контрольованої статистики за задані межі карти. В той же час, для одновимірного контролю широко використовуються і інші критерії, зокрема, пошук структур спеціального виду на карті Шухарта: якщо на карті має місце структура, ймовірність появи якої може наблизитися до ймовірності виникнення відмови, то це свідчить про порушення процесу експлуатації.

Використовуються і карти з попереджувальними межами: потрапляння кількох точок між кордонами також вказує на порушення процесу експлуатації самохідних сільськогосподарських машин. Сучасна комп'ютерна техніка та програмне забезпечення дозволяють застосувати аналогічні підходи і при багатовимірному статистичному контролі процесу втрати працездатності самохідних сільськогосподарських машин.

Актуальність проблеми підтверджується постійним зростанням в останні десятиліття кількості публікацій з різних аспектів багатовимірних методів статистичного контролю втрати працездатності самохідних сільськогосподарських машин в зарубіжних і вітчизняних виданнях.

Це наукові праці з вдосконалення контролю шляхом використання карт на головних компонентах, на регресійних залишках, зміни режимів технологічного процесу при зміні

нормального розподілу контрольованих параметрів безвідмовності самохідних сільськогосподарських машин.

Аналіз останніх досліджень

У розрахунках надійності самохідних сільськогосподарських машин та інших критичних по надійності складних технічних систем агропромислового комплексу [1], при моделюванні надійності агрегатів, для визначення функції ймовірності безвідмовної роботи $p(t)$ використовується експоненціальний розподіл [2]:

$$p(t) = e^{-\omega t}, \quad (1)$$

де: ω – параметр потоку відмов агрегату самохідних сільськогосподарських машин, який визначається за планом випробувань [3] відновлюваних агрегатів і дорівнює середньому значенню числа відмов в одиницю часу t .

При досить великій статистиці середнє значення параметру потоку відмов агрегату самохідних сільськогосподарських машин прагне до математичного сподівання і параметру потоку відмов ω допустимо надати цей статус.

Внаслідок процедур, передбачених при технічному обслуговуванні самохідних сільськогосподарських машин, параметри потоків відмов агрегатів систем сільськогосподарських машин підтримуються на постійному рівні [4]. Більш того, верхні межі параметрів потоків відмов обмежуються нормативами, а таким чином, однозначно пов'язані з параметром потоку відмов.

Експоненціальна модель ймовірності відмови самохідних сільськогосподарських машин $q(t)$ являє собою загальновідому монотонно зростаючу функцію часу (рис. 1):

$$q(t) = 1 - e^{-\omega t}. \quad (2)$$

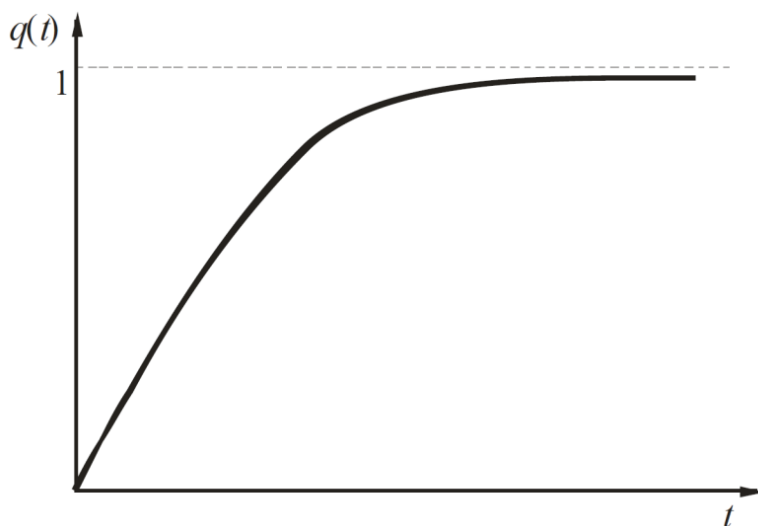


Рис. 1. Графічна інтерпретація моделі ймовірності відмови самохідних сільськогосподарських машин за виразом (2)

В агропромисловості, у відповідності до норм і нормативів, ймовірність відмов агрегатів самохідних сільськогосподарських машин нормуються в ймовірностях відмов за годину, яка призводить до відмов різної групи складності [5]. Тому година є величиною третього-четвертого порядку малості у порівнянні з математичним очікуванням сезонного наробітку самохідних сільськогосподарських машин. Тоді ймовірність відмови за годину $q(1)$ може бути визначена у виді похідної за виразом (2) наступним чином (рис. 2):

$$q(1) = \omega \cdot e^{-\omega t}. \quad (3)$$

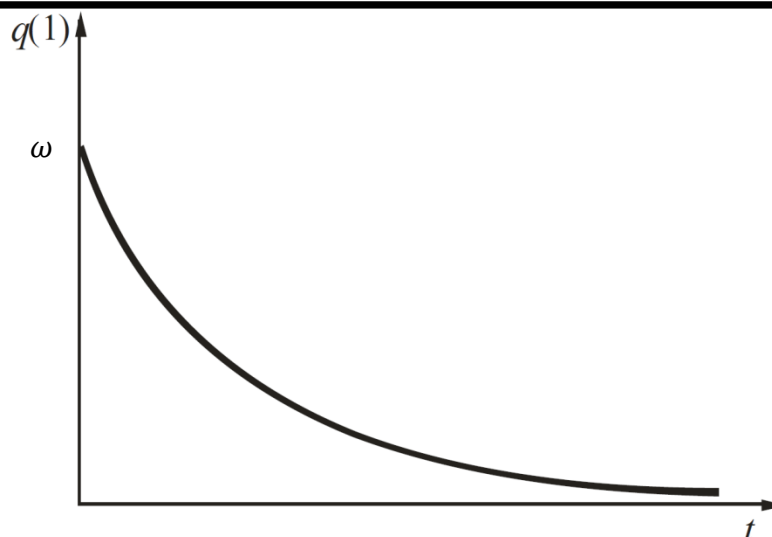


Рис. 2. Графічна інтерпретація моделі ймовірності відмови за годину експлуатації самохідних сільськогосподарських машин за виразом (3)

Зменшення ймовірності відмови за годину в функції часу експлуатації самохідних сільськогосподарських машин протирічить, по-перше незалежності математичного очікування кількості відмов за годину, яка рівна ω , від часу експлуатації машини; по-друге, інженерній практиці, так як в процесі експлуатації самохідних сільськогосподарських машин в їх системах неминуче розвиваються деградаційні процеси, і ймовірність відмови за годину ніяк не може зменшуватись [6].

На практиці таку ймовірність можна підтримувати технічним обслуговуванням самохідних сільськогосподарських машин на визначеному рівні [7]. Подібні дослідження з неадекватності експоненціальної моделі фактичним процесам зміни показників безвідмовності агрегатів сільськогосподарських машин розглянуто професором Козаченком О. В. [2].

Таким чином [8], доцільно розглянути процедури побудови математичних моделей, представлених експоненціальним розподілом, заснованих на використанні умовних ймовірностей і умовних щільностей ймовірностей, які застосовуються в науковій літературі [9].

Математичні моделі агрегатів самохідних сільськогосподарських машин в теорії надійності представлені в формі інтегральних функцій ймовірностей безвідмовної роботи $p(t)$, ймовірності відмов $q(t)$ і їх щільності ймовірностей (диференціальних функцій) $f(t)$.

У багатьох європейських джерелах в області надійності складних технічних систем [10] умовна ймовірність безвідмовної роботи на відрізу часу $[t_a; t_b]$, ($t_a < t_b$) визначена, як ймовірність безвідмовної роботи на момент t_b , якщо до моменту часу t_a відмови не було, і має вигляд:

$$p(t_b/t_a) = \frac{p(t_b)}{p(t_a)}. \quad (4)$$

Однак, в наведеному виразі (3) формулювання не відповідає виразу (4), оскільки, якщо до моменту t_a відмови не було, то ймовірність безвідмовної роботи на ділянці $[0; t_a]$ $p(t_a) = 1$. В роботі [7] представлено більш коректне формулювання, в якій відсутність відмови до моменту часу t_a визначено з певною ймовірністю $p(t_a)$. Вираз (4) отримано з таких міркувань. Подія A визначає безвідмовну роботу агрегату за час $[0; t_a]$, а подія B – безвідмовну роботу за $[0; t_b]$. Тоді ймовірність спільного події $A \cdot B$ має вигляд:

$$p(A \cdot B) = p(A) \cdot p(B/A), \quad (5)$$

тобто дорівнює добутку ймовірності події A на умовну ймовірність події B за умови, що A сталося. У зв'язку з цим прийнято, що подія A поглинається подією B , тобто якщо відбулася подія B , то сталося і подія A). Отже, замість (5) можна записати:

$$p(B) = p(A) \cdot p(B/A), \quad (6)$$

Виконавши перехід подій від часу t_a і t_b , отримаємо:

$$p(t_b) = p(t_a) \cdot p(t_b/t_a), \quad (7)$$

звідси умовну ймовірність ототожнюється виразу (4).

Некоректність наведеного міркування полягає в тому, що події A і B прийняті як визначальні безвідмовної роботи за час $[0; t_a]$ і від $[0; t_b]$ відповідно, але не визначено з якими ймовірностями. Вираз (6) отримано в припущенні, що відбулася подія B і подія A . В разі якщо ймовірність безвідмовної роботи $p(t_b) \neq 1$, то подія B не обов'язково поглинає подію A . Але якщо мали місце події безвідмовної роботи при зміні часу від $[0; t_a]$ до $[0; t_b]$, то ймовірності їх реалізації $p(B) = p(A) = p(t_b) = p(t_a) = 1$. Тоді, неясно, що визначають вирази (4), (6) і (7).

Є ще один аспект цієї проблеми. Інтегральна функція ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин $p(t)$, для якої визначається умовна ймовірність $p(t_b/t_a)$ будується за результатами випробувань великої групи однотипних самохідних сільськогосподарських машин. Одні з них відмовляють при менших значеннях часу, інші – при великих. Час, при якому самохідні сільськогосподарські машини відмовляли, визначається тільки їх власними властивостями. Тому на кількість і ймовірність відмови самохідних сільськогосподарських машин на відрізку $t_a < \tau < t_b$ не може вплинути кількість і ймовірність відмови агрегатів при $\tau < t_a$. В цьому і полягає умова відсутності післядії в потоці відмов самохідних сільськогосподарських машин внаслідок незалежності подій відмов самих машин. Виконання цієї умови виключає можливість визначення умовних ймовірностей.

В теорії ймовірностей ймовірність реалізації події на відрізку $t_a < \tau < t_b$, наприклад, ймовірність відмови визначена як приріст інтегральної функції на цьому відрізку:

$$q(\tau) = q(t_b) - q(t_a). \quad (8)$$

Цей вираз (8) також певним чином враховує умову реалізації відмови на відрізку τ , оскільки враховує можливість відмови при всіх $\tau < t_a$ з ймовірністю $q(t_a)$, але без порушення умови відсутності післядії. Оскільки ймовірність відмови $q(t) = 1 - p(t)$, перепишемо (8) в ймовірностях безвідмовної роботи:

$$p(\tau) = 1 + p(t_b) - p(t_a). \quad (9)$$

Порівнюємо значення ймовірностей безвідмовної роботи на відрізку τ , визначені за виразами (4) і (9). Оскільки ці вирази справедливі для будь-яких законів розподілу ймовірностей безвідмовної роботи, для простоти і наочності візьмемо розподіл з рівномірною щільністю ймовірності, при якому:

$$p(t) = 1 - \omega t, \quad (10)$$

Підставимо вираз (10) у (9) отримаємо:

$$p(\tau) = 1 - \omega \tau = const, \quad (11)$$

яка не залежить від положення відрізка τ на осі часу t .

У традиційній теорії надійності особливе значення відводиться умовній щільності ймовірності відмов, яка визначається як щільність ймовірності відмови в моменти часу $t \geq t_1$, за умови, що до моменту t_1 відмови не було.

Розглянемо міркування, що визначають правомірність умовної щільності ймовірності відмови, за яким передбачається, що самохідна сільськогосподарська машина пропрацювала част t_1 і в момент часу t_1 залишилась працездатною, тобто відмови немає (рис. 3). За час, що залишився $t > t_1$ самохідна сільськогосподарська машина повинна відмовити, тобто відмовити з ймовірністю, що дорівнює одиниці. Отже, площа під кривою щільності ймовірності $f(t)$, розташована правіше t_1 , чисельно повинна дорівнювати одиниці. Щоб виконувалася ця умова, всі ординати щільності $f(t)$, що лежать правіше t_1 , авторами запропоновано розділити на нормируюче число, рівне значенню площі $f(t)$ на інтервалі від t_1 до ∞ , тобто саме на себе. Оскільки:

$$\int_{t_1}^{\infty} f(t) dt = 1 - \int_0^{t_1} f(t) dt = 1 - q(t_1) = p(t_1), \quad (12)$$

тоді

$$p(t/t_1) = \frac{f(t)}{p(t_1)}. \quad (13)$$

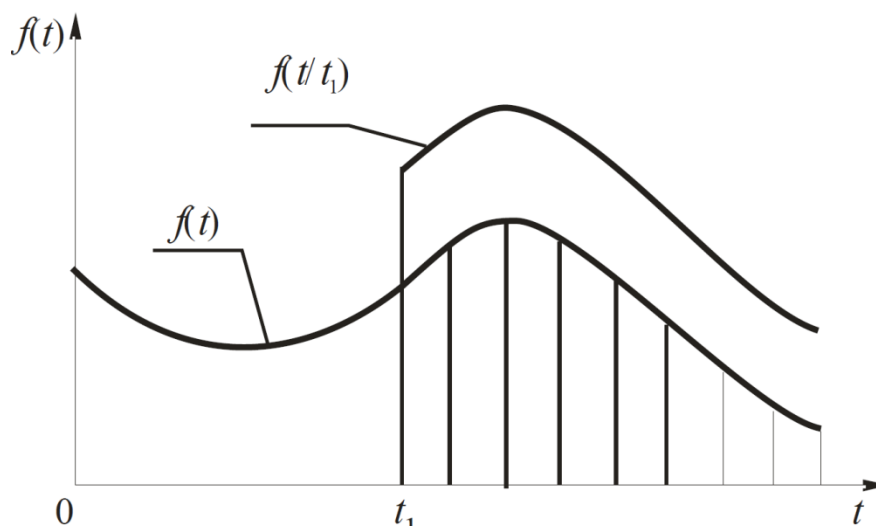


Рис. 3. Графічна інтерпретація моделі щільності ймовірності і умовної щільності ймовірності відмови самохідних сільськогосподарських машин

Проти такої форми визначення умовної щільності ймовірності за виразами (12) і (13) слід висловити ряд заперечень:

- по-перше, розглядається ймовірнісна задача (в ймовірнісному трактуванні) і в ній визначальною функцією (ймовірності відмови) є детерміністичне трактування. Передбачається, що при всіх $t > t_1$, відмови не було з ймовірністю, яка дорівнює одиниці, а положення t_1 на осі часу ніяк не обмежена;

- по-друге, щільність ймовірності відмови для окремої самохідної сільськогосподарської машини визначається із статистики випробувань великої групи таких машин і є розподілом, ординати якого визначені з досліду і не підлягають зміні навіть при необхідності формування умовної щільності;

- по-третє, як і при визначенні умовної ймовірності безвідмовної роботи проігноровано принцип відсутності післядії;

- по-четверте, в теорії ймовірностей визначення умовних ймовірностей і умовних щільностей ймовірностей передбачає наявність системи двох залежних випадкових величин.

В даному випадку випадкова величина – одна ймовірність безвідмовної роботи. Ймовірність відмови величина протилежна їй. При побудові умовної щільності ймовірності відповідно до розглянутої процедури пропонується ординати правіше точки t_1 збільшити, використовуючи нормоутворюючий множник, визначений за умови, що до точки t_1 відмов не було. Але експериментально побудована щільність ймовірності може містити статистичну інформацію про те, що до точки t_1 відмови були. Виникає питання: на якій підставі експериментально побудована щільність ймовірності піддається трансформації, при якій до точки t_1 її ординати прирівнюються до 0, а після t_1 – збільшуються за допомогою нормуємого множника. Для теорії надійності це питання надзвичайно важливе, оскільки відповідь на нього характеризує правомірність визначення інтенсивності відмов $\lambda(t)$ і подальшої побудови математичної моделі ймовірності безвідмовної роботи агрегатів у вигляді експоненціального розподілу.

У роботах по надійності інтенсивність відмов $\lambda(t)$ визначається як миттєва умовна щільність ймовірності відмов:

$$\lambda(t) = \frac{f(t)}{p(t)}. \quad (14)$$

Тут (14) щільність ймовірності відмов $f(t)$ при кожному поточному значенні t множиться на той же, що нормує множник $1/p(t)$, визначений на даний момент часу, а обмеження на вид розподілу $p(t)$ не накладається.

При стаціонарному пуассоновському потоці відмов математичне очікування кількості відмов в одиницю часу ω залишається постійним, а при використанні розподілу з рівномірною щільністю ймовірності, коли $q(t) = \omega \times t$, $f(t) = q'(t)$ чисельно дорівнює ω , тоді:

$$\lambda(t) = \frac{\omega}{1-\omega \cdot t}. \quad (15)$$

З (15) очевидно, що при стаціонарному потоці відмов $\lambda(t)$ не є постійною величиною і не може бути дорівнює ω . Разом з цим в [7] зазначається, що простий спосіб визначення постійної інтенсивності відмов $\lambda(t)$ полягає в підтримці постійним кількості машин в процесі випробувань, шляхом заміни тих, що відмовили. Але ця процедура випробувань відома як план випробувань відновлюваних машин, при якому визначається параметр потоку відмов ω , використаний нами в вираженні (15).

Крім того, в [5] зазначається, що в разі, коли відмови відбуваються у випадкові моменти часу, і середня кількість відмов на рівних відрізках часу не залежить від їх положення на осі часу, надійність машини визначається добре відомою експоненціальною залежністю (1).

Це твердження виключає можливість визначення умовної щільності ймовірності у вигляді виразів (13) і (14), з яких експоненціальний розподіл і отримано. Разом з цим, незалежність кількості відмов від положення відрізка на осі часу вказує на той факт, що відмови розподілені з рівномірною щільністю ймовірності.

Зміст таких визначень, як інтегральна функція ймовірності відмови $q(t)$, щільність ймовірності відмови $f(t)$, параметр потоку відмов ω , цілком зрозуміло. Який сенс поняття інтенсивності відмов $\lambda(t)$? Для чого знадобилося збільшувати в $1/p(t)$ раз значення щільності ймовірностей відмов $f(t)$, отримані зі статистичних матеріалів?

З виразу (14) після заміни в ньому $f(t)$ на $dp(t)/dt$, поділу змінних і інтегрування, отримують показниковий розподіл ймовірності безвідмовної роботи:

$$p(t) = e^{-\int_0^t \lambda(\tau) d\tau}. \quad (16)$$

Передбачається, що в разі стаціонарного процесу $\lambda(t) = const$, вираз (16) набуває вигляду експоненціального розподілу:

$$p(t) = e^{-\lambda t}. \quad (17)$$

Оскільки в вихідному виразі (14) обмеження на вид функцій $f(t)$ і $p(t)$ не накласти, то при довільних законах розподілу $f(t)$ і $p(t)$ інтенсивність $\lambda(t)$ постійної бути не може. Вираз (14) звертається в тотожність $\lambda(t) = 1$ тільки при підстановці $p(t)$ у вигляді (17) і $f(t)$ у вигляді похідної від неї. Але це і природно, оскільки (17) отримано з виразу (14).

Формування мети дослідження

Метою дослідження є пошук алгоритму методичного положення визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин. Практичним результатом буде обґрунтованість формування аналітичних положень для контролю процесу визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин.

Результати досліджень

Застосувавши (10) до (4), отримаємо вираз:

$$p(t_b/t_a) = p(\tau) = \frac{1-\omega \cdot (t_a+\tau)}{1-\omega \cdot t_a}. \quad (18)$$

Характер зміни $p(t_b/t_a)$ для $\omega = 0,1$ і $\tau = 1$ показаний на рис. 4. Звідси випливає, що умовна ймовірність безвідмовної роботи на відрізку t фіксованої довжини істотно нелінійна, що, при постійній щільності ймовірності відмови, представляється не виправданим.

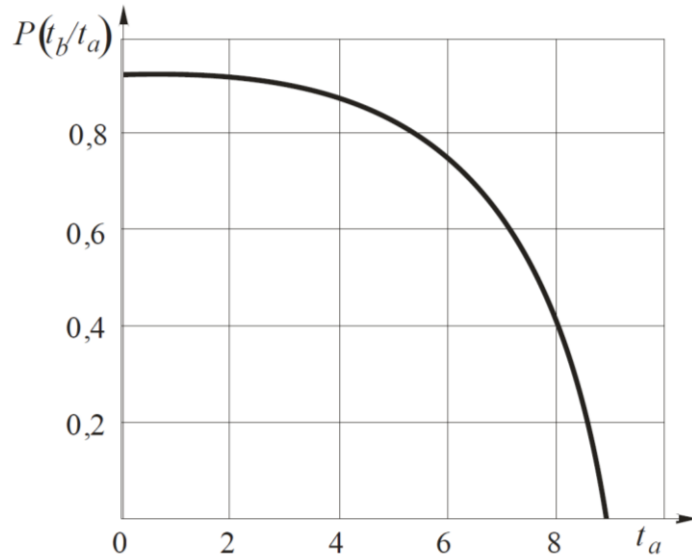


Рис. 4. Залежність умовної ймовірності відмови сільськогосподарських машин від координати початку при $\omega = 0,1$ і $\tau = 1$ за виразом (18)

При заміні в (16) $\lambda(t)$ на (12) і використанні в (12) розподілу з рівномірною щільністю ймовірності, знайдемо

$$p(t) = e^{-\int_0^t \frac{\omega}{1-\omega \cdot \tau} d\tau}. \quad (19)$$

Результати розрахунку $p(t)$, виконані за виразом (19), показані пунктирною лінією 2, і по інтегральній функції ймовірності безвідмовної роботи, відповідного розподілу з рівномірною щільністю $p(t) = 1 - \omega \cdot t$, при $\omega = 0,1$, наведені на рис. 5. Розбіжності результатів очевидні.

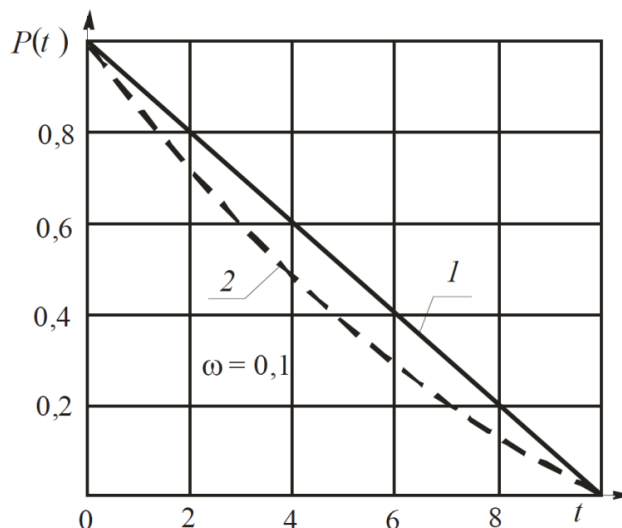


Рис. 5. Залежність ймовірності відмови сільськогосподарських машин від координати початку при $\omega = 0,1$ за виразом (19)

Наведені результати (рис. 4 і рис. 5) дають підстави для сумнівів як у правомірності побудови експоненціальної моделі визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин, так і в можливості її використання в розрахунках показників безвідмовності, а також переконують в неправомірності використання умовних ймовірностей і умовних щільностей в математичних моделях ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин. Задача вирішується чисельним методом.

На рис. 6 показана блок-схема алгоритму виявлення циклічних структур програмного комплексу для практичної реалізації запропонованих алгоритмів виявлення спеціальних структур на контрольній карті Хотеллінга.

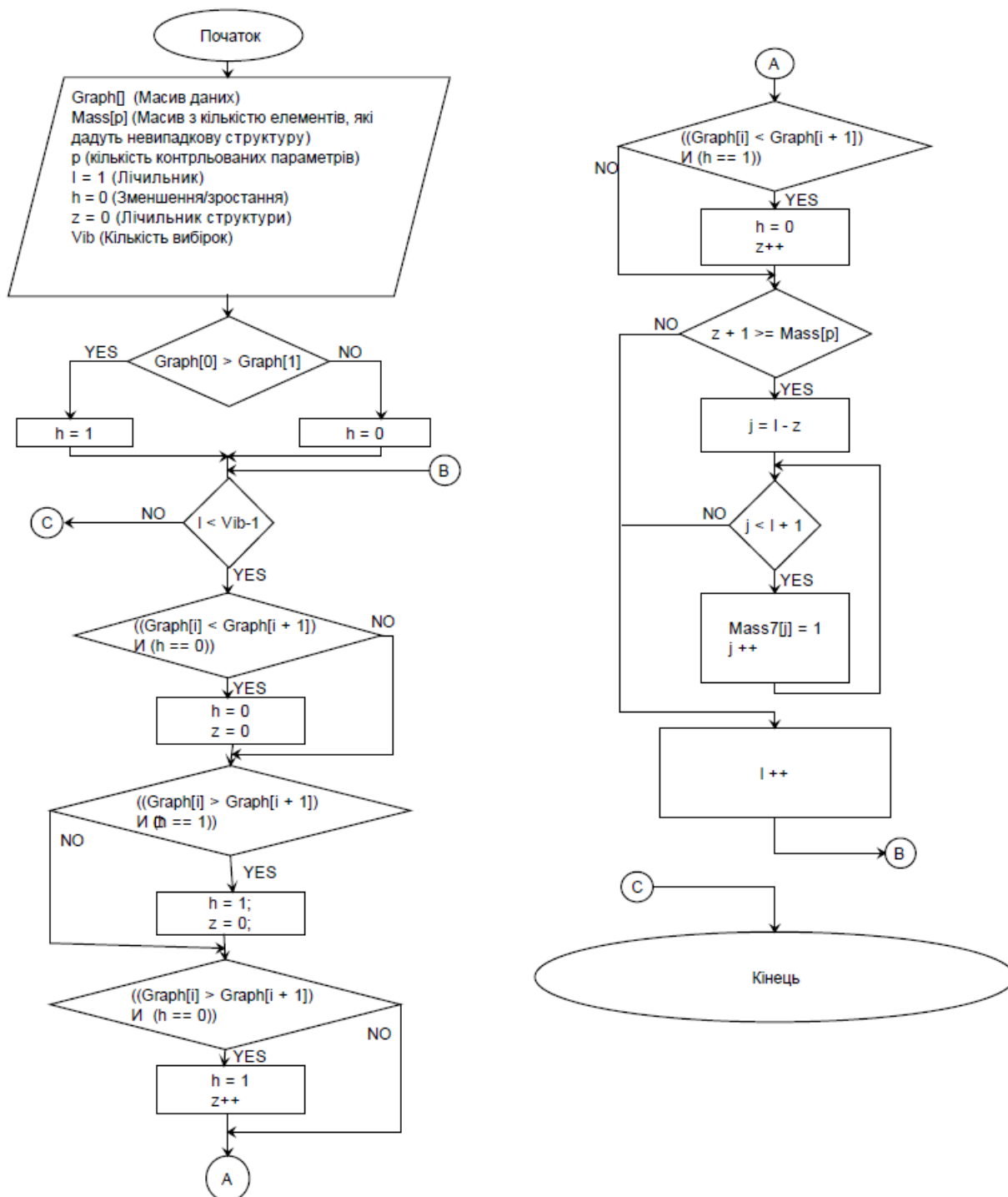


Рис. 6. Блок-схема алгоритму виявлення циклічності на карті Хотеллінга

Програмний комплекс призначений для діагностики порушень при багатовимірному статистичному контролі технологічного процесу втрати працездатності самохідних сільськогосподарських машин. Вихідні дані – результати спостережень за параметрами процесу – включають кількість параметрів, кількість спостережень у вибірці, кількість вибірок, результати вимірювань. Залежно від ступеня корельованості параметрів їх можна об'єднати в групи і будувати карти для кожної групи. Комплекс забезпечує діагностику процесу шляхом виявлення порушень, що виявляються у вигляді структур спеціального виду на звичайній карті Хотеллінга, а також у вигляді послідовності заданої кількості точок, розташованих між нормативними і контрольованими межами на карті з граничною межею. Розроблений програмний продукт має такі характеристики: тип операційної системи – Windows XP і вище; середовище розробки – C #; використані стандартні бібліотеки MS Visual Studio 2013; розмір програми – 3,42 Мбайт. Результат вирішення поставленої в статті мети представлено в табл. 1, де дано положення контрольної UCL і нормативної UWL меж карти в залежності від кількості контрольованих показників і кількості точок, розташування яких посліп між межами карти свідчить про порушення процесу, на рівні значимості 0,005.

Таблиця 1

Положення нормативної і контрольованої меж

Кількість контрольованих параметрів	Кількість точок підряд між межами					
	дві точки		три точки		чотири точки	
	UCL	UWL	UCL	UWL	UCL	UWL
2	12,39	5,70	13,29	3,60	14,10	2,55
4	14,89	7,44	15,35	5,12	15,60	3,87
6	17,82	8,84	18,29	6,31	18,63	5,95
8	19,48	10,52	20,79	7,70	21,19	7,64
10	21,77	11,79	22,69	8,87	23,00	8,79
12	23,74	13,27	24,58	10,15	24,98	9,91
14	25,72	14,74	26,26	11,43	26,83	10,83
16	27,69	16,22	27,73	12,71	28,54	11,56
18	28,40	17,61	28,97	13,94	30,08	12,08

На рис. 7 показані результати контролю 11 параметрів, розбитих на 3 групи, наведена карта з нормативним кордоном для другої групи параметрів. Значення, що визначають положення нормативної і контрольованої меж, складають відповідно $UWL=5,12$; $UCL=15,35$ (обрана карта, для якої критично розташування трьох точок посліп між нормативною і контрольованою межами, при цьому карта будується для чотирьох контрольованих параметрів). З карти видно, що чотири точки посліп (з 10-ої по 13-ту) лежать між нормативною і контрольованою межами, що свідчить про нестабільність технологічного процесу по цій групі параметрів (тут для виявлення порушення процесу досить і трьох точок посліп між межами).

Для оцінки ефективності розробленого методичного підходу були змодельовані три типи порушень. Зсув середнього рівня процесу було виявлено за допомогою карти Хотеллінга з попереджуючим кордоном, тренд, як і очікувалося, виявилось у вигляді тренда на звичайній карті Хотеллінга, збільшення розсіювання проявилось відразу у вигляді трьох спеціальних структур: циклічності, різкого стрибка і наближення значень статистики Хотеллінга до осі абсцис. Як другий приклад розглянуто місячний моніторинг за безвідмовністю зернозбиральних комбайнів за річний сезон. Порушення різного типу виявлені в трьох місцях, найбільша кількість порушень стабільності процесу виявилось в серпні.

При цьому по групі двох параметрів звичайна карта Хотеллінга свідчить про стабільність процесу, проте карта з попереджуючим кордоном показує наявність чотирьох

точок поспіль між попереджає і контрольної межами. По другій групі міст параметрів порушення виявлено за допомогою звичайної карти Хотеллінга: наближення до осі абсцис. Ефективність виявлення порушень з використанням того чи іншого алгоритму визначається чутливістю контрольної карти до можливого порушення і оцінюється кількісно по середній довжині серій – кількості спостережень від моменту порушення процесу до моменту виявлення цього порушення. Ця характеристика для звичайної карти Хотеллінга і різних варіантів карт з попереджуючим кордоном оцінюється аналітично в залежності від параметра нецентрального.

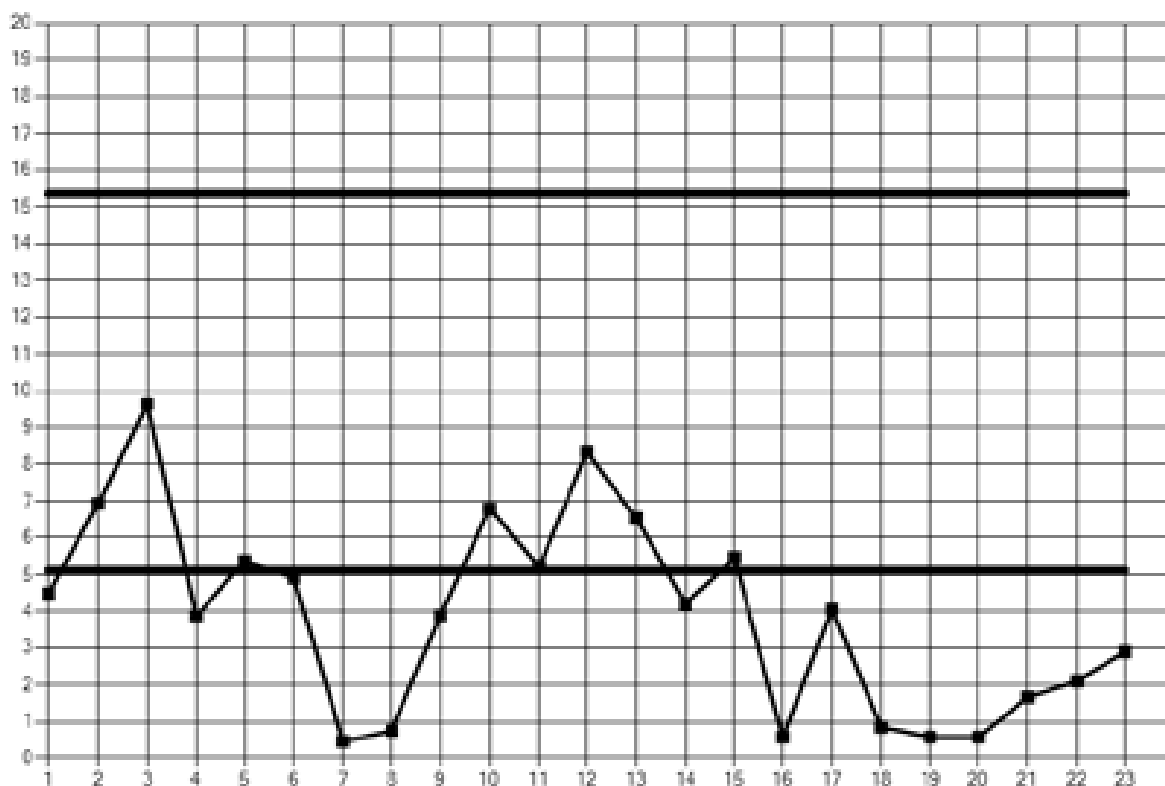


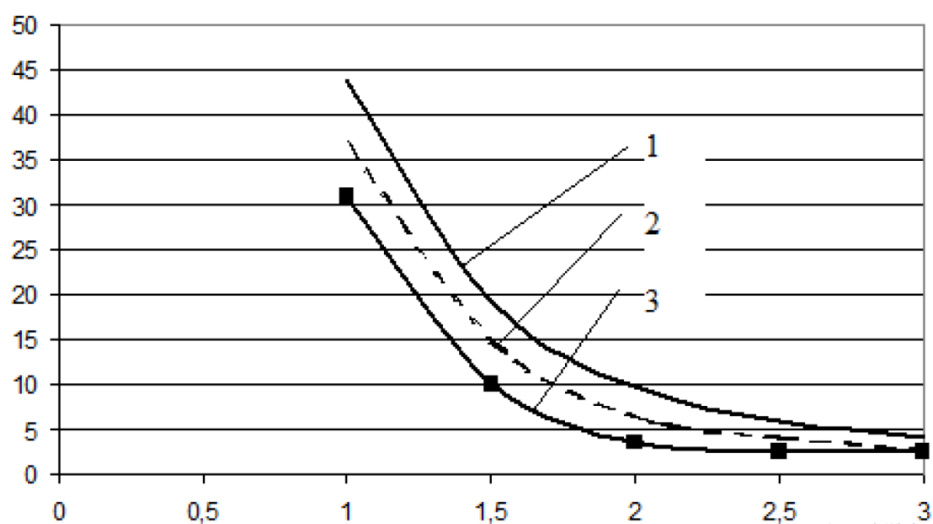
Рис. 7. Карта Хотеллінга з нормативною межею

Для оцінки середньої довжини серій, пов'язаної з структурами спеціального виду на звичайній карті Хотеллінга, проводилися статистичні випробування. Відповідно до розробленої методики моделювалися послідовності даних з векторами середніх і коваріаційну матрицями, ідентичними вибірках в розглянутих двох прикладах. Також моделювалися і різні варіанти порушень процесів: зміщення середнього рівня, тренд і збільшення розсіювання. Кількісні характеристики порушень варіювалися таким чином, щоб забезпечити значення параметра нецентрального в діапазоні від 1 до 3 з кроком 0,1. За результатами статистичних випробувань визначалося, скільки вибірок в середньому необхідно, щоб карта виявила змодельовані порушення. Результати випробувань представлені на рис. 8, де по вертикальній осі відкладені значення середньої довжини серій, на горизонтальній – параметра нецентрального. На графіки для зручності порівняння одночасно нанесені розрахункові криві середньої довжини серій для звичайної карти Хотеллінга без використання спеціальних структур, а також середньої довжини серій для карти з попереджуючим обмеженням.

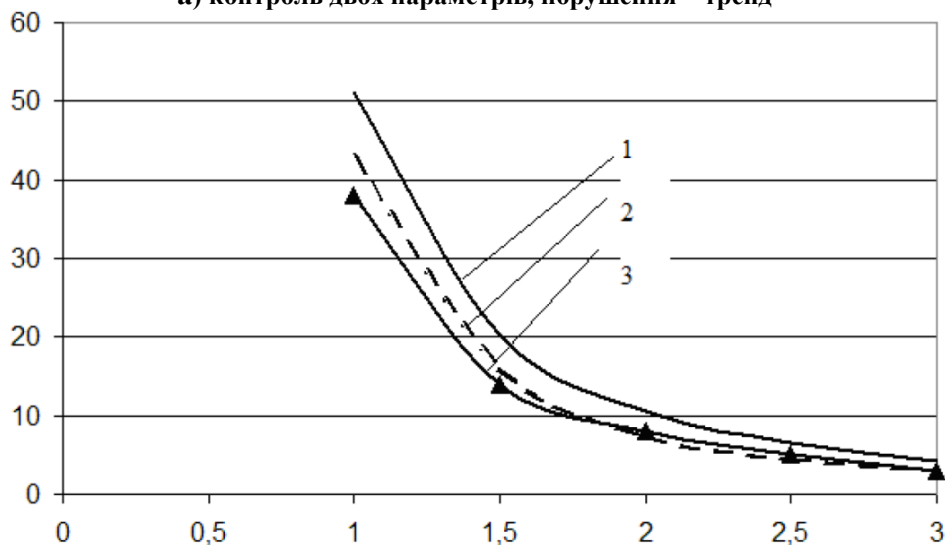
На рис. 8,а показані криві середньої довжини серій, отримані при контролі різними методами двох показників процесу, при цьому варіювалася величина тренда. Зниження середньої довжини серій в діапазоні від 1 до 2 при обліку структур спеціального виду в цьому випадку становить від 1,4 до 2,8 разів (з 9,7 до 3,5 вибірок) в порівнянні з контролем звичайної картою Хотеллінга (коли використовується один критерій порушення процесу – вихід точки на карті за контрольну кордон). При діапазоні 3 ефективність застосування

спеціальних структур знижується і практично збігається з ефективністю карти з попереджувачим кордоном, проте вона все ж трохи вище, ніж у звичайній карті Хотеллінга.

На рис. 8,б показані криві, отримані при контролі різними методами трьох показників процесу, при цьому варіювалося зміщення середнього рівня процесу. Зниження середньої довжини серій максимально при діапазоні 1 при обліку спеціальних структур і в цьому випадку становить 1,3 рази в порівнянні з контролем звичайної картою Хотеллінга. В діапазоні від 2 до 3 більш ефективна карта з попереджувачим кордоном; при діапазоні 3 її середня довжина серій практично збігається з дослідними даними з ефективності спеціальних структур і в 1,5 рази нижче середньої довжини серій звичайної карти Хотеллінга (зниження середньої довжини серій з 4,2 до 2,9 спостережень). Таким чином, застосування запропонованого алгоритму для контролю процесу підвищує його ефективність за кількістю спостережень, необхідних для виявлення порушення в діапазоні найбільш важливих для практики значень параметра нецентральності в діапазоні від 1 до 3 в 1,3–2,8 рази.



а) контроль двох параметрів, порушення – тренд



б) контроль трьох параметрів, порушення – зміщення середнього рівня

Рис. 8. Залежність середньої довжини серій від параметра нецентральності: 1 – звичайна карта Хотеллінга; 2 – карта з попереджувачим кордоном; 3 – облік структур спеціального виду на карті Хотеллінга

Висновки

1. Наведені результати (рис. 4 і рис. 5) дають підстави для сумнівів як у правомірності побудови експоненціальної моделі визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин, так і в можливості її використання в розрахунках показників безвідмовності, а також переконують в неправомірності використання умовних ймовірностей і умовних щільностей в математичних моделях ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин.

2. Застосування запропонованого алгоритму (рис. 6) для контролю процесу визначення ймовірності безвідмовної роботи самохідних сільськогосподарських машин підвищує його ефективність за кількістю спостережень, необхідних для виявлення порушення в діапазоні найбільш важливих для практики значень параметра нецентральності в діапазоні від 1 до 3 в 1,3–2,8 рази.

Список використаних джерел

1. Ovsyannikov S., Kalinin Y., Kolesnik I. Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities // *Advances in Intelligent Systems and Computing*. – 2020. Vol. 982. – pp. 307-317.

2. Козаченко О. В., Блезнюк О. В., Сорокін С. П., Шкрегаль О. М., Каденко В. С. Визначення показників рівня технічної експлуатації та їх вплив на надійність техніки // *Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів*. – 2020. – № 22. – С. 242–254.

3. 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. – Vol. 2020. – Issue 4. – pp. 90-100.

4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko A. V. Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies // *INMATEH. Agricultural Engineering*. – 2019. Vol. 58. – № 2. – pp. 137-147.

5. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2020. – Vol. 3(105). – pp. 19-29.

6. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. – 2019. – Vol. 18. – pp. 291-298.

7. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose // *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. – 2020. – Vol. 6 (7-108). – pp. 71-79.

8. Rogovskii I. L. Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics // Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. – 2019. – Vol. 10. – № 3. – pp. 147-154. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.147>.

9. Rogovskii I. L. Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics // Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. – 2019. – Vol. 10. – № 4. – pp. 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.

10. Grynchenko O., Alfyorov O. Mechanical reliability. Prediction and management under extreme load conditions. Monograph. Springer Nature Switzerland AG., 2020. – 125 p.

References

1. Ovsyannikov S., Kalinin Y., Kolesnik I. (2020). Oscillation process of multi-support machines when driving over irregularities. *Advances in Intelligent Systems and Computing*. 982, pp. 307-317.
2. Kozachenko O. V., Bleznyuk O. V., Sorokin S. P., Shkregal O. M., Kadenko V. S. (2020). Determination of indicators of the level of technical operation and their impact on the reliability of equipment. *Technical service of agriculture, forestry and transport*. 22, pp. 242-254.
3. Rebrov O., Kozhushko A., Kalchenko B., Mamontov A., Zakovorotniy A., Kalinin Y., Holovina E. (2020). 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.
4. Rogovskii I. L., Titova L. L., Trokhaniak V. I., Rosamaha Yu. O., Blesnyuk O. V., Ohiienko A. V. (2019). Engineering management of two-phase coulter systems of seeding machines for implementing precision farming technologies. *INMATEH. Agricultural Engineering*. 58(2), pp. 137-147.
5. Hrynkiv A., Rogovskii I., Aulin V., Lysenko S., Titova L., Zagurskiy O., Kolosok I. (2020). Development of a system for determining the informativeness of the diagnosing parameters of the cylinder-piston group of the diesel engines in operation. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 3(105), pp. 19-29.
6. Rogovskii I., Titova L., Novitskii A., Rebenko V. (2019). Research of vibroacoustic diagnostics of fuel system of engines of combine harvesters. *Engineering for Rural Development*. 18, pp. 291-298.
7. Nazarenko I., Dedov O., Bernyk I., Rogovskii I., Bondarenko A., Zapryvoda A., Titova L. (2020). Study of stability of modes and parameters of motion of vibrating machines for technological purpose. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*. 6(7-108), pp. 71-79.
8. Rogovskii I. L. (2019). Systemic approach to justification of standards of restoration of agricultural machinery. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10(3), pp. 147-154. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.03.147>.
9. Rogovskii I. L. (2019). Consistency ensure the recovery of agricultural machinery according to degree of resource's costs. *Machinery & Energetics. Journal of Rural Production Research*. Kyiv. Ukraine. 10 (4), pp. 145-150. <http://dx.doi.org/10.31548/machenergy2019.04.145>.
10. Grynchenko O., Alfyorov O. (2020). Mechanical reliability. Prediction and management under extreme load conditions. *Monograph*. 2020. Springer Nature Switzerland AG. 125 p.

Калінін Є.І.,
Каденко В.С.,
Петров Р.М.

Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка
E-mail: kalininhtush@gmail.com

ДО РОЗРАХУНКОВОГО ОБҐРУНТУВАННЯ
ПАРАМЕТРІВ ІНДИВІДУАЛЬНОЇ ТОРСІОННОЇ
ПІДВІСКИ ГУСЕНИЧНОГО ТРАКТОРА КЛАСУ 3

УДК 378.096:629

Калінін Є.І., Каденко В.С., Петров Р.М. «До розрахункового обґрунтування параметрів індивідуальної торсіонної підвіски гусеничного трактора класу 3»

При вирішенні кола завдань, пов'язаних із забезпеченням комфортних умов праці оператора, зниженням динамічних навантажень в вузлах і системах трактора виникає необхідність в реалізації математичної моделі коливань остову гусеничного трактора. Викладено основні допущення, які приймаються при складанні математичної моделі вертикальних і поздовжньо-кутових коливань плоскої системи. До них відноситься і заміна реальних пружних елементів підвіски приведеними до осі ковзання пружних елементів з постійною жорсткістю. У зв'язку з цим прийняті допущення вносять похибку у результати розрахунків і імітаційних експериментів.

Метою даного дослідження є зіставлення результатів моделювання коливань остову трактора з пружними елементами постійної жорсткості і пружними елементами з навантажувальні характеристиками, отриманими в ході лабораторних випробувань.

Ключові слова: торсіонна підвіска, гусеничний трактор, плавність ходу, ходова частина, остов трактора, опорні катки, каретка.

Калинин Е.И., Каденко В.С., Петров Р.М. «К расчетному обоснованию параметров индивидуальной торсионной подвески гусеничного трактора класса 3»

При решении круга задач, связанных с обеспечением комфортных условий труда оператора, снижением динамических нагрузок в узлах и системах трактора возникает необходимость в реализации математической модели колебаний остова гусеничного трактора. Изложены основные допущения, которые принимаются при составлении математической модели вертикальных и продольно-угловых колебаний плоской системы. К ним относится и замена реальных упругих элементов подвески приведенными к оси катка упругими элементами с постоянной жесткостью. В связи с этим принимаемые допущения вносят погрешность в результаты расчетов и имитационных экспериментов.

Целью данного исследования является сопоставление результатов моделирования колебаний остова трактора с упругими элементами постоянной жесткости и упругими элементами с нагрузочными характеристиками, полученными в ходе лабораторных испытаний.

Ключевые слова: торсионная подвеска, гусеничный трактор, плавность хода, ходовая часть, остов трактора, опорные катки, каретка.

E. Kalinin, V. Kadenko, R. Petrov "To the calculation substantiation of parameters of an individual torsion suspension bracket of a caterpillar tractor of a class 3"

When solving a range of tasks related to ensuring comfortable working conditions for the operator, reducing dynamic loads in the nodes and systems of the tractor, it becomes necessary to implement a mathematical model of oscillations of the crawler tractor frame. The basic assumptions that are made when compiling a mathematical model of vertical and longitudinal-angular oscillations of a plane system are stated. These include the replacement of real elastic suspension elements by elastic elements with constant stiffness reduced to the roller axis. In this regard, the assumptions made introduce an error in the results of calculations and simulation experiments.

The purpose of this study is to compare the results of modeling the vibrations of the tractor frame with elastic elements of constant stiffness and elastic elements with load characteristics obtained during laboratory tests.

Keywords: torsion suspension, crawler tractor, smoothness, running gear, tractor frame, support rollers, carriage.

Викладення основного матеріалу

Індивідуальна торсіонна підвіска була розглянута як один з можливих варіантів конструкції підвіски гусеничного трактора класу 3. Досліджувався вплив основних параметрів підвіски на показники плавності ходу з метою вибору їх раціональних значень. Параметри вибиралися так, щоб максимально зберегти взаємозамінність між розглянутою і існуючою балансирних конструкцій ходової частини.

Теоретичний аналіз коливань остову трактора проведено за наведеною схемою на рис. 1.

Тут прийняті позначення:

C – довжина важеля,

α_{ct} – статистичний кут нахилу важеля до горизонталі,

$2l_3$ – відстань між опорними катками однієї каретки,

l_1 і l_2 – відстань від центра ваги кістяка до центрів передньої і задньої кареток,

K – жорсткість одного торсіонного вузла,

β – коефіцієнт в'язкого тертя.

Жорсткість торсіонного вузла визначається в основному жорсткістю найбільш податливого елемента, яким зазвичай є торсіонний вал. Отримане значення жорсткості торсіонного вузла погоджувалося з переміщеннями.

Для спрощення завдання виходили з таких міркувань. При збереженні геометрії існуючого гусеничного обводу для трактора ХТЗ-181.22 конструктивно може бути $\alpha < 0,3$ радіан. Оскільки в процесі коливань кут приймає тільки проміжні значення, то можна прийняти $\sin \alpha = \alpha$ і $\cos \alpha = 1$. Тоді вираз 4 залежно від A має вигляд:

$$\alpha = \frac{\delta}{c \cdot \cos \alpha_{ct}} = A \cdot \delta, \quad (1)$$

$$A = \frac{1}{c \cdot \cos \alpha_{ct}}.$$

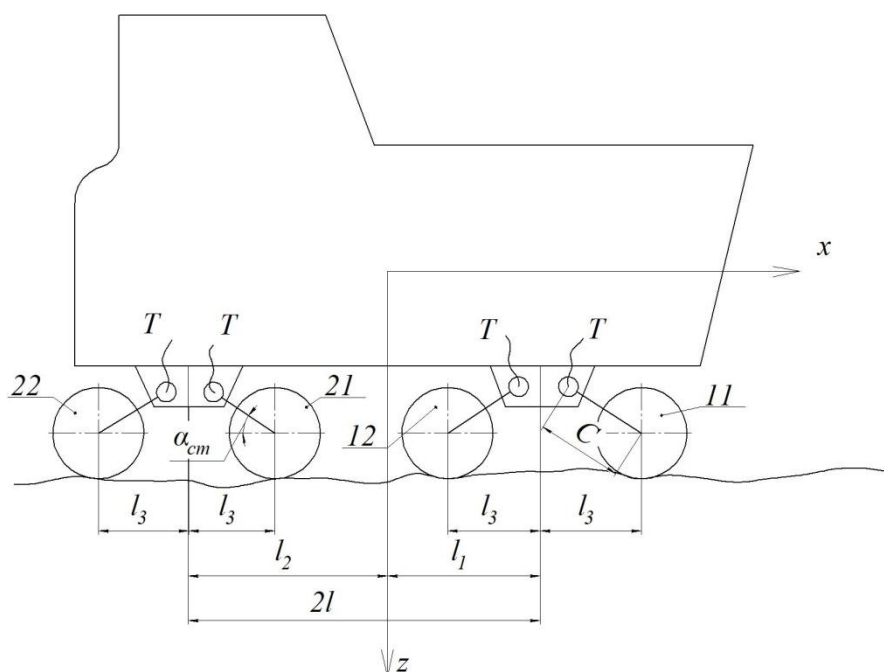


Рис.1. Теоретичний аналіз коливань кістяка трактора

де для першої каретки $\delta_1 = z - l_1\varphi$, а для другої $\delta_2 = z + l_2\varphi$

де z – вертикальне переміщення центру ваги.

φ – кут крену остова.

Отже,

$$\alpha_1 = A(z - l_1\varphi); \quad (2)$$

$$\alpha_2 = A(z + l_2\varphi).$$

Розглянуто вплив нерівності η_{ij} (рисунок 2). Індекси i і j вказують на номери кареток і опорних катків відповідно до рисунку 1.

Очевидно, як і раніше мають місце такі нерівності:

$$AA' = C \sin \alpha_{ct}; \quad A_1A'_1 = C \sin \alpha_{ct} - \eta_{11}.$$

З іншого боку $A_1A'_1 = C \sin \alpha_1$.

Аналогічно попередньому випадку маємо:

$$\alpha = \frac{\eta_{11}}{C \cdot \cos \alpha_{ct}} = A\eta_{11}. \quad (3)$$

Така ж залежність має місце і для інших опорних ковзанок.

Таким чином, при русі трактора по нерівності η_{ij} кути повороту відповідних важелів підвіски обчислюються за такими формулами:

$$\alpha_{11} = A(z - l_1\varphi - \eta_{11});$$

$$\alpha_{12} = A(z - l_1\varphi - \eta_{12}); \quad (4)$$

$$\alpha_{21} = A(z - l_2\varphi - \eta_{21});$$

$$\alpha_{22} = A(z - l_2\varphi - \eta_{22}). \quad (5)$$

Отримані залежності були використані при обчисленні потенційної енергії і функції розсіювання енергії системи.

Потенційна енергія визначена за виразом:

$$P = \frac{1}{2} 2K'[4q_1^2 + 2(l_1^2 + l_2^2)q_2^2 + 4(l_2 - l_1)q_1q_2 - 2(\eta_{11} + \eta_{12} + \eta_{21} + \eta_{22})q_1 -$$

$$- 2(l_2\eta_{21} + l_2\eta_{22} - l_1\eta_{11} - l_1\eta_{12})q_2 + \eta_{11}^2 + \eta_{12}^2 + \eta_{21}^2 + \eta_{22}^2] \quad (6)$$

а функція розсіювання вважалася пропорційною потенційної енергії системи:

$$R = \frac{1}{2} 2\beta'[4\dot{q}_1^2 + 2(l_1^2 + l_2^2)\dot{q}_2^2 + 4(l_2 - l_1)\dot{q}_1\dot{q}_2 - 2(\dot{\eta}_{11} + \dot{\eta}_{12} + \dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22})\dot{q}_1 -$$

$$- 2(l_2\dot{\eta}_{21} + l_2\dot{\eta}_{22} - l_1\dot{\eta}_{11} - l_1\dot{\eta}_{12})\dot{q}_2 + \dot{\eta}_{11}^2 + \dot{\eta}_{12}^2 + \dot{\eta}_{21}^2 + \dot{\eta}_{22}^2] \quad (7)$$

У виразах (6) і (7) позначені $q_1 = z$, $q_2 = \varphi$

$$K = A^2 \cdot K; \quad \beta' = A^2 \cdot \beta$$

Кінетична енергія системи дорівнює

$$T = \frac{1}{2} m\dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} I\dot{q}_2^2. \quad (8)$$

Диференціальні рівняння руху остова трактора складені шляхом підстановки виразів (6), (7) і (8) в рівняння Лагранжа другого роду:

$$a_{11}\ddot{q}_1 + b_{11}\dot{q}_1 + b_{12}\ddot{q}_2 + c_{11}q_1 + c_{12}q_2 = 2\beta'(\dot{\eta}_{11} + \dot{\eta}_{12} + \dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22}) +$$

$$+ 2k'(\eta_{11} + \eta_{12} + \eta_{21} + \eta_{22});$$

$$a_{22}\ddot{q}_2 + b_{22}\dot{q}_2 + b_{12}\dot{q}_2 + c_{22}q_2 + c_{12}q_1 = 2\beta'[l_1(\eta_{11} + \eta_{12}) +$$

$$+ l_2(\dot{\eta}_{21} + \dot{\eta}_{22}) + 2K'[l_2(\eta_{21} + \eta_{22}) - l_1(\eta_{11} + \eta_{12})]; \quad (9)$$

де $a_{11} = m$; $a_{22} = I$; $b_{11} = 8\beta'$; $b_{12} = 4\beta'(l_2 - l_1)$; $b_{22} = 4\beta'(l_1^2 + l_2^2)$; $c_{11} = 8k'$; $c_{12} = 4k'(l_2 - l_1)$; $c_{22} = 4k'(l_1^2 + l_2^2)$.

У рівняннях (10) прийняті позначення: m - маса остова, I - момент інерції кістяка щодо центральної поперечної осі.

Для отримання виразу передавальної функції складемо систему приведених рівнянь скориставшись операційним методом при нульових початкових умовах

$$(a_{11}p^2 + b_{11}p + c_{11})\bar{q}_1 +$$

$$+ (b_{12}p + c_{12})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k')(\bar{h}_{11} + \bar{\eta}_{12} + \bar{\eta}_{21} + \bar{\eta}_{22}); \quad (10)$$

$$(b_{12}p + c_{12})\bar{q}_1 + (a_{22}p^2 + b_{22}p + c_{22})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k') \times \\ \times [l_2(\bar{h}_{21} + \bar{\eta}_{22}) - l_1(\bar{\eta}_{11} + \bar{\eta}_{12})].$$

Зображення нерівностей приймаємо наступними

$$r_{11} \leftarrow \div 1; \eta_{12} \leftarrow \div e^{-p\tau_1}; \eta_{21} \leftarrow \div e^{-p\tau}; \eta_{22} \leftarrow \div e^{-p(\tau+\tau_1)} \quad (11)$$

де $\tau = \frac{2l}{V}$; $\tau_1 = \frac{2l_3}{V}$; $2l$ – відстань між центрами кареток (рисунок 1)

Тоді вирази (11) перепишуть в такий вигляд:

$$(a_{11}p^2 + b_{11}p + c_{11})\bar{q}_1 + (b_{12}p + c_{12})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k')(1 + e^{-p\tau}) \times \\ \times (1 + e^{-p\tau_1}); \quad (12)$$

$$(b_{11}p + c_{12})\bar{q}_1 + (a_{22}p^2 + b_{22}p + c_{22})\bar{q}_2 = 2(\beta'p + k') \times \\ \times (1 + e^{-p\tau_1})(l_2e^{-p\tau} - l_1).$$

Визначник системи має вигляд:

$$D = p^4 \frac{4\beta'}{mI} [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] p^2 + \left\{ \frac{4k'}{mI} [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] + \frac{64}{mI} \beta' l^2 \right\} p^2 + \\ + \frac{128}{mI} \beta' k' l^2 p + \frac{64}{mI} k'^2 l^2. \quad (13)$$

Амплітудно-частотні характеристики системи візьмуть вигляд:

$$|\Phi_1(j\omega)| = \frac{2}{mI} \cos \frac{\omega\tau_1}{2} \sqrt{\frac{a_1^2 + b_1^2}{a^2 + b^2}}; \quad (14)$$

$$|\Phi_2(j\omega)| = \frac{2}{mI} \cos \frac{\omega\tau_1}{2} \sqrt{\frac{a_2^2 + b_2^2}{a^2 + b^2}}.$$

А фазово-частотні характеристики

$$\text{arc } \Phi_1(j\omega) = \text{arctg} \frac{b_1}{a_1} - \text{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sin \omega\tau_1}{1 + \cos \omega\tau_1}; \quad (15)$$

$$\text{arc } \Phi_2(j\omega) = \text{arctg} \frac{b_2}{a_2} - \text{arctg} \frac{b}{a} - \frac{\sin \omega\tau_1}{1 + \cos \omega\tau_1};$$

де:

$$a = \omega^4 - \frac{4\omega^2}{mI} \left\{ k' [m(l_1^2 + l_2^2) + 2I] + 16\beta' l^2 \right\} + \frac{64}{mI} k'^2 l^2;$$

$$b = \frac{4\omega\beta'}{mI} \left\{ 32k' l^2 - \omega^2 [2I + m(l_1^2 + l_2^2)] \right\};$$

$$a_1 = 32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k'\omega^2 (I + ml_1^2) - 2\omega^2 (I - ml_1 l_2) \times \\ \times (K' \cos \omega\tau + \beta' \omega \sin \omega\tau);$$

$$b_1 = \omega [64l^2 k' \beta' - 2\beta' \omega^2 (I + ml_1^2) + 2\omega (I - ml_1 l_2) \times \\ \times (k' \sin \omega\tau - \beta' \omega \cos \omega\tau)];$$

$$a_2 = [32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k'\omega (I + ml_2^2)] \cos \omega\tau + \\ + [64l^2 \omega k' \beta' - 2\beta' \omega^3 (I + ml_2^2)] \sin \omega\tau - 2k'\omega^2 (I - ml_1 l_3);$$

$$b_1 = \left[64l^2 \omega k' \beta' - 2\beta' \omega^3 (I + ml_2^2) \right] \cos \omega \tau - \left[32l^2 (k'^2 - \beta'^2 \omega^2) - 2k' \omega^2 (I + ml_2^2) \right] \sin \omega \tau - 2\beta' \omega^3 (I - ml_1 l_2). \quad (16)$$

Розрахунок за виразами (14), (15) і (16) проведено за допомогою електронної обчислювальної машини «НАІЗ».

Значення жорсткості торсіонного вузла варіювалися в межах $K' = 296 \sim 396$ кг/см.

Швидкості руху приймалися рівним $V = 2,5; 3,5$ і $4,5$ м/сек, а довжина хвилі нерівності і $L = 2,75; 0,70$ і $0,35$ м. Отже, частоти обурення системи нерівностями ґрунту були дискретні і рівні $\omega = 5,72; 8,0; 10,3; 22,4; 31,4; 40,35; 44,8; 62,8; 80,7$ рад / сек.

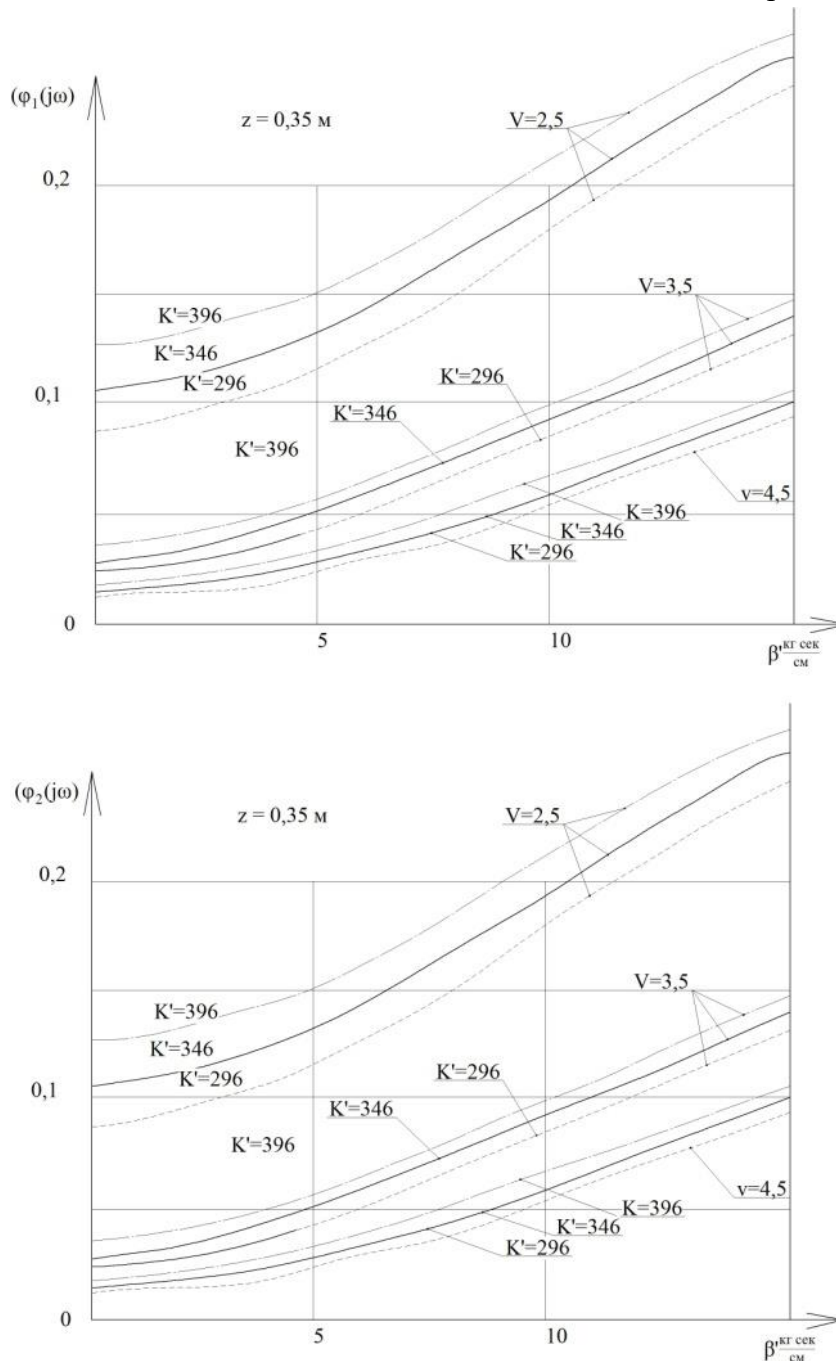


Рис. 2. Графік 1 амплітудно-частотної характеристики

На рис. 2,3,4,5 наведені графіки амплітудно-частотних характеристик. Аналізуючи графіки амплітудно-частотних характеристик можна сказати наступне:

1. Зміна значення жорсткості K' торсіонного вузла обумовлює значну зміну значення модулів амплітудно-частотної характеристики системи.

На всіх розглянутих нерівностях і всіх швидкостях чим більше жорсткість K' , тим вище рівень модулів амплітудно-частотних характеристик. Очевидно, зменшення жорсткості торсійного вузла з 396 кг / см до 296 кг / см і далі, дасть можливість знизити інтенсивність коливань.

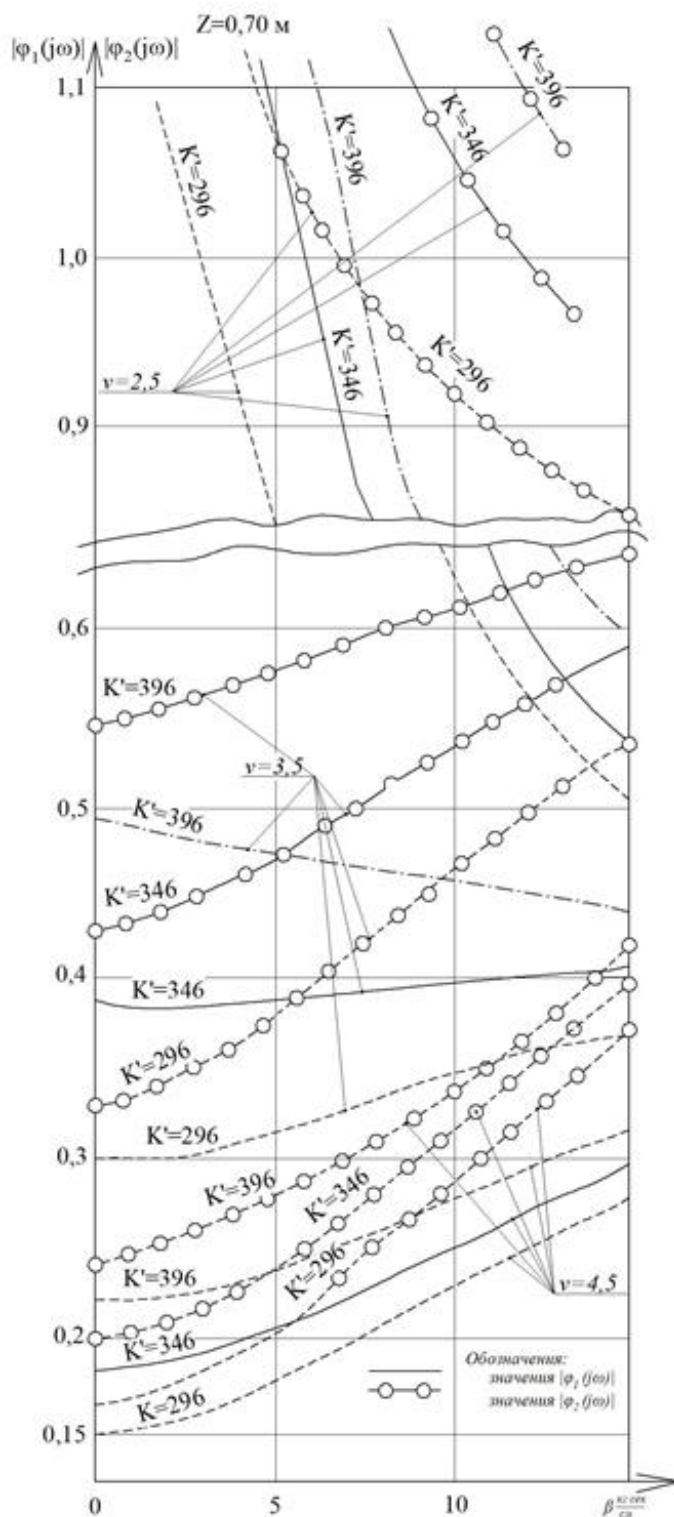


Рис.3. Графік 2 амплітудно-частотної характеристики

Вияток становить випадок руху зі швидкістю $V = 2,5$ м/сек по довгих нерівностях ($L = 2,75$ м).

У цьому випадку спостерігається зворотна картина. Однак разом зі збільшенням значення коефіцієнта в'язкого тертя різниця в значеннях модулів при різній жорсткості стає незначною

2. Зміна значення коефіцієнта β' в'язкого тертя торсіонного вузла значно впливає на величину модулів амплітудно-частотних характеристик системи.

а) На нерівностях $L = 0,35$ м при збільшенні коефіцієнта β' спостерігається деяке зростання величини модулів $|\Phi_1(j\omega)|$ і $|\Phi_2(j\omega)|$, пропорційних прискоренню. Однак їх абсолютні значення незначні - не перевищують 0,25.

б) На нерівностях $L = 0,70$ м при швидкості $V = 2,5$ м/сек збільшення коефіцієнта, β' викликає різке зменшення модулів $|\Phi_1(j\omega)|$ і $|\Phi_2(j\omega)|$ незалежно від жорсткості K' .

Щоб значення модуля $|\Phi_1(j\omega)|$ були менше І коефіцієнта β' повинен бути порядок не менше 5 ~ 9 кг сек/см при жорсткості торсіонного вузла $K' = 296 \sim 396$ кг/см.

Наприклад, при жорсткості $K' = 346$ кг/см модуль $|\Phi_1(j\omega)| = 1$, має місце при $\beta' = 7$ кг сек/см. Сумарне значення коефіцієнта β' всіх торсіонних вузлів одне $7 \times 8 = 56$ кг сек/см.

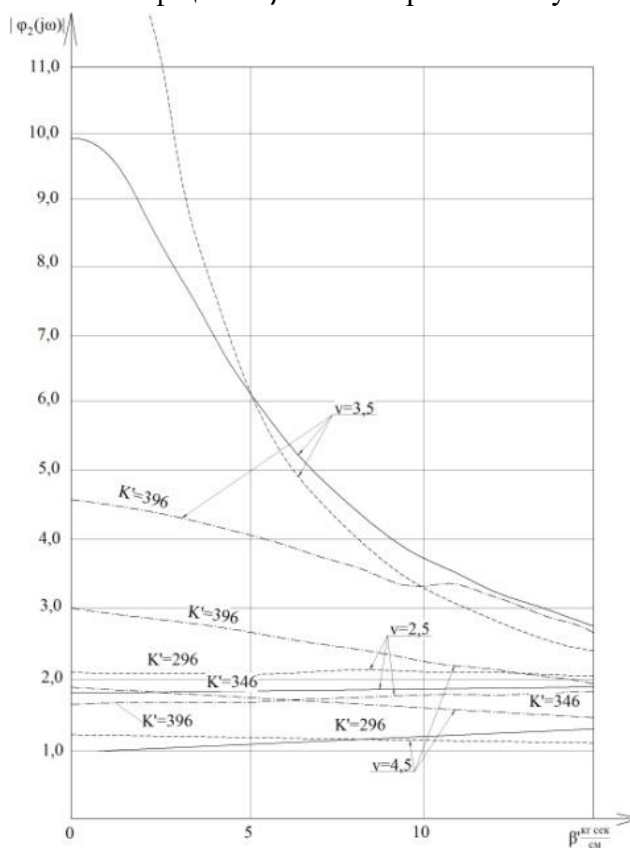


Рис. 4. Графік 3 амплітудно-частотної характеристики

Примітно, що сумарне значення коефіцієнта β' всіх кареток балансірної підвіски того трактора з гідро-амортизаторами в передніх каретках одне $4 \div 13$ кг сек/см.

При швидкостях $V = 3,5$ і $4,5$ м/сек при збільшенні коефіцієнта β' незначно змінюються величини модулів.

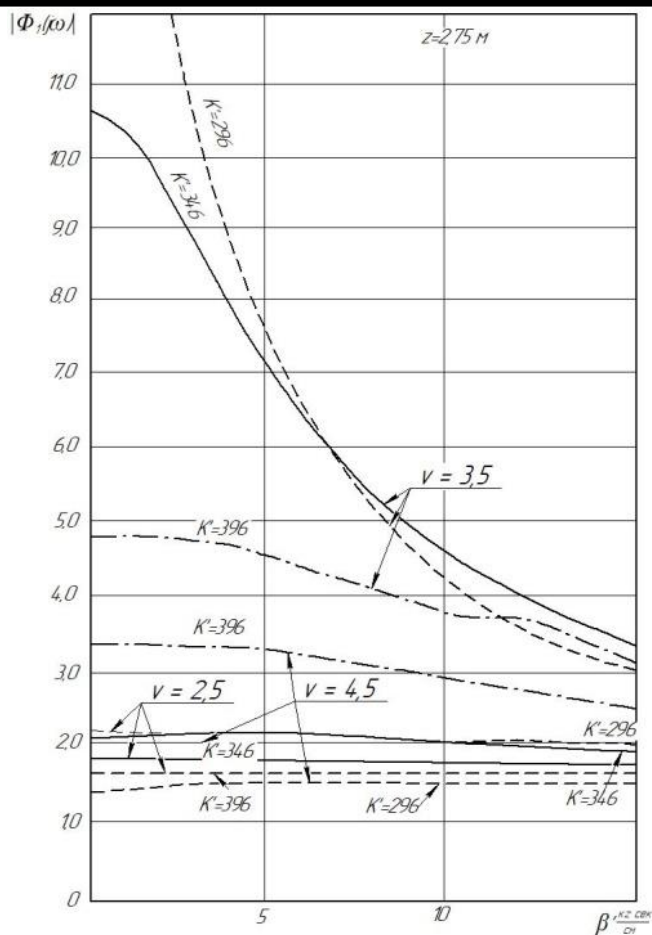


Рис. 5. Графік 4 амплітудно-частотної характеристики

в) На нерівностях $L = 2,75$ м на всіх швидкостях при всіх значеннях жорсткості K' зі збільшенням коефіцієнта β' зменшуються модулі амплітудно-частотних характеристик системи. Значення модулів особливо різко падають при швидкості $V = 3,5$ м/сек і порівняно малої жорсткості ($K' = 296$ і 346 кг/см).

При швидкості $V = 2,5$ м/сек модуль $|\Phi_1(j\omega)|$ має максимум при $\beta' = 2$ кг сек/см. при швидкості $V = 4,5$ м/сек. максимума модуля $|\Phi_1(j\omega)|$ спостерігаються при $\beta' = 4$ кг сек/см і $\beta' = 9$ кг сек/см відповідно для жорсткостей $K' = 346 \sim 296$ кг/см. При жорсткості торсійного вузла індивідуальної підвіски $K' = 296 \sim 346$ кг/см доцільно прийняти значення коефіцієнта $\beta' = 5 \sim 8$ кг сек/см.

3. На величину модулів амплітудно-частотних характеристик системи помітний вплив робить частота обурення системи нерівностями.

на нерівностях $L = 0,35$ і $0,70$ м. при збільшенні швидкості руху зменшуються і значення модулів характеристик.

на нерівностях $L = 2,75$ м. при збільшенні швидкості від $V = 2,5$ м/сек до $3,5$ м/сек модулі характеристик збільшуються, а потім при переході на $V = 4,5$ м/сек зменшуються. Це говорить про доцільність застосування індивідуальної торсійної підвіски трактора на високих швидкостях руху.

Таким чином, індивідуальна підвіска при правильному підборі конструктивних параметрів може розглядатися як один з варіантів підвіски остова перспективного енергонасиченого гусеничного трактора.

Порівняльні дані за значеннями модулів передавальних функцій для серійної балансирної підвіски трактора Т-150

Модуль	Z, м	$v = 2,5$ м/сек	$V = 3,5$ м/сек	$V = 4,5$ м/сек
$ \Phi_1 $	2,75	1,322	1,67	2,087
	0,70	0,853	1,014	0,842
	0,35	0,347	0,298	0,249
$ \Phi_2 $	2,75	1,195	1,435	2,362
	0,70	2,027	1,567	1,069
	0,35	0,137	0,117	0,109

У таблиці наведено порівняльні дані за значеннями модулів передавальних функцій для серійної балансирної підвіски трактора Т-150 з оптимальними параметрами [1].

Список використаних джерел

1. Калінін Є.І., Поляшенко С.О. Розв’язок статичної плоскої задачі теорії пружності для неоднорідних ізотропних тіл // Математичне моделювання. – 2018. – №2(39). – С. 102-111.
2. Калінін Є.І. Вплив обертання елементів трансмісії як пружної системи на власні коливання // Інженерія природокористування. – 2016. – №1(5). – С. 24-28.
3. Лебедев А. Т. Аналітична модель повороту трактора з шарнірно-зчленованою рамою / А. Т. Лебедев, Є. І.Калінін, М. Л. Шуляк, І. В. Колеснік // Вісник ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків: ХНТУСГ, 2016. – Вип. 173 – С. 161 – 167.
5. Калінін Є.І. Частотний аналіз коливань гусеничних тракторів. Технікотехнологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України // Збірник наукових праць УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого. – 2018. – №. 22(36). – С. 86-91.

References

1. Kalinin Y.I., Polyashenko S.O. Interconnection of static plane problems of spring theory for heterogeneous isotropic bodies // Mathematical modeling. – 2018. – № 2 (39). – S. 102-111.
2. Kalinin A.I. Injection of wrapping elements of the transmission yak spring system on the power supply // Environmental Engineering. – № 1 (5). – 2016. – pp. 24-28.
3. Lebedev A.T. Analytical model for turning a tractor with an articulated-articulated frame / AT Lebedev, Є. I Kalinin, M.L. Shulyak, I. V. Kolusnik // Bulletin of KhNTUSG im. P. Vasilenka. - Kharkiv: KhNTUSG, 2016. – V. 173. – pp. 161 - 167.
5. Kalinin V.I. Frequency analysis of tracked tractors // Technical aspects of development and testing of new technologies and technologies for the Ukrainian government L. Pogorily. – 2018. – №. 22 (36). –S. 86-91.

Харченко С.О.,
Артёмов М.П.,
Гаек Є.А.,
Бажинова Т.О.,
Ліньов А.О.
*Харківський національний технічний
університет сільського господарства
імені Петра Василенка*
Ковалишин С.Й.
*Львівський національний аграрний
університет*
E-mail: gaekevgen@gmail.com

ІДЕНТИФІКАЦІЯ ЕНЕРГОВИТРАТ ЗЕРНОВИХ ПНЕВМОСЕПАРАТОРІВ

УДК 631.362:53

Харченко С.О., Артёмов М.П., Гаек Є.А., Бажинова Т.О., Ліньов А.О. Ковалишин С.Й.
«Ідентифікація енерговитрат зернових пневмосепараторів»

Для визначення ефективності зерно- та насінноочисної машини попри технологічні показники якості та продуктивності роботи, важливою умовою є врахування витрат енергії та металу. Розглянута методика надає можливість визначати витрати енергії та металу пневмосепараторів та пневмосепарувальних каналів зерноочисних машин. Традиційними для подібних розрахунків приймаються показники метало- та енергоємності процесів, які характеризують витрати металу та енергії, необхідні для отримання одиниці корисного ефекту від використання виробу за призначенням. Матеріаломісткість виробу є складовою показника більш високого рівня - ресурсоємності виробу, значення якої показує частку поточних витрат усіх видів ресурсів у вартості продукту праці. Номенклатура показників виробу забезпечує всебічну оцінку його матеріаломісткості за рахунок конкретизації видів використовуваних матеріалів.

У процесі прийняття рішень щодо економії матеріалів на різних стадіях життєвого циклу виробу доцільно розрізняти виробничу матеріаломісткість виробу, обумовлену витратою матеріалу на його виготовлення і експлуатаційну матеріаломісткість виробу, обумовлену витратою матеріалу на його технічне обслуговування та ремонт.

Прийняті алгоритми ідентифікації нових параметрів метало- і енергозабезпеченості процесів очищення та калібрування зернових сумішей дозволяють отримати значення необхідні для досліджень, проектування пневмосепараторів та пневмосепарувальних каналів зерноочисних машин, а також для їх ефективного компоновання та експлуатації.

Проведений аналіз дозволив встановити значення питомих параметрів стаціонарних пневмосепараторів продуктивністю до 5 т/год, які присутні сьогодні на ринку. Окрім визначення параметрів, робота також передбачає їх оцінку та ранжування за ними існуючих пневматичних зерноочисних машин.

Ключові слова: очищення, зернові суміші, пневмосепаратор, металосмісткість, енергоємність, ефективність

Харченко С.А., Артёмов М.П., Ковалишин С.Й., Гаек Е.А., Бажинова Т.О., Линьов А.А.
«Идентификация энергозатрат зерновых пневмосепараторов»

Для определения эффективности зерно и зерноочистительные машины несмотря на технологические показатели качества и производительность работы, важным условием является учет затрат энергии и металла. Рассмотрена методика позволяет определять затрат энергии и металла пневмосепараторов и пневмосепарирующих каналов зерноочистительных машин. Традиционными для подобных расчетов принимаются металло- и энергоёмности процессов. Удельные металло- и энергоёмность являются показателями, которые характеризуют затраты металла и энергии, необходимые для получения единицы полезного эффекта от использования изделия по назначению. Материалоёмность изделия является составной показателя более высокого уровня - ресурсоёмности изделия, значение которой показывает долю текущих расходов всех видов ресурсов в стоимости продукта труда. Номенклатура показателей изделия обеспечивает всестороннюю оценку его материалоемкости за счет конкретизации видов используемых материалов.

В процессе принятия решений по экономии материалов на различных стадиях жизненного цикла изделия целесообразно различать производственную материалоемкость изделия, обусловленную расходом материала на его изготовление и эксплуатационную материалоемкость изделия, обусловленную расходом материала на его техническое обслуживание и ремонт.

Принятые алгоритмы идентификации новых параметров металло- и энергообеспеченности процессов очистки и калибровки зерновых смесей позволяют получить значение необходимые для исследований, проектирования пневмосепараторов и пневмосепарирующих каналов зерноочистительных машин, а также для их эффективного компоновки и эксплуатации.

Проведенный анализ позволил установить значения удельных параметров стационарных пневмосепараторов производительностью до 5 т/ч, которые присутствуют сегодня на рынке. Кроме определения параметров, работа также предполагает их оценку и ранжирование за ними существующих пневматических зерноочистительных машин.

Ключевые слова: очистка, зерновые смеси, пневмосепаратор, металлоемкость, энергоемкость, эффективность

Kharchenko S., Artyomov M., Kovalyshin S., Haiek Ye, Bazhinova T., Linov A. "Identification of energy consumption of grain pneumoseparators»

To determine the efficiency of grain and grain cleaning machines, despite the technological indicators of quality and productivity, an important condition is to take into account the cost of energy and metal. The considered technique allows to determine the energy and metal costs of pneumatic separators and pneumatic separating channels of grain cleaning machines. Metal and energy consumption processes are considered traditional for such calculations. Specific metal and energy consumption are indicators that characterize the cost of metal and energy required to obtain a unit of useful effect from the use of the product for its intended purpose. The material consumption of the product is a component of a higher level - resource consumption of the product, the value of which shows the share of current costs of all types of resources in the cost of labor. The nomenclature of indicators of a product provides a comprehensive assessment of its material consumption by specifying the types of materials used.

In the process of making decisions on saving materials at different stages of the product life cycle, it is advisable to distinguish between the production material consumption of the product due to material consumption for its manufacture and operational material consumption due to material consumption for maintenance and repair.

The adopted algorithms of identification of new parameters of metal and energy availability of processes of purification and calibration of grain mixtures make it possible to obtain values necessary for research, design of pneumatic separators and pneumatic separating channels of grain cleaning machines, as well as for their effective layout and operation.

The analysis made it possible to determine values of specific parameters of stationary pneumoseparators with productivity up to 5 t/h, which are present in the market today. In addition to determining the parameters, the work also involves their assessment and ranking of existing pneumatic grain cleaning machines behind them.

Keywords: cleaning, grain mixtures, pneumatic separator, metal consumption, energy consumption, efficiency

Вступ

Збільшення обсягів вирощування зернових культур в Україні та забезпечення конкурентоспроможності вітчизняної зернової продукції на внутрішньому і зовнішньому ринках потребує якості, яка регламентована вимогами вітчизняних та міжнародних стандартів.

Процеси розділення зернових сумішей за аеродинамічними властивостями є визначальними параметрами продуктивності та якості роботи переважної більшості пневмосепараторів та повітряно-решетних зерноочисних машин.

На етапі післязбиральної обробки об'єктом сепарування є шойно зібраний зерновий ворох, який надходить безпосередньо з-під комбайнів. Завдання сепарування полягає в максимальному очищенні зерна від домішок та пилу, які відрізняються від зерен основної культури геометричними розмірами та аеродинамічними властивостями.

В якості основних негативних факторів використання пневмосепараторів є витрати металу та енергії на процеси очищення та калібрування зернових матеріалів. Це можна пояснити необхідністю транспортування не тільки самих компонентів зернових матеріалів при їх перерозподілі в робочій зоні, а й перенесення значного обсягу повітря, що потребує відповідних витрат енергії.

Для післязбиральної обробки зернових матеріалів застосовують пневмосепаратори. Саме їх оптимальний режим роботи визначається питомим навантаженням, якістю відповідно до стандартів, експлуатаційними витратами. При певних режимах (очищення, сортування або калібрування) на деяких культурах питомі показники продуктивності та якості розділення, витрат енергії істотно знижується. Для оцінки їх роботи зерноочисних машин використовують метало- та енергоємності процесів, які лише узагальнено оцінюють ефективність машини.

Таким чином, розробка методів повної оцінки ефективності зерноочисної техніки потребує відповідних розрахунків, є пріоритетним завданням для АПК України. Реалізація

цього завдання передбачає розробку та перевірку використання оціночних алгоритмів технологічних параметрів пневматичних зерноочисних машин. Від якості проведення оцінки ефективності цих машин буде залежати ступінь реалізації поставленого завдання, подальші напрямки їх модернізації і т.п.

Аналіз останніх досліджень

Одним з основних етапів виробництва зерна є післязбиральна обробка, яка в собівартості становить близько 40 %, а в затратах праці більше 50 % [11 – 12].

Заплановане сталє виробництво зернових культур в Україні більше 60 млн. т., потребує вчасної та якісної післязбиральної обробки зерна. Недостатня фактична наявність зерноочисних машин близько 50 %, більшість яких відпрацювала амортизаційні строки, потребує високопродуктивних зернових сепараторів з ефективними технологічними процесами.

Відповідно до державної програми «Зерно України – 2020-2021» [2] в Україні вироблено майже 65 млн тонн зернових та зернобобових культур – 30,7 млн т., пшениця – 30,7 млн т.; ячмінь – 10,1 млн т.; ріпак – 2,6 млн т.; горох – 529 тис. т.

Для підготовки необхідної кількості та якості насінневого матеріалу широко використовують стаціонарні пневмосепаратори різних марок продуктивністю від 2,5 до 5 т/год. Паспортні технічні характеристики зернових пневмосепараторів, які присутні на ринку [3 – 8], різняться один від одного та потребують відносності та аналізу. Доцільно використовувати аналіз характеристики відносно основного технологічного показнику – продуктивності [9 – 10]. Подібна методика успішно довела свою ефективність при оцінці ефективності решетних зерноочисних машин [11].

Формування мети дослідження

Метою роботи є розробка методики оцінки ефективності процесів розділення зернових сумішей пневматичними зерноочисними машинами продуктивністю до 5 т/год з урахуванням витрат енергії та металу.

Результати дослідження

Об'єктом досліджень обрані найбільш поширені типи серійних зерноочисних машин вітчизняного виробництва (табл. 1).

Проведеним аналізом характеристик серійних зерноочисних машин вітчизняного та зарубіжного виробництва представлених на ринку України [12, 17] за традиційною методикою вдалося отримати питомі параметри, за допомогою яких можна визначити ступінь їх ефективності (табл.1). При оцінці ефективності зерноочисних машин застосовували питому продуктивність, металоемність і енергоємність сепараторів [1, 14 – 16].

Для того щоб оцінити ефективність очищення пропонується використовувати крім стандартних параметрів питомої продуктивності і повноти поділу – метало- і енергозабезпеченість процесу сепарування (табл. 2).

Продуктивність сепараторів залежить від режиму роботи: попереднє очищення зерна або калібрування посівного матеріалу.

Енергоспоживання є однією з важливих характеристик при виборі і ефективній експлуатації зерноочисних машин, тому були проведені дослідження з визначення споживаної сепараторами потужності.

Параметри пневмосепараторів

Модель сепаратора	Виробник	Енерго споживання	Габарити, мм (довжина/ширина/висота)	Площа робочого вікна, м ²	Вага, кг
ІСМ-5	Харківський завод зерноочисного обладнання	0,55 кВт, 220/380 В, 50 Гц	2150/460/1750	0,023	125
САД-5	ООО «НПФ «Аеромех» Луганська обл.	1,8 кВт	1520/635/1850	0,0317	211
АСМ-5	ООО ТПК "АгроМаш" м. Харків	0,55 кВт 220/380В, 50Гц	2070/600/1890	0,03	130
ЕРА-5	Запорізьська обл. м.Мелітополь	0,75 кВт	2000/500/2000	0,025	140
ALS-5	Alistan Agro	0,55 кВт	2122/757/1812	0,0378	180
ALMA-5	ПрАТ «Харківпродмаш»	0,55 кВт 380В/220В	2380/630/1800	0,0315	180

Визначення витрат енергоємності процесу очищення зернового матеріалу проводили за виразом:

$$\mu = \frac{N_e}{Q}, \quad (1)$$

де N_e – витрати енергії, кВт·год;

Q – продуктивність сепаратора, т/год.

Отримані результати занесені в таблицю 2.

Таблиця 2

Розподіл витрат енергоємності процесу очищення зернового матеріалу

Модель Сепаратора	Енерго-споживання	Попереднє очищення			Калібрування		
		Продуктивність, т/год	Енергоємність, кВт год/т	Енергозабезпеченість, кВт·год /м ²	Продуктивність, т/год	Енергоємність, кВт год/т	Енергозабезпеченість, кВт·год /м ²
ІСМ-5	0,55 кВт	5	0,11	4,78	3	0,183	7,95
САД-5	1,8 кВт	8	0,225	7,1	2,5	0,72	22,71
АСМ-5	0,55 кВт	5	0,11	3,6	2,5	0,22	7,3
ЕРА-5	0,75 кВт	5	0,15	6	3	0,25	10
ALS-5	0,55 кВт	5	0,11	2,9	2,5	0,22	5,8
ALS - 5+OSK-5	0,55 +0,37	7	0,13	3,4	≈3	0,31	8,2
ALMA-5	0,55 кВт	5	0,11	3,5	2	0,275	8,7

Аналізом даних (табл. 2) можна зробити висновок, що при попередньому очищенні коефіцієнт енергоємності сепараторів ІСМ-5, АСМ-5, АСЛ-5 та АЛМА-5, є одними з найнижчих $\mu = 0,11$ кВт год/т. При роботі в режимі калібрування сепаратори САД-5 та АЛМА-5 мають найвищі показники $\mu = 0,275...0,72$ кВт год/т.

Це пояснюється тим, що машини в даному режимі роботи має найнижчу продуктивність 2...2,5 т/год серед представлених аналогів.

Матеріаломісткість виробу є складовою показника більш високого рівня – ресурсоємності виробу, значення якої показує частку поточних витрат усіх видів ресурсів у вартості продукту праці.

Номенклатура показників виробу повинна забезпечувати всебічну оцінку його матеріаломісткості за рахунок конкретизації видів використовуваних матеріалів (метал, пластмаса і т.п.).

У процесі прийняття рішень щодо економії матеріалів на різних стадіях життєвого циклу виробу слід розрізняти виробничу матеріаломісткість виробу, обумовлену витратою матеріалу на його виготовлення і експлуатаційну матеріаломісткість виробу, обумовлену витратою матеріалу на його технічне обслуговування та ремонт.

Розрахунок витрат металоємності процесу очищення зернового матеріалу визначили за допомогою виразу:

$$\eta = \frac{m_c}{Q} = \frac{кг \cdot год}{т}, \quad (2)$$

де m_c – вага сепаратора, кг.

Отримані результати занесені в таблицю 3.

Таблиця 3

Показники металоємності процесу очищення зернового матеріалу

Модель сепаратора	Вага, кг	Попереднє очищення			Калібрування		
		Продуктивність, т/год	Металоємність, кг/т год	Метало-забезпеченість, кг/т год/м ² .	Продуктивність, т/год	Металоємність, кг/т год	Метало-забезпеченість, кг/т год/м ² .
ICM-5	125	5	25	1,08	3	41,6	1,81
САД-5	211	8	26,375	0,83	2,5	84,4	2,66
АСМ-5	130	5	26	0,86	2,5	52	1,73
ЕРА-5	140	5	28	1,12	3	46,6	1,86
ASL-5	180	5	36	0,95	2,5	72	1,9
ASL-5+OSK-5	180+80	7	37,1	0,98	≈3	86,6	2,29
ALMA-5	180	5	36	1,14	2	90	2,85

Аналізом даних (табл. 3) можна зробити висновок, що коефіцієнт металоємності сепараторів САД-5, ASL-5 та ALMA-5 є одним з найвищих в режимі очищення $\eta=26...37,1$ кг/т·год. Подібне відбувається в режимі калібрування $\eta=84...90$ кг/т год. Це пояснюється тим, що сепаратори мають значну вагу (витрати металу) $m = 180...260$ кг.

Для того щоб оцінити ефективність пневмосепарування пропонується використовувати крім стандартних параметрів питомої продуктивності (відношення продуктивності до площі вихідного вікна подачі зернової суміші) і повноти поділу – метало- і енергозабезпеченість процесу очищення (табл. 4).

Таблиця 4

Питомі витрати енергії і металу

Модель сепаратора	Питомі витрати				
	Металоємність, кг/т год	Енергоємність, кВт год/т	Метало-забезпеченість, кг/т год /м ²	Енергозабезпеченість, кВт·год /м ²	Продуктивність, т/год
1	2	3	4	5	6
ICM-5	25...41,6	0,11...0,183	1,08...1,81	4,78...7,95	5...3

Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів
Technical service of agriculture, forestry and transport №23' 2021

САД-5	26,375...84, 4	0,225...0,72	0,83...2,66	7,1...22,71	8...2,5
АСМ-5	26...52	0,11...0,22	0,86...1,73	3,6...7,3	5...2,5

Продовження таблиці 4

1	2	3	4	5	6
ЕРА-5	28...46,6	0,15...0,25	1,12...1,86	6...10	5...3
АСЛ-5	36...72	0,11...0,22	0,95...1,9	2,9...5,8	5...2,5
АСЛ5+ОСК-5	37,1...86,6	0,13...0,31	0,98...2,29	3,4...8,2	7...3
АЛМА-5	36...90	0,11...0,275	1,14...2,85	3,5...8,7	5...2

Для спрощення подальшого аналізу пневмосепараторів, з точки зору витрат енергії і металу, розіб'ємо отримані показники за рівнями з низькими, середніми і високими значеннями метало- і енергозабезпеченості.

Таблиця 5

Рівні метало- і енергозабезпеченості процесу очищення

Рівні	Металозабезпеченість, кг/т год/м ² .	Енергозабезпеченість, кВт·год/м ²
Низький	до 1	до 7
Середній	1...2	7...15
Високий	більше 2	більше 15

Висновки

Застосування енерго- і металозабезпеченості для аналізу процесу пневмосепарування зернових матеріалів дозволить точніше оцінювати і характеризувати конструкції пневмосепараторів, з'ясувати перспективні і актуальні напрямки підвищення ефективності роботи. Використання методу, отриманих результатів і параметрів існуючих сепараторів дозволить спрогнозувати збільшення їх питомої продуктивності і зниження метало- і енергозабезпеченості процесу очищення зернових сумішей.

Застосування нового методу і введення параметрів енерго - і металозабезпеченості, дозволяє точніше аналізувати процес пневмосепарування зернових сумішей.

Список використаних джерел

1. Тищенко Л.Н. Интенсификация сепарирования зерна / Тищенко Л.Н. – Харьков: Основа, 2004. – 222 с.
2. Програма “Зерно України –2020 2021” <https://www.kmu.gov.ua/news/u-minekonomiki-predstavili-utochneni-balansi-popitu-ta-propoziciyi-zerna-na-20202021-mr>
3. <http://agro-vigs.com/grain-separators/tor-ism-5.html>
4. <https://aeromeh.com.ua/product/separator-sad-5/>
5. <https://agrobiz.net/aerodinamicheskij-separator-dlya-ochistki-zerna-asm-5.html>
6. <https://ua.all.biz/separator-dlya-zerna-era-5-g11720758>
7. <https://alistan-agro.com/ru/separator/als-5/>
8. <http://www.xprod mash.com.ua/vozdushnye-separatory-alma>
9. Саранча В. Анализ барабанных и роторных зерноочистительных сепараторов //Modern engineering and innovative technologies. – 2018. – №. 05-02. – С. 57-61.
10. Иванов Н. М., Чепурин Г. Е. Энергозатраты при послеуборочной обработке зерна //Достижения науки и техники АПК. – 2017. – Т. 31. – №. 4.
11. Харченко С. А. Методика определения энергозатрат процессов виброрешетного просеивания зерновых смесей / С. А. Харченко // Вісник Сумського національного

аграрного університету. Серія : Механізація та автоматизація виробничих процесів. - 2016. - Вип. 10(2). - С. 137-142.

12. Ханхасаев Г.Ф. Интенсификация обработки зернового вороха зернометательными машинами на открытых площадках зернотоков хозяйств Сибири / Г.Ф. Ханхасаев. – Улан-Удэ: Бурят. кн. Из-во, 1995. – 206 с.

13. Машины, агрегаты та комплексы для післязбиральної обробки і зберігання зернових культур: посібник / В.І. Кравчук, Л.М. Тищенко, С.О. Харченко [Коллектив авторів]; за ред. В.І. Кравчука. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім.Л.Погорілого, 2011. – 224 с.

14. Ямпиров С.С. Технологическое и техническое обеспечение ресурсо-энергосберегающих процессов очистки и сортирования зерна и семян. – Улан-Удэ: Изд-во ВСГТУ, 2003. – 262 с.

15. Зерноочистка – состояние и перспективы. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2006. – 204 с.

16. Бурков А.И. Машины для послеуборочной обработки семян трав / А.И. Бурков, Н.Л. Конышев, О.П. Рощин. – Киров: ВНИИСХ Северо-Востока, 2003. – 208 с.

17. Машины и оборудование для послеуборочной обработки и хранения зерна и семян: кат. – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2010. – 92 с.

References

1. Tishenko L.N. Intensifikaciya separirovaniya zerna / Tishenko L.N. – KHarkov: Osnova, 2004. – 222 s.

2. Programa “Zerno Ukrayini –2020 2021” <https://www.kmu.gov.ua/news/uminekonomiki-predstavili-utochneni-balansi-popitu-ta-propoziciyi-zerna-na-20202021-mr>

3. <http://agro-vigs.com/grain-separators/tor-ism-5.html>

4. <https://aeromeh.com.ua/product/separator-sad-5/>

5. <https://agrobiz.net/aerodinamicheskij-separator-dlya-ochistki-zerna-asm-5.html>

6. <https://ua.all.biz/separator-dlya-zerna-era-5-g11720758>

7. <https://alistan-agro.com/ru/separator/als-5/>

8. <http://www.xprod mash.com.ua/vozdushnye-separatory-alma>

9. Sarancha V. Analiz barabannyh i rotornyh zernoochistitelnyh separatorov //Modern engineering and innovative technologies. – 2018. – №. 05-02. – pp. 57-61.

10. Ivanov N. M., Chepurin G. E. Energozatraty pri posleuborochnoj obrabotke zerna //Dostizheniya nauki i tehniki APK. – 2017. – Т. 31. – №. 4.

11. Harchenko S. A. Metodika opredeleniya energozatrat processov vibroreshetnogo proseivaniya zernovyh smesey / S. A. Harchenko // Visnik Sumського nacionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya : Mehanizaciya ta avtomatizaciya virobnychih procesiv. - 2016. - V. 10(2). - S. 137-142.

12. Hanhasaev G.F. Intensifikaciya obrabotki zernovogo voroha zernometatelnyimi mashinami na otkrytyh ploshadkah zernotokov hozyajstv Sibiri / G.F. Hanhasaev. – Ulan-Ude: Buryat. kn. Iz-vo, 1995. – 206 p.

13. Mashini, agregati ta kompleksi dlya pisllyazbiralnoyi obrobki i zberigannya zernovyh kultur: posibnik / V.I. Kravchuk, L.M. Tishenko, S.O. Harchenko [Kolektiv avtoriv]; za red. V.I. Kravchuka. – Doslidnicke: UkrNDIPVT im.L.Pogorilogo, 2011. – 224 p.

14. Yampilov S.S. Tehnologicheskoe i tehnichekoe obespechenie resurso-energoberegayushih processov ochistki i sortirovaniya zerna i semyan. – Ulan-Ude: Izd-vo VSGTU, 2003. – 262 p.

15. Zernoochistka – sostoyanie i perspektivy. – М.: FGNU «Rosinformagroteh», 2006. – 204 p.

16. Burkov A.I. Mashiny dlya posleuborochnoj obrabotki semyan trav / A.I. Burkov, N.L. Konyshev, O.P. Roshin. – Киров: VNIISH Severo-Vostoka, 2003. – 208 p.

17. Mashiny i oborudovanie dlya posleuborochnoj obrabotki i hraneniya zerna i semyan: kat. – М.: FGNU «Rosinformagroteh», 2010. – 92 p.

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENCE JOURNAL**

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ
2021, № 23**

**TECHNICAL SERVICE OF AGRICULTURE,
FORESTRY AND TRANSPORT SYSTEMS
2021, № 23**

Українською, російською, англійською мовами

**Підписано до друку __.__.2021.
Формат 60484 1/8 Папір офсетний. Друк різнографічний.
Ум. друк. арк. __. Обл.-вид. арк. __.
Тираж 100 пр. Ціна договірна.**

**Адреса для листування:
Україна, 61002, Харків, Алчевських, 44,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка
E-mail: gurnal_tc@ukr.net**

**Надруковано ООО «ПромАрт»,
Цифрова типографія,
м. Харків, вул. Весніна, 12,
+38 (057) 317-28-80,
E-mail: info@promart.in.ua**