

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

НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENCE JOURNAL

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

2018, № 11

**Technical service of agriculture, forestry
and transport systems 2018, № 11**

Харків – 2018 – 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.

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 № 6 від 22.02.2018).

ISSN 2311-441X

©Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка, 2017.

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.

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 Vasylenko National Technical University of Agriculture (report № 6 from 22.02.2018).

ISSN 2311-441X

© Kharkiv Petro Vasylenko National Technical University of Agriculture, 2017.

Редакційна колегія:

Головний редактор – **Войтов В.А.**, д.т.н., проф.
(Україна, Харків)

Заступник головного редактора – **Науменко О.А.**,
к.т.н., проф., академік Інженерної академії України
(Україна, Харків)

Відповідальний секретар – **Калінін Є.І.**, к.т.н., доц.
(Україна, Харків)

Члени редакційної колегії:

Марьян Г.Ф., д. т. н., проф., (Молдова, Кишинев)
Пастухов А.Г., д. т. н., проф., (Росія, Белгород)
Jozef Kolodziejv, д. т. н., проф., (Польща, Люблін)
Скобло Т.С., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Сідашенко О.І., к. т. н., проф., (Україна, Харків)
Власовець В.М., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Козаченко О.В., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Тришевський О.І., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Кухтов В.Г., д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Суска А.А., к. е. н., (Україна, Харків)
Нагорний С. А., к. с-г. н., доц., (Україна, Харків)
Гринченко О. С. д. т. н., проф., (Україна, Харків)
Jerzy Grudzinski, д. т. н., проф., (Польща, Люблін)

Editorial Board:

Chief Editor — **V. Vojtov**, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)

Deputy Chief Editor — **A. Naumenko**, Ph.D., Prof.,
(Ukraine, Kharkov)

Secretary — **E. Kalinin**, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)

Members of the Editorial Board:

G. Maryan, Dr.Sc., Prof. (Moldova, Chisinau)
A. Pastuhov, Dr.Sc., Prof. (Russia, Belgorod)
J. Kolodziejv, Dr.Sc., Prof. (Poland, Lublin)
T. Skoblo, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
A. Sidashenko, Ph.D., Prof., (Ukraine, Kharkov)
V. Vlasovets, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
O. Kozachenko, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
O. Trishevsky, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
V. Kuhtov, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
A. Suska, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)
S. Nagorniy, Ph.D., (Ukraine, Kharkov)
O. Grynchenko, Dr.Sc., Prof., (Ukraine, Kharkov)
J. Grudzinski, Dr.Sc., Prof. (Poland, Lublin)

Адреса редакції:

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

Тел.: +38 (057) 732-98-16

Сайт: <http://www.techservis.com.ua>

E-mail: gurnal_tc@ukr.net

ЗМІСТ

Ляшук О.Л., Дячун А.Є., Клендій В.М., Третьяков О.Л. Стендове обладнання та теоретичне дослідження зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів	10
Tarelnyk V.B., Martsynkovskyy V.S., Konoplianchenko Ie. V., Gaponova O.P., Yaremenko V.P. Use of sulphiding by electroerosion alloying method for scuff resistance increase of steel and cast iron parts friction surfaces.....	20
Бабій А.В., Бабій М.В., Кучвара І.М. Аналіз причин травмування зернового матеріалу при збиранні та транспортуванні	27
Гаврон Н.Б., Кучвара І.М., Шевчук О.С., Конончук О.П., Матвійшин А.Й., Коваль Ю.Б. Оцінка надійності конструкцій тракторних причепів з позиції механіки руйнування...	35
Купчук І.М. Дослідження процесу подрібнення зерна дисковим ударним елементом.....	41
Скобло Т.С., Сидашенко А.И., Рыбалко И.Н., Марченко А.Ю., Тихонов А.В. Оценка степени деградации металла изделий в процессе эксплуатации	49
Лебедєв А.Т., Калінін Є.І. Енергетична оцінка моторно-трансмійної установки трактора.....	60
Семенцов В.В. Дослідження механіко-технологічних властивостей кормових домішок	68
Цьонь О.П., Ляшук О.Л., Вовк Ю.Я. Особливості організації та технічного забезпечення перевезень окремих класів небезпечних вантажів автомобільним транспортом.....	76
Залуцький С.З., Гевко Р.Б., Гладь Ю.Б., Ткаченко І.Г., Клендій О.М. Рух потоку сипкого матеріалу по поверхні шнека з еластичними секціями, що перекриваються між собою	81
Дмитрів В.Т., Лаврик Ю.М. Дослідження перехідних процесів роботи пневмоелектромагнітного пульсатора попарної дії	91
Гевко І.Б., Дзюра В.О., Левкович М.Г., Казмірчук П.В. Дослідження технологічного процесу розточування отворів корпусних деталей	99
Кондратюк О.М., Галан Ю.Я., Босюк П.В. Регулювання тиску абразивної частинки на поверхню деталі при вібраційно-відцентровій обробці.....	105
Левкин Д.А. Математическая модель процесса действия лазерного луча на многослойный микробиологический объект	113
Лімонт А.С., Климчук В.М. Фактори продуктивності прес-підбирачів льонотрести як об'єктів технічного сервісу	119

Марченко Д.Д. Разработка и исследование технологии раздачи втулок с помощью электрогидравлического эффекта при ремонте машин и механизмов	135
Гевко Ів. Б., Гудь В. З., Дубиняк Т. С., Слободян Л. М., Круглик О. А. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів	144
Ольшанський В.П., Бурлака В.В., Сліпченко М.В. Про коливання підресореного тіла при ударному його навантаженні	153
Сідашенко О.І., Лузан С.О. Закономірності подрібнення сумішей різноміцних матеріалів	159
Сліпуха Т.І. Аналіз пасажирських перевезень та перспективи його розвитку в Україні.....	165
Кондратюк О.М., Диня В.І., Котик Р.М., Радик М.Д., Семенів І.І. Технологічні передумови проектування ширококутових навивних спіралей шнеків	169
Артёмов М.П. Визначення тягових і енергетичних показників мобільних сільськогосподарських агрегатів при динамічних випробуваннях	175
Головач І.В., Дорогань О.П. Математична модель процесу очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички	181
Козаченко О.В., Шкрегаль О.М., Каденко В.С., Блезнюк О.В. Вплив властивостей ґрунтового середовища та режимів руху на формоутворення леза робочого органу.....	193
Дмитрів В.Т., Банга В.І. Вимірювач масового потоку дисперсних матеріалів.....	199
Кухаренко П.М. Дослідження впливу параметрів налаштувань на техніко-експлуатаційні показники та надійність машинно-тракторних агрегатів на базі тракторів John Deere 8335R.....	207
Марчук В.Е., Ляшенко Б.А., Градыский Ю.А. Дискретное упрочнение рабочих поверхностей методами ППД	214
Дзюба О.А. Стан питання і шляхи вдосконалення лемішних начіпних плугів	226
Карнаух М.В., Войтов В.А. Исследование закономерностей влияния процентного содержания биодизеля в топливе на эксплуатационные характеристики средств транспорта	233
Скобло Т.С., Гринченко А.С., Пасько Н.С., Плугатарёв А.В. Влияние модифицирования комплексным модификатором на условия кристаллизации, структуру и свойства высокопрочного чугуна.....	241
Романюк С.П. Тепловизионная диагностика состояния строительных сооружений.....	249
Горяинов А.Н. Сопряжение функций и задач городской логистики и агрологистики	255

Медведєв Є.П., Лебідь І.Г., Єлісєєв П.Й.

Обґрунтування доцільності застосування апарату нечіткої логіки у транспортних процесах збирання врожаю пшениці..... 269

Савченко Л.Г., Міненко С.В., Савченко В.М.

Гігієнічна оцінка впливу технічного стану систем керування вологісними та температурними режимами в теплиці на виробничий персонал..... 280

Маруніч О.П.

Техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів..... 285

Калюжний А.Б., Калюжный Б.Г., Платков В.Я.

КЛТР пористых материалов на основе фторопласта-4 291

Коломиєц В.В., Ридный Р.В., Антощенко Р.В., Свиргун О.А., Любичева К.М., Vijay Kumar

Оптимизация режимов резания деталей машин резцами из эльбора-Р и гексаниа-Р.. 295

Омельченко Л.В.

Модифицирование и микролегирование восстановительных покрытий 301

Коротов Ю.Ю.

Розробка на основі конструкційних досліджень нового робочого органу універсальної малогабаритної кормодробарки..... 311

CONTENTS

Lyashuk O.L., Diachun A.Ye. Klendiy V.M. Tretyakov O.L. Stand equipment and theoretical study of strengthening the screw surfaces of extruders' working bodies	10
Tarelnyk V.B., Martsynkovskyy V.S., Konoplianchenko Ie. V., Gaponova O.P., Yaremenko V.P. Use of sulphiding by electroerosion alloying method for scuff resistance increase of steel and cast iron parts friction surfaces.....	20
Babiy A.V., Babii M.V., Kuchvara I.M. Causes analysis of grain material damaging during harvesting and transportation	27
Havron N.B., Kuchvara I.M., Shevchuk O.S., Kononchuk O.P, Matviishin A.Y., Koval Yu.B. Estimation of the reliability of tractor tractor designs from the position of fracture mechanics	35
Kupchuk I.M. Research the grain grinding process by disc-type percussion instrument.....	41
Scoblo T., Sidashenko A., Rybalko I., Marchenko A., Tihonov A. Evaluation of the degradation of metal of products in the process of operation.....	49
Lebedev A.T., Kalinin E.I. Energy evaluation of the tractor's power-transmission system	60
Semencov V.V. Research of mechanical and technological properties of fodder additives	68
Tson O.P., Lyashuk O.L., Vovk Y.Y. Features of organization and technical support of transportations for separate classes of dangerous cargo by automobile transport	76
Zalutskyi S.Z., Hevko R.B., Hladio Y.B., Tkachenko I.G., Klendii O.M. Cohesive product flow through conveying screw surface with overlapping elastic sections ..	81
Dmytriv V.T., Lavryk Y.M. Research transition processes of pneumatic electromagnetic pulsator of pairwise action.....	91
Hevko I.B., Dziura V.O., Levkovych M.G., Kazmirchuk P.V. Study of a technological process of cutting holes of body parts	99
Kondratiuk O.M., Galan Y.Y. Bosyuk P. V. Regulation of the pressure of the abrasive part of the surface details in virbridal and virtual processing.....	105
Levkin D.A. The mathematical model of an action process of a laser beam on a multilayer microbiological object	113
A. Limont, V. Klymchuk The factors of productivity of flax stock pickup balers as object of maintenance service	119
Marchenko D.D. Development and research of technology of distribution of bushings by means of electrohydraulic effect at repair of machines and mechanisms.....	135

Hevko Iv.B., Good V.Z., Dubynyak T.S., Slobodyan L.M., Kruglik O.A. Grounds of parameters loading-protected nozzle for screw conveyers	144
Olshanskiy V.P., Burlaka V.V., Slipchenko M.V. On oscillations of a springsed body under shock loading	153
Sidashenko A.I., Luzan S.O. Regularities of grinding mixtures of various materials	159
Slipukha T.I. Analysis of passenger transport and prospects of its development in Ukraine	165
Kondratiuk O.M., Dynia V.I., Kotyk R.M., Radyk M.D., Semeniv I.I. Technological preconditions of designing broadband coiling spirals of screws.....	169
Artiomov N.P. Determination of type and power indicators of mobile agricultural aggregates at dynamic tests	175
Golovach I.V., Dorogan O.P. Mathematical model of the process of cleaning the heads of coreneplodes of sugar burjaks from the cutting	181
Kozachenko O.V, Shkregal O.M, Kadenko V.S., Bleznyuk O.V. Influence of the properties of the soil environment and the regimes of motion on the shaping of the blade of the working member	193
Dmytriv V.T., Banha V.I. Measuring the mass flow of disperse materials	199
Kuharenko P.M. Research on the effect of setting parameters for technical-operating indicators and reliability of machine-tractor units on the John Deere 8335r traktor base	207
Marchuk V.E., Lyashenko B.A., Gradysky Y.A. Discrete strengthening of working surfaces by praption methods	214
Dzyuba O.A. Status of the issue and the ways of improvement of long-temperature flights	226
Karnaukh M.V., Vojtov V.A. Investigation of the regularities of the impact of interest content of biodiesel in the fuel to the operating characteristics of means of transport.....	233
Skoblo T.S., Grynchenko O.S., Pasko N. S., Plugatarev A.V. Influence of modification by a complex modifier on the conditions of crystallization, structure and properties of high-strength cast iron.....	241
Romaniuk S.P. Thermal imaging diagnostics of building structures state.....	249
Goryainov A.N. Conjugation of functions and tasks of city logistics and agro-logistics	255
Medvediev Ie., Lebid I., Eliseyev P. Rationale for Fuzzy Logic Toolbox applying in transport processes for wheat harvesting...	269
Savchenko L.G., Mینenko S.V., Savchenko V.M. Hygienic assessment of the influence of technical state of control system of humidity and temperature modes in greenhouses for production personnel	280

Marunych O.P.

Feasibility study of mixing bulk materials 285

Kalyuzhniy A.B., Kalyuzhniy B.G., Platkov V.Ya.

The coefficient of linear thermal expansion of the porous materials based on PTFE-4 291

Kolomiets V.V., Ridnyi R.V., Antoshchenkov R.V., Svirgun O.A., Lubitcheva K.M., Vijay Kumar

Optimization of cutting modes of machine parts by chisels made of elbor-R and hexanite-R..... 295

Omelchenko L.V.

Modification and micro-alloying restorative coatings 301

Korotov Y.Y.

Creation on the basis of research of principle of new organ small hammer of grain-growing forage..... 311

Ляшук О.Л.,
Дячун А.Є.,
Клендій В.М.,
Третяков О.Л.
Тернопільський національний
технічний університет імені
Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна;
E-mail: oleglashuk@ukr.net

**СТЕНДОВЕ ОБЛАДНАННЯ ТА ТЕОРЕТИЧНЕ
ДОСЛІДЖЕННЯ ЗМІЦНЕННЯ ГВИНТОВИХ
ПОВЕРХОНЬ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ЕКСТРУДЕРІВ**

УДК 621.86

З метою підвищення надійності функціонування гвинтових робочих органів розроблено обкатний інструмент. Для визначення їх характеристик розроблено і виготовлено експериментальне обладнання. Виведено аналітичні залежності та побудовані графічні залежності проєкцій сили удару P_u в точці контакту, сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, сили тертя F_{t2} між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом від кута α контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом.

З його допомогою можна проводити дослідження з можливістю моделювання відповідних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.

Ключові слова: *обладнання, привід, гвинтовий робочий орган, обкатний інструмент.*

Вступ. Конструкції гвинтових робочих органів екструдерів можуть мати широке використання у галузях харчової та переробної промисловості завдяки розширеним технологічним можливостям за рахунок підвищеної надійності та вдосконаленої конструкції.

Отримання виробів високої якості (кормова суміш) можливе за стабільної роботи екструдера у рівноважному режимі. Проте, на практиці існує ряд факторів, які впливають на продуктивність екструдера та кількість виготовленого екструдату. Тому, більшість екструзійних установок має коефіцієнт корисної дії 45-75% за задовільної якості екструдату.

На стадії проєктування вузлів машин недостатньо уваги приділяється розрахунковим методам аналізу процесів зношування й прогнозування ресурсу, а також виявленню на цій стадії можливих відмов технічної системи [1]. З огляду на важливість даної проблеми стає очевидною необхідність створення розрахункових інструментів для інженерного аналізу вузлів машин-вала робочого органа екструдера. Як показав аналіз використання розрахунків, ефективним інструментом в інженерній діяльності є комп'ютерні розрахункові пакети, які дозволяють за допомогою розрахункових методів оцінити, як поведеться комп'ютерна модель вузла в реальних умовах експлуатації, допомагають переконатися в працездатності його в заданий період часу, без залучення більших витрат часу й засобів.

Аналіз досліджень і публікацій. Підвищення довговічності вузлів технологічного обладнання, прогнозування ресурсу та діагностування відмов технічної системи є важливими науковими та інженерними завданнями [2 – 4, 8]. Такі заходи є особливо важливими для екструдерів, які працюють за умов значних технологічних навантажень, що спричиняє зношення їх робочих органів та можливість втомного руйнування окремих деталей.

Для обчислення міцності використовують підходи лінійної механіки руйнування [5 – 7]. Вони дозволяють створити розрахункові моделі для інженерного аналізу вузлів «вал робочий орган» екструдера та оптимізувати їх параметри.

Постановка проблеми. Метою роботи є розробка стендового обладнання для дослідження зміцнення гвинтових поверхонь робочих органів екструдерів.

Результати дослідження. В роботі досліджено установку для приготування кормової суміші [9] (рис. 1 а, б) у вигляді рами на якій знизу жорстко закріплено електродвигун з приводом, а у верхній частині приводу встановлено маховик з шківом і валом робочого органу. На зовнішньому діаметрі вала жорстко з можливістю осьового переміщення встановлені окремі секції шнеків, на яких по зовнішньому діаметрі нарізано по 3...4 витки різних кроків. Причому шнеки встановлені впритул, у вигляді суцільної гвинтової лінії. У внутрішньому діаметрі втулки рівномірно по колу виконані півкруглі наскрізні пази в кількості 8...12 штук з можливістю відносного руху, при швидкості 1000 і більше об/хв.

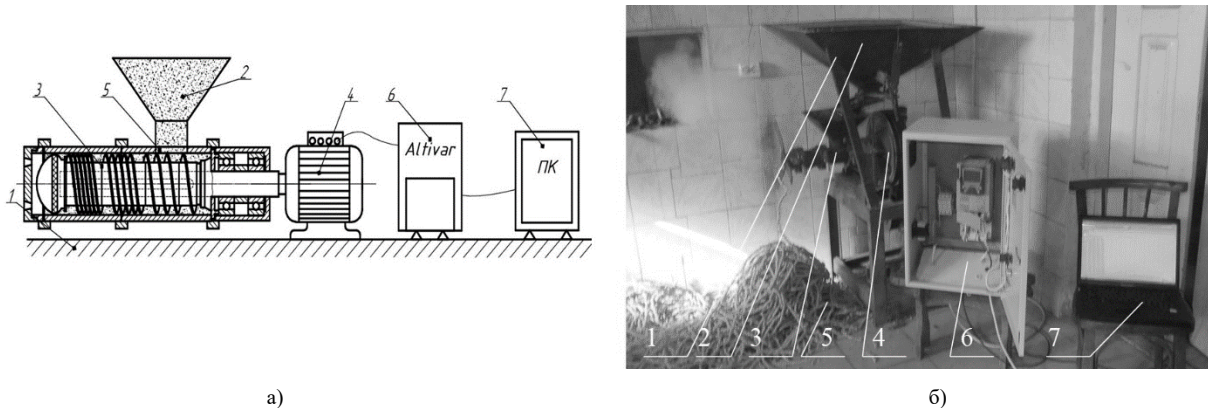


Рис. 1 – Конструктивна схема для виготовлення кормової суміші (а) та загальний вигляд експериментальної установки гвинтового екструдера (б):
 1 - рама; 2 - бункер; 3 - секції шнеків; 4 - привід маховика; 5 - сипучий матеріал;
 6 – Altivar 71; 7 – персональний комп'ютер

З метою підвищення надійності та довговічності конструкцій гвинтових робочих органів було проведено ряд експериментальних досліджень. В результаті проведення досліджень із застосуванням методу зміцнення із зміною мікрогеометрії поверхні і наклепом отриманий зміцнений поверхневий шар з параметрами якості, що дозволяють суттєво підвищити довговічність цих деталей. При використанні цього методу залежно від матеріалу деталі (45, 40Х, ШХ15, 30ХГСА, 110Г13Л, 65 Г) ступінь наклепу складала 20...200 %. При цьому глибина істотно наклепаного шару складає 4...8 мм, а в окремих випадках перевищує 10 мм. В результаті використання цього методу зміцнення із зміною мікрогеометрії поверхні і наклепом з'являється можливість варіювати в широких межах градієнт і глибину зміцнення для забезпечення якості поверхневого шару і довговічності робочих органів екструдерів показані на рис. 2.

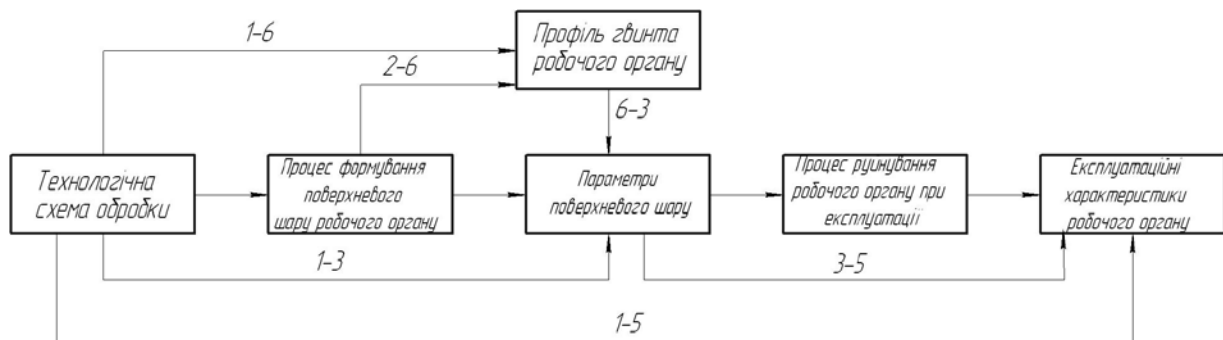


Рис.2 – Технологічна схема забезпечення якості поверхневого шару обробкою ППД

Традиційним є підхід, що встановлює зв'язок режиму обробки з експлуатаційними властивостями зміцнюваної деталі (1-5). Недолік такого підходу в тому, що виявлені закономірності не є справедливими для інших умов. Тому при переході до нового виробу виникає необхідність в повторенні трудомістких досліджень.

Більш узагальненим є забезпечення довговічності деталі в дві стадії, а саме на першій (шлях 1-3) встановлюється зв'язок технологічних чинників з параметрами стану поверхневого шару. На другій (3-5) – вплив цих параметрів на експлуатаційні характеристики деталей. Проте обидва підходи мають основний недолік: 1 – велику трудомісткість експериментів, 2 – обмежене число досліджень параметрів стану поверхневого шару, 3 – невисоку точність (в межах точності методу вимірювання) їх визначення.

Однак другий шлях не дозволяє використовувати ЕОМ для моделювання і технологічного проектування механічної обробки деталей з оптимізацією параметрів стану їх поверхневого шару, що забезпечують задану довговічність [3 – 4].

Більш ефективний підхід до технологічного забезпечення експлуатаційних показників деталей, який базується на внутрішніх закономірностях процесу формування поверхневого шару деформації (шляхи 1-2 і 2-3). Розкриття таких закономірностей дозволить глибше визначити вплив параметрів стану поверхневого шару на процес руйнування деталі (3-4) і експлуатаційні показники (4-5).

Запропоновано обкатний інструмент обертається з високою швидкістю [10]. Робоча частина деформуючих елементів при обробленні наносить численні удари, пластично деформуючи оброблювану поверхню і миттєво відскакують від неї. Крім удару деформуючі елементи за час контакту здійснюють вигладжування оброблюваної поверхні. Пластична деформація металу здійснюється керованою імпульсною дією, що забезпечується силою ударів системи бойків інструменту, що статично навантажений силою. Використання статичного підтискування інструменту до оброблюваної поверхні дозволяє збільшити її площу контакту з інструментом, сприяючи зменшенню спотворень ударного імпульсу, що передається і зменшуючи втрати енергії удару. Оскільки деталь в процесі обробки обертається, то сила створює контактні сили тертя. Силу контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її попередньої деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона.

Для визначення зовнішніх силових параметрів та граничних геометричних факторів процесу зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів розглянемо розрахункову схему на рис.3. При обертанні диска 1 разом із деформуючим пуансоном 3 за годинниковою стрілкою відбувається зіткнення останнього із гвинтовим робочим органом 2, внаслідок чого відбувається пружно-пластична деформація поверхневого шару гвинтового робочого органу і як наслідок - його зміцнення. Забезпечення контакту деформуючого пуансона 3 з гвинтовим робочим органом здійснюється за допомогою пружини стиску 4.

Силу контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом залежить від жорсткості пружини та її попередньої деформації, коефіцієнта тертя між деформуючим пуансоном та диском, частоти обертання диска та маси деформуючого пуансона. На основі розрахункової схеми на рис. 3 встановлюємо співвідношення:

$$\frac{k_{51}(\delta + h) + F_{t1} + m_5 R_4 \omega^2}{P_k} = \cos(\alpha + \beta), \quad (1)$$

де k_{51} – жорсткість пружини, Н/м; δ – попередня деформація пружини, м; F_{t1} – сила тертя між деформуючим пуансоном та диском, Н; m_5 – маса деформуючого пуансона, кг; R_4 – радіус розміщення центра ваги деформуючого пуансона відносно центра обертання диска, м; ω – частота обертання диска, рад/с.

Силу тертя між деформуючим пуансоном та диском визначаємо за формулою:

$$F_{t1} = P_k \sin(\alpha + \beta) \mu_1, \quad (2)$$

де μ_1 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та диска.

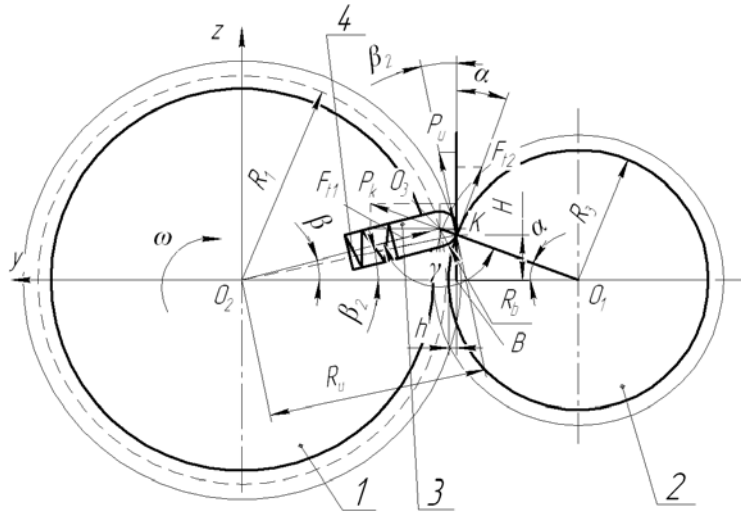


Рис. 3 – Розрахункова схема процесу зміщення поверхнь гвинтових робочих органів деформуючим пуансоном:
 1 – диск, 2 – гвинтовий робочий орган, 3 – деформуючий пуансон, 4 – пружина

Силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом визначаємо за формулою:

$$F_{t2} = P_k \cdot \mu_2, \quad (3)$$

де μ_2 – коефіцієнт тертя між поверхнями деформуючого пуансона та гвинтового робочого органу.

Підставляючи у рівняння (3), знаходимо

$$F_{t2} = \frac{k_{s1}(\delta + h) + m_5 R_4 \omega^2}{(1 - \operatorname{tg}(\alpha + \beta) \mu_1) \cos(\alpha + \beta)} \cdot \mu_2. \quad (4)$$

При цьому силу тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом розкладаємо на вектори в напрямку осей y та z :

$$F_{t2z} = F_{t2} \cos \alpha; \quad (5)$$

$$F_{t2y} = F_{t2} \sin \alpha. \quad (6)$$

Досліджуючи ударну взаємодію деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом, враховуємо лише дію миттєвої сили удару P_7 , яка є великою, але такою, що створює імпульс із скінченною величиною:

$$\vec{S}_1 = \int_{\tau_0}^{\tau_0 + \tau_{K2}} \vec{P}_7 d\tau, \quad (7)$$

де τ_0 – початковий момент часу, с; τ_{K2} – тривалість удару, с.

Під час зіткнення твердих тіл τ_{K2} має порядок 10^{-4} с. Як відомо із теоретичної механіки:

$$\vec{S}_1 = m_5 \cdot \vec{V}_K - m_5 \cdot \vec{V}_I, \quad (8)$$

де V_K – кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с; V_I – початкова відносна швидкість руху деформуючого пуансона, м/с. m_5 – маса деформуючого пуансона.

Для нашого випадку $\tau_0 = 0$, $V_I = 0$, кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона V_K дорівнює лінійній швидкості V пуансона на радіусі кола ударної взаємодії різання R_u . Оскільки удар не є абсолютно пружним, вводимо коефіцієнт відновлення K_B , що враховує фізико-механічні властивості матеріалів і лежить на проміжку $0 < K_B < 1$. Прийmemo силу удару P_u постійною на проміжку від τ_0 до τ_{K2} . Тому, прирівнюючи рівняння (7) і (8), враховуючи коефіцієнт відновлення, після відповідних перетворень одержимо:

$$P_u = K_A \cdot \frac{m_5 \cdot V_K}{\tau_{K2}}. \quad (9)$$

Кінцева відносна швидкість руху деформуючого пуансона:

$$V_k = R_u \omega. \quad (10)$$

Враховуючи рівняння (10) силу удару визначаємо за формулою:

$$P_u = K_A \cdot \frac{\sqrt{R_1^2 + R_b^2 - 2R_1R_b \cos \left(180 - \arccos \left(1 - \frac{h}{R_3} \right) + \arcsin \left(\frac{(R_3 + R_b) \sqrt{1 - \left(1 - \frac{h}{R_3} \right)^2}}{R_1} \right) \right)}}{\tau_{K2}} m_5 \omega. \quad (11)$$

На основі приведених вище рівнянь будемо графіки залежності проекцій сили удару P_u в точці контакту, сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом, сили тертя F_{t2} між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом від кута α контакту деформуючого пуансона із гвинтовим робочим органом зі сторони гвинтового робочого органу при $R_b=5\text{мм}$, $R_1=100\text{мм}$, $R_3=20\text{мм}$, $\mu_1=0,7$ (рис. 4, 5).

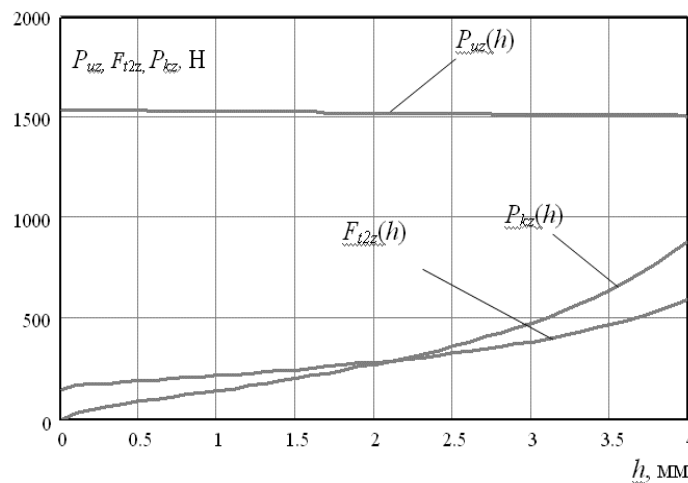


Рис. 4 – Графіки залежностей проекцій сили удару P_u , сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь z від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

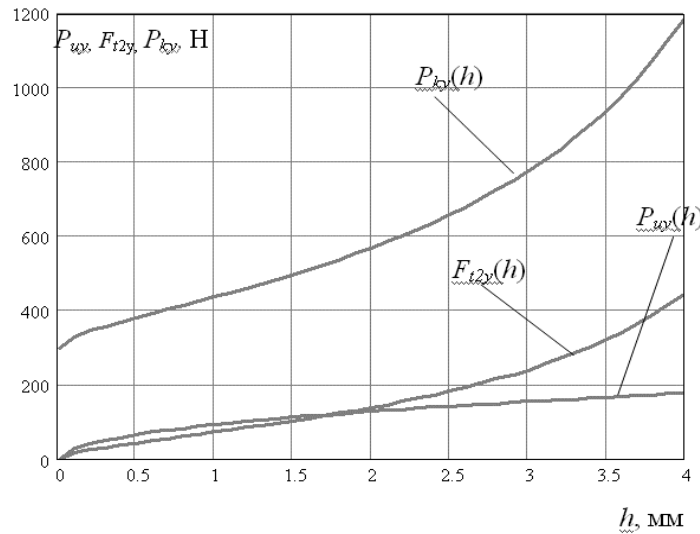


Рис. 5 – Графіки залежностей проекцій сили удару P_u , сили тертя між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом F_{t2y} та сили контакту P_k між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом на вісь u від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона

Із графіків на рис. 4 і 5 бачимо, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання силових параметрів, найбільший ріст виникає при збільшенні перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона понад 3 мм.

Тому доцільно налаштувати усю технологічну систему зміцнення із перекриттям гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона до 3 мм, що забезпечить збільшення ресурсу роботи установки.

Величина перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона є змінною в часі і визначається за формулою:

$$h(t) = R_3(1 - \cos(\alpha - \omega t_k)), \quad (12)$$

де t_k – час взаємодії між деформуючим пуансоном та гвинтовим робочим органом і знахо-

диться в межах $0 \leq t_k \leq \frac{\arccos\left(1 - \frac{h}{R_3}\right)}{\omega}$.

Крутний момент для обертання диска знаходимо за формулою:

$$M = R_u (P_u + F_{t2} \cos(\alpha + \beta_2) + P_k \sin \alpha \cos \beta_2). \quad (13)$$

Потужність процесу зміцнення визначаємо із відомого рівняння:

$$N = \frac{Mn}{9750}, \quad (14)$$

де n – частота обертання диска, об/хв.

На рис. 6 та 7 побудовано графіки залежності крутного моменту та потужності для обертання диска від величини перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона, де також можна побачити, що збільшення перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона призводить до зростання крутного моменту та потужності в процесі зміцнення гвинтового робочого органу.

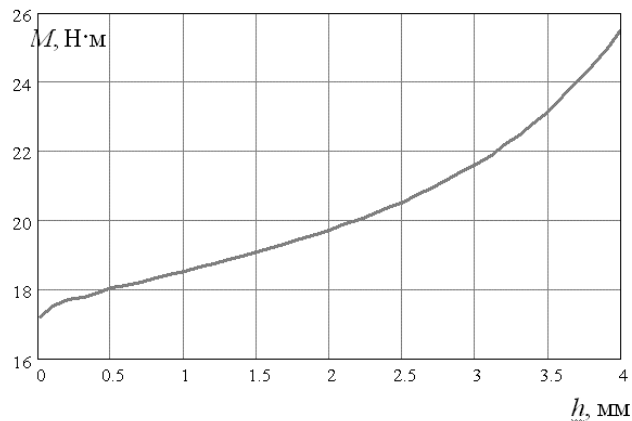


Рис. 6 – Графік залежності крутного моменту для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона $R_b=5\text{мм}$, $R_1=100\text{мм}$, $R_3=20\text{мм}$, $\mu_1=0,7$

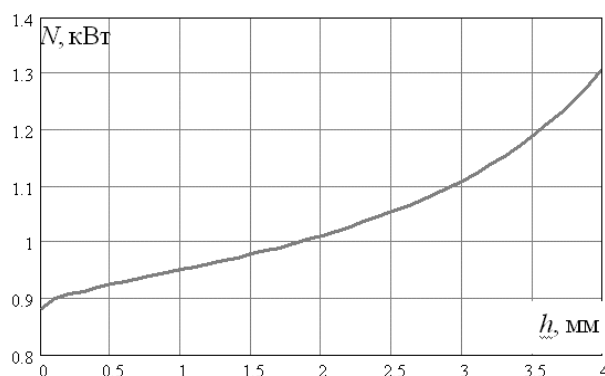


Рис. 7 – Графік залежності потужності для обертання диска від перекриття гвинтового робочого органу та деформуючого пуансона $R_b=5\text{мм}$, $R_1=100\text{мм}$, $R_3=20\text{мм}$, $\mu_1=0,7$

Для проведення експериментальних випробувань та встановлення їх характеристик розроблено і виготовлено експериментальну установку рис.8а, а загальний вигляд на рис. 8б. Експериментальна установка складається з диска 1, електродвигуна 2, деформуючі пуансони 3, гвинтового робочого органу 4, запобіжної муфтою 5, монітора 6, персонального комп'ютера (ПК) 7 та перетворювача частоти (ALTIVAR 71) 8, підтискний елемент пуансона 9, кришка обкатного інструменту 10.

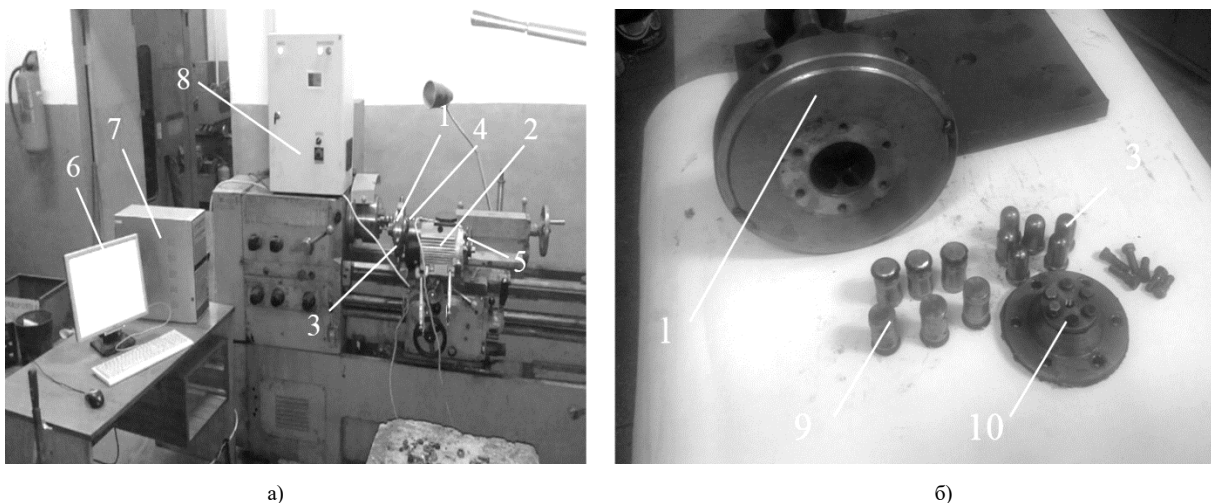


Рис – 8. Експериментальна установка для проведення досліджень:
 а) - загальний вигляд; б) - вигляд обкатного інструменту в розібраному вигляді

Для покращення точності та зручності проведення дослідів у кінематичний ланцюг стенда вмонтовано автоматизований електропривід [1], який включає трьохфазний асинхронний електродвигун, що керується перетворювачем частоти (Altivar-71) (ПЧ) з ПК за допомогою програмного забезпечення Power Suite версії 2.3.0. Завдяки цій програмі здійснюється вибір необхідної частоти обертання вала двигуна і проводиться його запуск. При керуванні роботи двигуна є можливість плавного нарощування та зменшення його частоти обертання в межах від 0 до 1460 об/хв., що дозволяє виконувати дослідження статичних і динамічних процесів. Крім того, існує можливість включення реверсу вала двигуна. Дані про витрати енергії і величину обертового моменту на валу електропривода, в залежності від навантаження, в установлені терміни часу у вигляді табличних даних та графічних залежностей відображаються на моніторі дисплея комп'ютера у відсотках від номінальних величин.

Для побудови графічних залежностей використовуються максимальні значення дослідних даних. Робочий термінал перетворювача частоти дозволяє відображати його характеристики, електричні величини, робочі параметри і несправності; змінювати настройки і конфігурацію ПЧ; керувати перетворювачем в локальному режимі за допомогою клавіатури після підключення до комп'ютера; зберігати і відновлювати конфігурацію в енергонезалежній пам'яті терміналу.

Віртуальний осцилограф призначений для відображення станів ПЧ і його внутрішніх змінних у функції часу і в частотній області з наведенням результатів моментів (рис. 9).

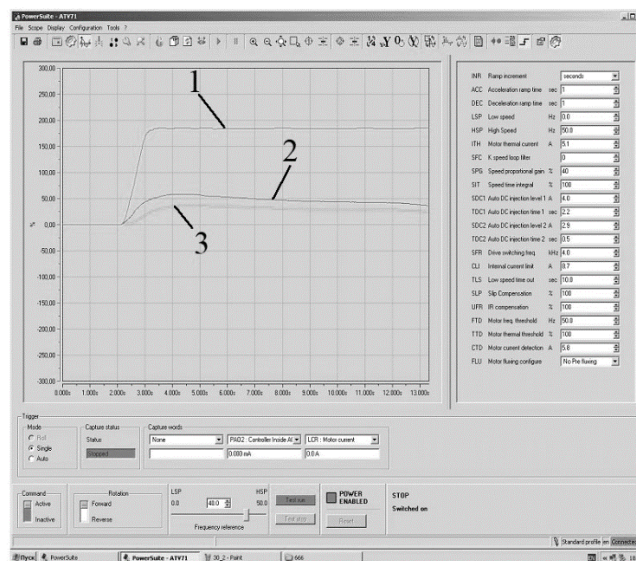


Рис – 9. Вікно осцилографа з результатами моментів:
1- вихідна частота; 2-крутний момент; 3- потужність двигуна

Кількість точок для процесів може бути вибрано в межах 10...1000, крок за часом 0,1...100 с. Максимальна кількість вимірювань (точок), яке може бути записано в пам'ять перетворювача, становить 4000. Максимальна кількість вимірюваних сигналів у Score може бути не більше 4, тому при знятті більше 1 сигналу кількість точок для одного сигналу пропорційно зменшується: 2 – 2000, 4 – 1000.

Висновок. Розроблено експериментальне обладнання для проведення досліджень зміцнення поверхонь гвинтових робочих органів, яке у повній мірі дозволяє провести експериментальні дослідження цих систем згідно розроблених інженерних методик, а використання ПЧ серії Altivar і ПК з програмним забезпеченням PowerSuite версії 2.3.0 дозволяє проводити ці дослідження з можливістю моделювання досліджуваних процесів в широких діапазонах з високою точністю в автоматизованому режимі керування з фіксацією необхідних результатів дослідження.

Література:

1. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
2. Повышение несущей способности деталей машин поверхностным упрочнением / Л.А. Хворостухин, С.В. Шишкин, И.П. Ковалев, Р.А. Ирмаков. — М.: Машиностроение, 1988. – 144 с.
3. Кузнецов Н.Д., Технологические методы повышения надежности деталей машин. / Н.Д.Кузнецов, В.И.Цейтлин, В.И. Волков //— М.: Машиностроение, 1993. – 304 с.
4. Сорокатый Р.В. Анализ современного состояния и перспективы развития САЕ-систем для триботехники / Р.В. Сорокатый, М.А. Дыха, С.С. Ковальчук // Проблемы трибологии (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – С. 85-90.
5. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180–182.
6. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview. Fract. Mech.-2005.-72. – P.163-194.
7. Smith R. A. and Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. - Professional Engineering Publishing Proc. – 2004. - Vol.218, No4. – P.267-277.
8. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах: монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.
9. Патент на корисну модель № 109801. Україна, В30В 11/00, А23К 40/20 (2016.01). Установка для формування кормових брикетів / Ляшук О. Л.; Дячун А. Є.; Бадищук В. І.; Дмитренко В.П.. (Україна). – u201601809. Заявл. 25.02.2016.; Опубл. 12.09.2016р., Бюл. №17. – 5с.
10. Патент на корисну модель № 108422. Україна, МПК(2006.01) В24В 39/04. Обкатний інструмент для зміцнення гвинтових робочих органів/ Ляшук О. Л.; Сокіл М. Б.; Третьяков О. Л.; Навроцька Т. Д.; Клендій В.М.; Марчук Р.М. (Україна). – u201601511. Заявл. 18.02.2016.; Опубл. 11.07.2016р., Бюл. №13. – 4с.

Summary

Lyashuk O.L., Diachun A.Ye. Klendiy V.M. Tretyakov O.L. Stand equipment and theoretical study of strengthening the screw surfaces of extruders' working bodies

To increase the reliability of the screw working bodies operation, a lining tool is designed. Experimental equipment was developed and manufactured to determine their characteristics. The analytic dependences are developed. The graphic dependences of the projections of the impact force P_u in the contact point, the contact force P_k between the deforming punch and the screw working body, the friction forces F_{12} between the deforming punch and the screw working body from the angle α of the contact of the deforming punch with the screw working body are derived.

Its application makes it possible to carry out researches with the possibility of modeling the corresponding processes in wide ranges with high accuracy in the automated control mode with fixation of necessary research results.

Keywords: *equipment, drive, screw working body, lining tool.*

References

1. Gevko I. B. Naukovo-prikladni osnovi stvorenniya gvintovikh transportno-tehnologichnikh mekhanizmv: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya doktora tekhn. nauk: spets. 05. 02.02 «Mashinoznavstvo» / I. B. Gevko. – L'viv, 2013. – 42 s.
2. Povyshenie nesushchei sposobnosti detalei mashin poverkhnostnym uprochneniem / L.A. Khvorostukhin, S.V. Shishkin, I.P. Kovalev, R.A. Ishmakov. – M.: Mashinostroenie, 1988. – 144 s.
3. Kuznetsov N.D., Tekhnologicheskie metody povysheniya nadezhnosti detalei mashin. / N.D. Kuznetsov, V.I. Tseitlin, V.I. Volkov //— M.: Mashinostroenie, 1993. – 304 s.
4. Sorokaty R.V. Analiz sovremennogo sostoyaniya i perspektivy razvitiya SAE-sistem dlya tribotekhniki / R.V. Sorokaty, M.A. Dykha, S.S. Koval'chuk // Problemi tribologii (Problems of Tribology). – 2010. – № 4. – S. 85-90.
5. Giuseppe P. The finite–element method, Part I. / Giuseppe P. // Antennas and Propagation Magazine, IEEE. – 2007. – P. 180-182.
6. Zerbst U., Maedler K., Hintze H. Fracture mechanics in railway applications – an overview. Fract. Mech.-2005.-72. – P.163-194.
7. Smith R. A. and Hillniansen S. A brief historical overview of the fatigue of railway axles// Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit. - Professional Engineering Publishing Proc. – 2004. - Vol.218, No4. – P.267-277.
8. Gevko R.B. Pidvishchennya tekhnologichnogo rivnya protsesiv zavantazhennya ta perezvantazhennya materialiv u gvintovikh konveerakh: monografiya / R.B. Gevko, R.M. Rogatins'kii, R.I. Rozum, M.B. Klendii ta in. – Ternopil': Osadtsa Yu.V., 2018. – 180 s.
9. Patent na korisnu model' № 109801. Ukraïna, B30B 11/00, A23K 40/20 (2016.01). Ustanovka dlya formuvannya kormovikh briketiv / Lyashuk O. L.; Dyachun A. Є.; Badishchuk V. I.; Dmitrenko V.P. (Ukraïna). – u201601809. Zayavl. 25.02.2016.; Opubl. 12.09.2016r., Byul. №17. – 5s.
10. Patent na korisnu model' № 108422. Ukraina, MPK (2006.01) B24B 39/04. Obkatnii instrument dlya zmitsnennya gvintovikh robochikh organiv/ Lyashuk O. L.; Sokil M. B.; Tret'yakov O. L.; Navrots'ka T. D.; Klendii V.M.; Marchuk R.M. (Ukraïna). – u201601511. Zayavl. 18.02.2016.; Opubl. 11.07.2016r., Byul. №13. – 4s.

Tarelnyk V.B.¹,
Martsynkovskyy V.S.¹,
Konoplyanchenko Ie. V.¹,
Gaponova O.P.²,
Yaremenko V.P.¹

¹Sumy National Agrarian University,
Sumy, Ukraine,
E-mail: konoplyanchenko@ukr.net,
²Sumy State University, Sumy, Ukraine

**USE OF SULPHIDING BY ELECTROEROSION
ALLOYING METHOD FOR SCUFF RESISTANCE
INCREASE OF STEEL AND CAST IRON PARTS
FRICTION SURFACES**

УДК 621.9.048

There is known a sulphiding method that prevents seizing, and provides creating a film of sulfides on a part surface. The sulfides increase the surface activity of metals and alloys, as well as the process of wetting the surfaces with active agents, and they also increase seizing resistance. An iron sulfide (FeS) film increases wearing resistance of friction surfaces and improves running-in ability thereof. A ferro - sulfide coating has relatively high porosity and it absorbs a large amount of grease providing the material with the self-lubricating property. Traditionally, a sulphiding method is a process of saturating a metal surface layer (of steel, cast iron, titanium alloys, etc.) with sulfur in appropriate salt baths. A depth of a sulphided layer is up to 50 microns. Besides increasing a surface roughness and dimensions of a part being processed, the disadvantages of the conventional sulphiding method includes the necessity to heat the entire part, and accordingly, the structural changes of metal, distortions and warpage, large processing time, high consumption of electricity, negative impact on the environment, and others.

A new method for sulphiding steel and cast iron part surfaces by electroerosion alloying (EEA) with the use of a special electrode is proposed, which method is characterized in that while manufacturing the electrode, on its surface, in any known manner (punching, threading, pulling, etc.), there is formed at least a recess to be filled with sulfur as a consistent material, and then there is produced EEA by the obtained electrode without waiting for the consistent material to become dried. In the course of the sulfur saturation (sulphiding) process of the surfaces of steel 20 and ductile cast iron by EEA method with the use of a special electrode-tool made of stainless steel 12X18H10T (12H18N10T) at the device of "Elitron -22A" model, with increasing discharge energy from 0.02 to 0.55 J, the sulphided layer depth increases from 10 to 75 microns, and the surface roughness Ra increases from 0.7-0.8 to 6.2-6.7 microns. With deepening, the sulfur concentration is gradually reduced from 0.60 - 0.85 and 0.50 - 0.85% on the surface, respectively, for steel 20 and ductile cast iron, and also respectively, from about 0.05-0.06 and 0.04- 0.05% at the depth of 75 microns. An amount of alloying elements of the electrode-tool made of steel 12X18H10T (12X18H10T), i.e. chromium, nickel and titanium, gradually decreases with deepening the coating for steel 20, respectively, from 16, 9; 9; and 0.9% on the surface to 1.2 and 0.2% at the depth of 60 microns.

Key words: sulphiding, coating, electroerosion alloying, electrode, sulfur, consistent material, discharge energy.

Introduction. Improving reliability and durability of machine parts is inseparable from a surface layer quality. Manufacturing the parts entirely made of wear-resistant materials is impractical due to the difficulty and high cost of processing such materials. Therefore, to improve operational performance and increase the service life of the machine parts, there are used wear-resistant coatings, which have found wide application in manufacture of various products, a lot of various methods for surface hardening, and also other ways to prevent seizing and galling friction surfaces, which are particularly important for the parts working under conditions of dry friction.

Analysis of Main Achievements and Publications. Improvements of protective and tribology properties of the machine part surfaces can be achieved both through creating a special topography of the surface layer [1, 2], and applying special coatings [3, 4] thereto. The coatings, which are applied to the friction surfaces, can significantly improve reliability of machines and devices. On applying the coatings, there could be provided running-in ability of the friction surfaces, prevention of scuffing; lubrication at the initial time before oil supply to the friction surfaces, minimal wear of the friction surfaces, the lowest coefficient of friction and minimal changes of the same during operation, increasing contact friction fatigue of friction unit materials, and others [5].

At present in industry, there is an acute problem of creating multifunctional wear-resistant coatings for heavy duty friction pairs operating at high line speeds and applied pressure with insufficient lubrication or complete lack thereof [6].

Recently, there have been conducted works on producing products, which could be used without external lubrication. These products are specified as "self-lubricating" ones because they use no external lubrication in the course of operation, and there are mainly used composite materials having molybdenum disulphide (MoS₂) in their composition. Formation and research of coatings based on molybdenum disulfide is one of the most promising directions in the field of creating solid lubricating coatings [7].

The ability to demonstrate a "self-lubricating" effect, i.e. provide for operability of a sliding friction assembly unit without introducing external lubrication, is the main feature of the most amount of polymers used in friction units. The nature of the "self-lubricating" effect of those polymers lies in the features of a so-called "third body" that is formed on the polymer and metal surfaces. In this case, the structure and composition of this "third body" is a kind of a "lubricating" layer, which provides an opportunity of reformation without any abrasive wear and galling [8].

There is known a **sulphiding method** that prevents seizing, and provides creating a film of sulfides on a part surface [9]. The sulfides increase the surface activity of metals and alloys, as well as the process of wetting the surfaces with active agents, and they also increase seizing resistance. An iron sulfide (FeS) film increases wearing resistance of friction surfaces and improves running-in ability thereof. A ferro - sulfide coating has relatively high porosity and it absorbs a large amount of grease providing the material with the self-lubricating property.

Traditionally, a **sulphiding method** is a process of saturating a metal surface layer (of steel, cast iron, titanium alloys, etc.) with sulfur in appropriate salt baths. A depth of a sulphided layer is up to 50 microns. Besides increasing a surface roughness and dimensions of a part being processed, the disadvantages of the conventional sulphiding method includes the necessity to heat the entire part, and accordingly, the structural changes of metal, distortions and warpage, large processing time, high consumption of electricity, negative impact on the environment, and others. [10].

There is known a method wherein sulfur is introduced into the part surface by electric spark alloying (ESA), the same as electroerosion alloying (EEA). To introduce sulfur, it is deposited on a part surface as a powdered sulfur layer, and then there is carried out the process of alloying the part surface through the above said layer by the materials of the part or a coating. In the course of processing, applying of the sulfur powder is repeated 2-3 times [11]. It should be noted that this method does not result in a desired result.

The special features of forming properties and surface structure are provided by EEA entity that is as follows. Having been thrown out of the anode, the material in the liquid-drop and vapor states as an expanding beam enters the inter-electrode space heated by the passed electrical pulse to a temperature, at which the substance can exist in ionized state. The particles of the material collide with the cathode surface (a part) also locally heated by electric pulse, interact with it to form alloys, solid solutions or mechanical mixture. The micro-bath materials

formed on the cathode and the anode incoming particles interact with each other and with the elements surrounding the electrodes.

Sulfur is a non-electrically conductive powder and to be used in the EEA process, that is to provide the alloying electrode contact with the surface being alloyed, the sulfur should be pushed aside by the alloying electrode. In this case, entering of the sulfur into the liquid phase zone of the electrode materials and forming of chemical compounds becomes significantly difficult, and if it occurs, it only happens at some isolated places. Continuity of the sulphide film surface is very low.

There is known an ESA method performed by iron sulfide electrode for processing steels 45, X12Φ (H12F), gray and pearlitic malleable cast iron, which method made it possible to form a 40-50 microns thick layer enriched with sulfur on the surface being treated. As a result, there has been significantly reduced the gray cast iron tendency to scuffing at dry friction, its wear has 8-10 times decreased, drawing dies durability has also 3.5 times increased [12]. The electrodes made of iron sulfide have been being produced according to Author's Certificate No. 139 336 published in Bulletin of Inventions of the Former Soviet Union, Number 13, 1961.

To manufacture the electrodes, the iron powder of AM mark previously deoxidized in a hydrogen atmosphere at 1100-1150⁰C has been mixing with technical sulfur (iron powder/sulfur in a ratio percent of 61/ 39 weight/weight) in a ball mill for an hour. After discharging, the mixture will be heated until the reaction of iron sulfide formation has been completed. The obtained iron sulfide is crushed and then melted in a seltit or gas furnace. The electrodes are made of the molten iron sulfide. The casting process is performed at 1100-1150⁰C into carefully dried earthen form having a proper permeability. The electrodes are ready for operation after cooling and removing metal burnt-on [13].

Despite the positive results reported above, the use of iron sulfide as EEA electrodes for sulphiding process has several drawbacks: the limited use of steel (iron) electrodes made of unalloyed steels at EEA processing. The electrodes made of unalloyed steels are heated, oxidized, and destroyed in the course of EEA processes, which negatively affects the quality of a coating being formed (high roughness, low continuity, burnt-on, welding separate smaller particles of a damaged anode). The above said electrode manufacturing method is expensive, time consuming and environmentally harmful.

Thus, the further research aimed at eliminating the above mentioned disadvantages of sulphiding process of steel and cast iron parts by the EEA method should be considered relevant and timely. The purpose of the paper is to develop a new low energy-consuming and ecologically clean method for producing and applying electrodes for sulphiding steel and cast iron parts by the EEA method.

Research Technique. To study the sulphiding process by EEA method, there were prepared samples (15×15×8 mm) made of steel 20 and ductile iron BЧ60 (VCH60) which served as the cathodes. The EEA process of the samples was carried out on various conditions of the EEA device of "Elitron-22A" model. The electrode-tool, namely, the electrode made of 12X18H10T (12H18N10T) stainless steel wire Ø 3mm served as an anode. On the surface of the wire, there were provided special recesses performed by thread M3 cutting (Fig. 1a).



Fig. 1 – The electrodes are made of 12X18H10T (12H18N10T) stainless steel Ø 3mm intended for sulphiding the parts by EEA method

It should be noted that to manufacture a special electrode-tool, there may be used such a material as a corrosion-resistant metal, i.e. chromium, nickel, molybdenum, stainless steel 12X18H10T (12H18N10T), 07X16H6 (07H16N6), 30X13 (30H13), nickel alloys ХН58МБЮД (HN58MBYUD), ХН60ВТ (HN60VT), ХН50ВМТЮБ (HN50VMTYUB) etc., and grooves on their surface, besides threading, can be formed by any known method, e.g. punching, pulling through a die, and others.

Sulfur in the form of a consistent material was deposited into the grooves of the threaded surface. In this case, there was applied a sulfuric ointment wherein sulfur content was 33.3% (Fig. 1b). An amount of sulfur can be increased by adding the same, for example in the form of colloidal sulfur (Fig. 1c). Then, there was produced a process of sulphiding the samples by EEA method without waiting for drying the consistent material on the surface of the electrode-tool.

The qualitative analysis and quantitative composition of the coatings on the surfaces of the samples were carried out using the РЭММА-102 (REMMA-102) scanning electron microscope of the Sumy «SELMИ» production, which was equipped with X-ray spectrometer produced on the basis of lithium-silicon semiconductor detector.

The micrographs of the surface areas of the examined samples were obtained at various zoom levels under a mode of an image forming by secondary electron current at the microscope electron gun accelerating voltage of 20 kilovolts and the probe (beam) current of 200 pico amps. At the same time, on the surface of the coating, there were chosen three characteristic points (the smooth coating, the rough coating and the pore), and at each one of these points, there was determined an elementwise composition of the applied layer. In addition, the elementwise composition was determined along the depth of the layer with varying a scanning pitch.

As being under condition of X-ray microanalysis operation, the accelerating voltage was 20 kilovolts, and the beam current was one (1) nanoampere. Having been excited by electron beam, the characteristic X-rays were detected by a semiconductor detector.

The calculation of weight (mass) percent concentration was carried out by comparison of the examined samples with the standards. At the same time, there were taken into account the physical corrections for atomic number, fluorescence and absorption of radiation (three corrections method).

At all the research stages, the surface roughness of a sample was measured by the Profilograph- Profilometer (model 201) of the «Калибр» ("Caliber") plant production. The device was modernized in such a way that the results of measurements were transferred to a computer through a special device.

Results of Researches. Fig. 2 shows the topography of the surface portion of the coating formed by EEA method on a part made of steel 20 with the help of an electrode produced of stainless steel 12X18H10T (12H18N10T) at discharge energy $W_p = 0.55$ J, wherein there were selected three characteristic areas (1 – the smooth surface, 2 – the rough surface, 3 – the pore).

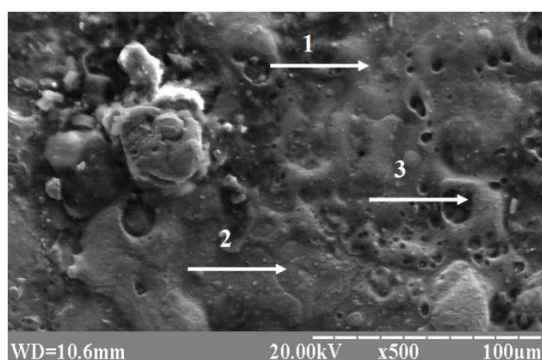


Fig. 2 – The topography of the surface portion of steel 20 after sulphiding by EEL method.

The spectrum of the surface and the elementwise composition both at the characteristic points, and on all the examined surface are, accordingly, shown in Fig. 3 and Table. 1.

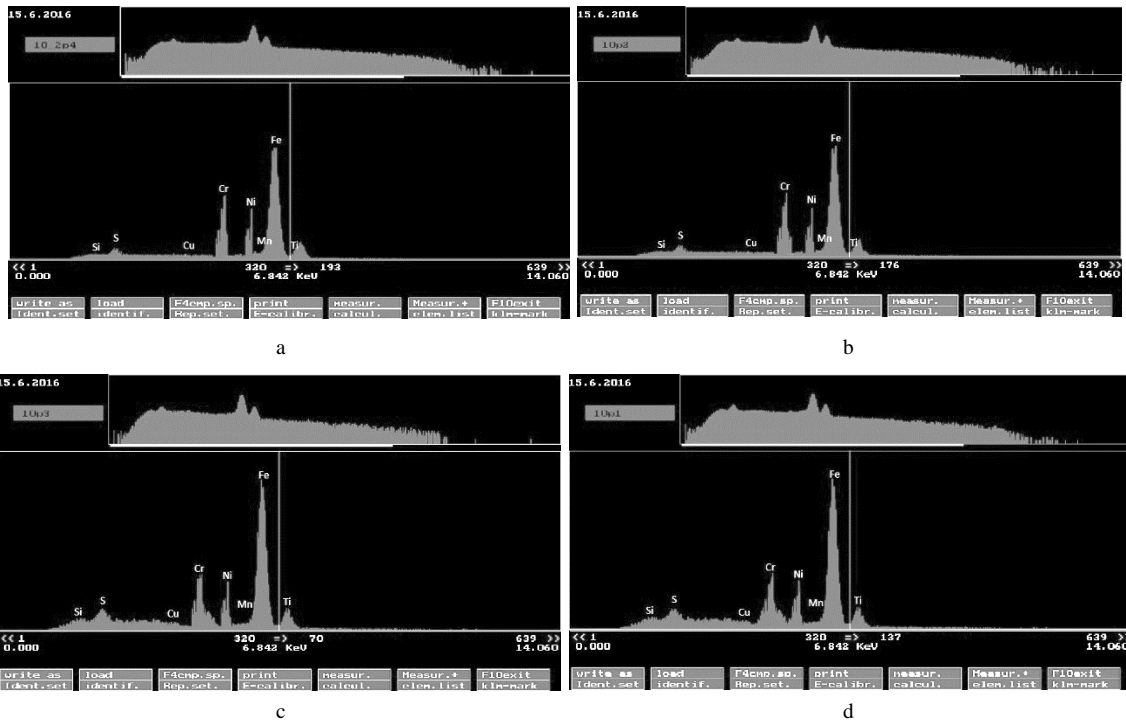


Fig. 3 – The spectra of the surface at the characteristic points (a – the smooth surface, b - the rough surface, the pore), and on the entire surface (g)

Table 1

The elementwise coating composition at the characteristic points and on the entire examined surface

The examined point and the surface area	Elements, %							
	S	Cu	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	Fe
1	0.56	0.20	0.24	0.60	16.20	9.30	0.71	72.16
2	0.60	0.21	0.22	0.58	17.21	8.89	0.69	71.60
3	0.53	0.23	0.18	0.62	15.23	9.19	0.83	73.9
Σ	0.55	0.87	0.21	0.60	16.87	9.07	0.89	70.94

The distribution of the elements with deepening from the surface at the scanning pitch 15 mm, as shown in Fig. 4 and demonstrated in Table. 2.

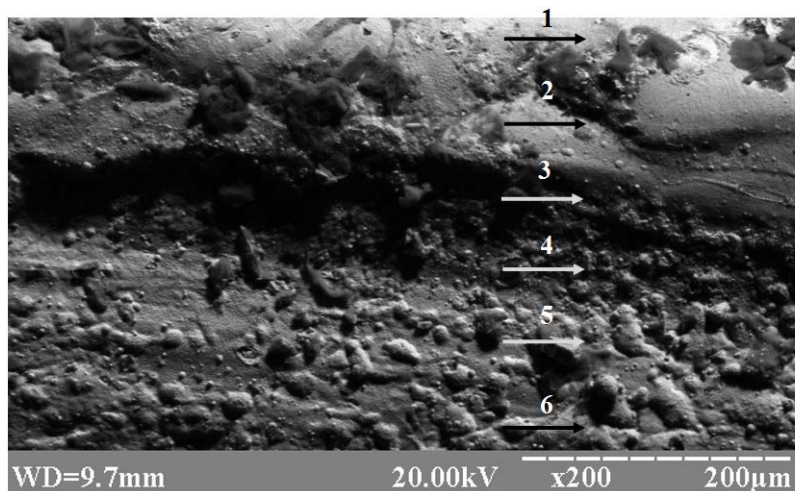


Fig. 4 – The points of scanning the coating along the layer depth

The elementwise coating composition with deepening from the surface

The examined point of the surface	Elements, %							
	S	Cu	Si	Mn	Cr	Ni	Ti	Fe
1	0.41	0.23	0.24	0.58	9.21	5.21	0.61	83.51
2	0.31	0.19	0.22	0.51	5.23	3.19	0.34	90.01
3	0.12	0.20	0.21	0.62	3.19	2.23	0.21	93.22
4	0.09	0.21	0.23	0.57	1.16	1.21	0.17	96.36
5	0.06	0.16	0.16	0.54	0.53	0.76	–	97.79
6	0.03	0.24	0.17	0.53	0.21	0.25	–	98.57

In Table. 3, there are represented the results of sulphiding the samples made of steel 20 and ductile cast iron ВЧ60 (VCH60) by a special electrode-tool made of steel 12X18H10T (12H18N10T) at various discharge energies.

Table 3

The results of sulphiding the samples made of steel 20 and ductile cast iron ВЧ60 (VCH60)

Sample material	Discharge energy, W_p, J	Sulphided layer depth, microns	Sulfur content, %	Surface roughness, Ra, microns
Steel 20	0.02	10	0.05* -0.85**	0.7
	0.05	25	0.05-0.80	1.7
	0.11	35	0.05-0.70	2.9
	0.36	50	0.05-0.65	5.2
	0.55	75	0.06-0.60	6.2
Ductile cast iron ВЧ60 (VCH60)	0.02	10	0.05-0.85	0.8
	0.05	30	0.04-0.70	1.9
	0.11	40	0.05-0.65	3.1
	0.36	50	0.05-0.60	5.8
	0.55	75	0.05-0.50	6.7

* - The sulfur content in the lower portion of the sulfided layer;

** - The sulfur content on the surface portion of the sulfided layer.

The result of research aimed at improving the sulphiding process for the steel and iron cast substrates by the EEL method, presented in conclusions.

Conclusions:

1. In the course of the sulfur saturation (sulphiding) process of the surfaces of steel 20 and ductile cast iron by EEA method with the use of a special electrode-tool made of stainless steel 12X18H10T (12H18N10T) at the device of "Elitron -22A" model, with increasing discharge energy from 0.02 to 0.55 J, the sulphided layer depth increases from 10 to 75 microns, and the surface roughness Ra increases from 0.7-0.8 to 6.2-6.7 microns.

2. With deepening, the sulfur concentration is gradually reduced from 0.60 - 0.85 and 0.50 - 0.85% on the surface, respectively, for steel 20 and ductile cast iron, and also respectively, from about 0.05-0.06 and 0.04- 0.05% at the depth of 75 microns.

3. An amount of alloying elements of the electrode-tool made of steel 12X18H10T (12X18H10T), i.e. chromium, nickel and titanium, gradually decreases with deepening the

coating for steel 20, respectively, from 16, 9; 9; and 0.9% on the surface to 1.2 and 0.2% at the depth of 60 microns.

References:

1. Antoszewski, B. (2014). Influence of laser surface texturing on scuffing resistance of sliding pairs. In *Advanced Materials Research* (Vol. 874, pp. 51-55). Trans Tech Publications.
2. Błasiak, S., & Kundera, C. (2012). A numerical analysis of the grooved surface effects on the thermal behavior of a non-contacting face seal. *Procedia Engineering*, 39, 315-326.
3. Martsynkovskyy, V., & Yurko, V. (2014). Solutions for Increasing the Bearing Capacity of Thrust Bearings. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 630, pp. 208-219). Trans Tech Publications.
4. Yurko, V., & Martsynkovskyy, V. (2014). Influence of Changing the End Floating Seal Dynamic Characteristics on the Centrifugal Compressor Vibration State. In *Applied Mechanics and Materials* (Vol. 630, pp. 356-364). Trans Tech Publications.
5. Hinber A M, Ivanova A F 1982 *Wear-Resistant and Anti-Friction Coatings* (Moscow: Mechanical engineering) p 43
6. Shipway, P. H., McCartney, D. G., & Sudaprasert, T. (2005). Sliding wear behaviour of conventional and nanostructured HVOF sprayed WC-Co coatings. *Wear*, 259(7), 820-827.
7. Andreev M A, Markova L V, Moyseychik A N, Kaleda V V. 2011 *Proc. Int. Conf. on Polymer Composites and Tribology* (Gomel: Belarus) pp 32-33
8. Krasnov A P et al 2011 *Proc. Int. Conf. on Polymer Composites and Tribology* (Gomel: Belarus) pp 11-12
9. Zozulya V D et al 1990 *Reference Dictionary. Friction, Wear and Lubrication of Machine Parts* ed I M Fedorchenko (Kiev: Naukova Dumka) p 203
10. Denisov N E et al 2006 *Tribological Materials Science and Tribotechnology* (Penza: Publ. Penza State University) p 246.
11. N.I. Lazarenko N I 1976 *Electric Spark Alloying of Metal Surfaces* (Moscow: Mechanical engineering) p 46
12. Hitlevich A E et al 1985 *Electric Spark Alloying of Metal Surfaces* (Chisinau: Shtintsa) p196
13. Scherbinsky A G 1961 *Method for Sulfur Saturation of Metal Surfaces AS139336 Reports the USSR Inventions* (Moscow: Science) vol.13 pp2-3

Аннотация

Тарельник В.Б., Марцинковский В.С., Коноплянченко Е.В., Гапонова О.П., Яременко В.П. Применение сульфидирования методом электроэрозионного легирования для повышения задиростойкости поверхностей терения стальных и чугунных деталей

Предложен новый способ насыщения поверхности стальных и чугунных деталей серой (сульфидирования) электроэрозионным легированием (ЭЭЛ), включающий в себя изготовление специального электрода, который отличается тем, что при изготовлении электрода на его поверхности формируют любым известным способом (накерниванием, нарезанием резьбы, протягиванием и т.п.) углубления, которые заполняются в виде консистентного вещества серой и производят ЭЭЛ не дожидаясь его высыхания.

Ключевые слова: сульфидирование, покрытие, электроэрозионное легирование, электрод, сера, консистентное вещество, энергия разряда.

Бабій А.В.,
Бабій М.В.,
Кучвара І.М.
Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна,
E-mail: ababiy@ukr.net

**АНАЛІЗ ПРИЧИН ТРАВМУВАННЯ
ЗЕРНОВОГО МАТЕРІАЛУ ПРИ ЗБИРАННІ
ТА ТРАНСПОРТУВАННІ**

УДК 631.36:656.02

В роботі загострюється проблема пошкодженості зернового матеріалу при його збиранні, первинній переробці та транспортуванні. Приведено результати окремих досліджень, що стосуються визначення механічних властивостей зернівок при дії на них деформаторів у вигляді робочих органів обслуговуючих машин. Розглянуто основні теоретичні підходи щодо визначення критичних навантажень і деформацій зернового матеріалу. Наведено деякі статистичні дані та причини пошкодженості зернівок окремих культур при роботі навантажувально-розвантажувального обладнання пунктів перевалки зернових продуктів при їх транспортуванні до кінцевого споживача.

Ключові слова: травмування, пошкодженість, зерновий матеріал, зернівка, збирання, транспортування, транспортне підприємство, логістична схема, деформація, швидкість, напруження, пневмопровід, транспортер.

Постановка проблеми. Аналізуючи виробничий ринок України, можна з впевненістю констатувати, що аграрний сектор має чи не найстрімкіші темпи зростання. Підвищення культури агровиробництва тягне за собою неминуче збільшення валових зборів сільськогосподарської продукції. З іншого боку виникає потреба у розробці раціональних логістичних схем для транспортування таких вантажів з метою їх подальшої переробки, зберігання, збуту тощо. І якщо аграрії виробили, наприклад один об'єм продукції, то для транспортних підприємств він може бути збільшеним у кілька разів в залежності від кінцевого призначення та самої технології доведення до кондиції кінцевого продукту [1].

Розкриваючи суть проблеми, візьмемо як приклад виробництво зернових культур, де Україна на світовому ринку має добрі позиції. Поряд з цим виникає необхідність збільшення кількості або продуктивності зернозбиральних машин; те саме стосується і машин післязбиральної доробки насіння; розроблення ефективних логістичних схем транспортування матеріалу ланцюгом технологічного процесу та кінцевої реалізації; забезпечення раціональних та безпечних для самого матеріалу навантажувально-розвантажувальних робіт.

Крім того всі ці технологічні операції – від збирання до кінцевої реалізації готового продукту супроводжуються контактом даного матеріалу з робочими органами технологічних та транспортних машин. Це несе ще одну «приховану», але дуже актуальну проблему – пошкодження насіння зернових культур.

Аналіз досліджень і публікацій. Дослідження механічних властивостей зернових матеріалів – задача не проста, оскільки вони змінюються в досить широких межах. Це залежить від культури, сорту, вологості, температури, умов дозрівання тощо. Тому, проектуючи робочі органи технологічних машин чи призначаючи кінематичні режими, ці обставини потрібно враховувати.

Обґрунтуванням вибору цих параметрів на основі розроблених теорій та проведених експериментів займалися ряд вчених, серед яких: Войтюк Д.Г., Горячкін В.П., Кирпичев Б.Л., Ребіндер П.А., Сабліков М.В., Сироватка В.І., Пугачев А.Н. та ін.

На сьогоднішній день проблема контактної взаємодії робочого органу із зернівкою вивчена не достатньо. Мало є інформації в літературних джерелах щодо механічних властивостей різних зернових культур, якою можна скористатися при виконанні різного роду проектних розрахунків робочих органів.

Мета досліджень. Провести аналіз відомих підходів до визначення механічних властивостей зернового матеріалу з метою встановлення раціональних кінематичних параметрів технологічних машин при збиранні та виконанні навантажувально-розвантажувальних робіт. Запропонувати шляхи зниження травмування насіння при збереженні продуктивності розглядуваних машин.

Результати досліджень. Розглянемо спочатку, що собою представляє, наприклад зернівка пшениці в біологічному сенсі, рис. 1 [2].

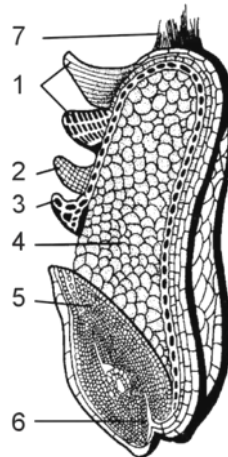


Рис. 1 – Будова зернівки пшениці:
1 – плодова оболонка; 2 – насінна оболонка; 3 – алейроновий шар; 4 – ендосперм; 5 – щиток;
6 – зародок; 7 – борідка

Отже, насінина – генеративний орган, основною функцією якого є збереження і поширення виду. З цією метою Природа сформувала у зернівці три блоки тканин, які виконують такі основні функції: захисту насінини від дії навколишніх факторів; запасання поживних речовин і розвитку нової особини.

Тому серед показників якості насіння «схожість насіння» займає ключове місце. Цей показник визначають за встановленими методиками, оскільки він регламентує посівну якість насіння, що обумовлена густотою посіву, а від того і витратою посівного матеріалу. Звідси випливає, що, контактуючи з робочими органами технологічних та транспортних машин, зернівки не повинні втратити свою репродуктивну властивість. Саме в цьому спрямуванні першочергово потрібно рухатися, проектуючи робочі машини чи встановлюючи їх кінематичні режими.

При аналізі публікацій, що стосуються даного спрямування, автори в переважній більшості кінцевим результатом подають регламентовану швидкість взаємодії робочого органу тої чи іншої машини із зернівкою.

За агротехнічними вимогами для насінневого зерна пошкодженість не повинна перевищувати 1 %. Практичний досвід цю цифру наближає до 10 %.

Спираючись на роботу [3], наведено неутішну статистику травмування насіння зернових культур від загального відсотка травмування: зернозбиральний комбайн – 30...36 %; сушильні агрегати – 6,3...11,4 %; повітре-решітні машини – 2,71...5,4 %; транспортуючі механізми – 2,5...4 %; трієрні блоки – 0,32...2,33 %; пневмосортувальні машини – 0,17 %; решту – інші пошкодження.

Значну частину травмування насіння забезпечують зерномети на токах чи інших перевалочних пунктах. Пошкодженість зерна кинутого на 4 м зростає на 11 %, а на 8 м – на 17 % від базового значення [4].

Наведена статистика в більшій мірі стосується макротравм (зернівка поколена, має вм'ятини, пошкоджена захисна оболонка), але не потрібно забувати, що при механічній дії робочого органу обслуговуючих машин виникають ще мікротравми: механічні мікропошкодження захисної плівки, розвиток внутрішніх тріщин тощо. З цього випливає, що проблема має досить великі масштаби і на даний час потребує детального вивчення.

Розглядаємо зернівку як тіло, на яке чинить вплив механічна дія при відомих параметрах середовища. Міцність буде оцінюватися напруженням, яке виникає при дії зовнішнього навантаження, або руйнуючим зусиллям. Але при цьому потрібно враховувати культуру, сорт, вологість, розміри зернівки та ступінь її дозрівання, а також спосіб прикладання механічного навантаження і вид деформації, яка при цьому виникає.

В роботі [5] представлено результати дослідження механічних властивостей зернівок різних культур, табл. 1.

Таблиця 1

Структурно-механічні властивості зерна різних культур

Культура		Вологість, %	Руйнуюче зусилля, Н	Границя міцності σ , МПа	Відносна деформація ε , %
Ячмінь	зерно	11,6	104	4,9	13,5
		17,0	76	3,4	18,8
	ядро	11,6	102	5,1	12,6
		17,0	72	3,9	17,3
Овес	зерно	11,6	83	3,6	24,0
		17,0	32	1,3	47,5
	ядро	11,6	58	3,8	20,6
		17,0	41	1,8	39,0
Просо	зерно	11,6	22	4,3	16,1
		17,0	13	2,4	24,0
	ядро	11,6	17	4,6	14,4
		17,0	7	2,9	21,0
Гречка	зерно	11,6	43	3,9	18,0
		17,0	22	1,9	27,1
	ядро	11,6	31	4,2	15,9
		17,0	22	2,5	23,4

Аналізуючи отримані дані, видно, що при стиску ядро має більше значення границі міцності, а зернівка – значення відносної деформації при більшій вологості.

Крім того, автор [5] вказує, що розбіжність міцності різних сортів і скловидності зернівок при одному і тому ж виду деформування може сягати 50 %. Доведено, що міцність дрібніших зернівок є вищою на 30...60%. Важливим є той факт, що міцність анатомічних частин зернівки суттєво різниться – оболонка є значно міцнішою за ендосперм. Маючи природну вологість в межах 14-16 %, умовна границя міцності насінєвих оболонок, що з'єднані з алейроновим шаром становить приблизно 9...13 МПа, плодкових оболонок – 11...18 МПа, всі оболонки разом і в з'єднанні з алейроновим шаром – 20...25 МПа. Взагалі, міцність оболонок зернівок може досягати 27...33 МПа. На противагу цьому міцність ендосперма – 1...3 МПа.

За аналізом проведеного дослідження, можна почерпнути як допустимі значення напружень різних частин зернівки для моделювання контактної взаємодії робочих органів, наприклад збиральних, очисних, навантажувально-розвантажувальних машин тощо.

Наступним етапом є моделювання контактної взаємодії робочого органу (деформатора) із зернівкою для встановлення взаємозв'язку між зовнішніми і внутрішніми силовими факторами.

В роботі [6] автори представляють зернівку як пружне тіло при дії відносно незначних динамічних навантажень. Механічні властивості характеризують модулем пружності E (модуль Юнга) та коефіцієнтом Пуассона μ . На основі базових залежностей класичної теорії пружності, деформацію зернівки від навантаження P описано виразом

$$\delta = \left(\frac{9P^2}{16R} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)^2 \right)^{\frac{1}{3}}, \quad (1)$$

де R – радіус кривизни зернівки в точці контакту; E_1 і E_2 – модулі пружності зернівки та деформатора.

Вказано, що подальше збільшення навантаження P призводить до виникнення пластичних деформацій і як наслідок розвиток тріщин та в кінцевому результаті – руйнування зернівки. Тому тут в теоретичному плані вводиться показник пластичності та модуль пластичності. В кінцевому результаті виведено вираз енергії пружної деформації зернівки (2) через приведений модуль деформації E^* :

$$W = \left(\frac{9 \cdot P^5}{16 \cdot R \cdot (E^*)^2} \right)^{\frac{1}{3}}. \quad (2)$$

Сам приведений модуль деформації E^* визначається розрахунком за серією експериментальних досліджень з визначення енергії пружної деформації зернівки.

Описана методика дослідження механічних властивостей зернового матеріалу в роботі [7] має прикладне значення для дослідження конкретних конструкцій машин.

Аналізуючи дослідження, що представлені в роботі [7], використано підходи класичної механіки удару, де експериментальним шляхом зернівці надається критична кінетична енергія удару, що супроводжується відповідною швидкістю співударяння. В процесі проведення серії експериментальних досліджень фіксуються величини деформацій зернівок. Підсумком є наступне: при деформаціях в межах 260-290 мкм виникають широкі тріщини в нижній частині зернівки; деформації 370-390 мкм призводять до руйнування навпіл по борозенці зернівки. Причому описані руйнування викають при дії 2-3 ударів енергією від 87 до 204 Дж. Інша частина дослідження спрямована на визначення «безпечної» енергії співударяння для встановлення кінематичних параметрів навантажувально-розвантажувальних машин. Отже, після серії проведених досліджень встановлено значення кінетичної енергії співударяння в межах 3-4 Дж є безпечною, величина залишкової деформації становила 0-3 мкм. Звідси було знайдено максимально допустиму швидкість співударяння робочого органу технологічної машини із зернівкою. Величина цієї швидкості $[v] = 5,15$ м/с. Рекомендовано встановити швидкість стрічки, наприклад зернової норії, в межах $v_p = 3,43...3,22$ м/с.

Дослідження, які представлені в роботі [8], спираються на припущені, що особливістю поведінки зернівки при механічній деформації є чітко виражене явище релаксації, при якому змінюється напружений стан матеріалу зернівки. Автор виділяє релаксацію напруження, тобто його зменшення з часом при постійній величині деформації; релаксацію деформації – зростання значення деформації при підтриманні постійного зна-

чення механічного напруження. Припускається також, що можливе зменшення деформації зернівки після зняття зовнішнього напруження. По-іншому релаксацію деформації називають повзучістю.

Наближено релаксаційні властивості зерна для одновісного напруженого стану тут описано рівнянням післядії Больцмана

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_0} + \int_0^t \varphi(t-v)\sigma(v)dv, \quad (3)$$

ε – деформація; σ – напруження; t – час; v – змінна інтегрування, що враховує будову матеріалу та вплив температури; E_0 – модуль пружності матеріалу як характеристика швидкості деформації матеріалу зі швидкістю поширення звуку

$$E_0 = \rho C^2, \quad (4)$$

тут ρ – щільність; C – швидкість поширення звуку в даному матеріалі.

Автор доводить, що час релаксації представляє собою такий період часу, протягом якого першопочаткове напруження в матеріалі знижується в $e \approx 2,73$ рази. Ця величина виміряє швидкість релаксаційного процесу.

В роботі встановлено взаємозв'язок різних факторів на релаксаційні властивості скловидної пшениці. Прикладом є отримані дані, що зведені у табл. 2 [8].

Таблиця 2

Взаємозв'язок різних факторів на релаксаційні властивості скловидної пшениці

Пшениця	Вологість, %	Температура, °С	Швидкість деформації, 10^3 c^{-1}	Модуль пружності, кг/см^2
Мільтурум 553	14,0	20	0,100	1595
	16,0	20	0,610	1240
	14,0	20	0,205	1590
	16,0	20	0,540	1435
Саратовська 29	16,0	45	0,970	1375

За дослідженнями, що проведені в роботі [9], автор досліджує швидкість співударяння робочого органу із зернівкою, враховуючи властивості матеріалів контактуючих поверхонь, та кількість таких співударянь. Висновком є те, що для насіння пшениці вже при швидкості співударяння 6 м/с робочим органом зерномета є суттєве зростання пошкодженості зернівок. А прагнучи збільшення продуктивності таких машин, їх робочі швидкості є набагато більшими.

Використання пневмотранспортних систем також не позбавлені суттєвих недоліків, які позначаються на травмуванні зернівок, що транспортуються. Тут приблизна швидкість транспортованого матеріалу в околі 25 м/с. Не було би це проблемою, що пов'язана з травмуванням, якби не подальша зупинка транспортованого матеріалу та зміна напрямку руху зернівок вздовж транспортуючого каналу. Зупинка матеріалу в кінці пневмоканалу забезпечується спеціальними циклонами при суттєвому використанні сили тертя. Те саме відбувається і в пневмоканалі – зернівки труться об його стінки, технологічні виступи, особливо це спостерігається при зміні кривизни каналу.

При використанні на перевалочних пунктах ковшових транспортерів основне травмування зернівок припадає на фазу заповнення ковша зерновим матеріалом (підбирання). Подібно до цього, травмування шнековими навантажувачами спостерігається в зазорах між шнеком і його кожухом.

Самотічні трубопровідні магістралі своїми недоліками мають значне тертя зернівок об стінки каналу та відсутність механізму зупинки сипкого матеріалу на виході, через що виникають значні ударні взаємодії при швидкості потоку приблизно 8 м/с.

Висновки. За опрацьованими даними ряду досліджень взаємодії робочих органів обслуговуючих машин із зерновим матеріалом відбувається значне пошкодження зернівок. Відхилення від нормативного значення сягає десятикратного перевищення. Наведені значення допустимих напружень, критичних швидкостей співударяння, руйнуючих зусиль чи переданих зернівці енергій повинні лягти в основу проектування та призначення кінематичних режимів робочих машин. Особлива увага повинна бути зосередженою на роботі навантажувально-розвантажувальних машин при здійсненні транспортування вказаного вантажу. Тут загострення проблеми пов'язане з тим, що транспортні підприємства не є співучасниками виробництва сільськогосподарської продукції, їх функція – транспортувати вказаний вантаж. І продуктивність навантажувально-розвантажувальних машин лежить в основі отримання добрих економічних показників, через зменшення часу на виконання такого роду операцій. Тому тут, як правило, збільшення продуктивності машин досягається за рахунок підвищення відносних швидкостей робочих органів, що призводить до підвищення кількості травмованого насіння.

Крім макропошкоджень зернівок, які ми візуально можемо спостерігати, існує значний відсоток мікропошкоджень, що в переважній більшості випадків не входить до статистичних даних щодо пошкоженості. А це означає, що масштаби проблеми значно ширші, а втрати насінневого матеріалу – вагоміші.

Представлені теоретичні доробки взаємозв'язку зовнішніх та внутрішніх силових факторів при розгляді напружено-деформованого стану зернівки носять локальний прикладний характер і повної відповіді на поставлені питання не дають. Для опису даних процесів доцільно використовувати більш складні пружнов'язкі, в'язкопружні та інші моделі, а також, наприклад, враховувати хвильові ефекти тощо.

Література:

1. Попович П.В. Аналіз ринку автотранспортних перевезень України / Попович П.В., Шевчук О.С., Бабій М.В., Дзюра В.О. // Вісник машинобудування та транспорту. – Випуск 2. – Вінниця: ВНТУ, 2017. – С.124–128.
2. Технологічне обладнання зернопереробних та олійних виробництв : навч. посіб. ; за заг. ред. О.В. Дацишина ; авт. кол.: О.В. Дацишин, А.І. Ткачук, О.В. Гвоздєв, Ф.Ю. Ялчак, В.О. Гвоздєв. – Вінниця: Нова книга, 2008. – 488 с.
3. Травмирование семян: [Електронний ресурс] / А.М. Гимадиев. – Режим доступу: <http://www.agro-inform.ru/2010/06/travm.htm>.
4. Михайлов Є.В. Післязбиральна обробка зерна у господарствах півдня України / Є.В. Михайлов. – Мелітополь: Люкс, 2012. – 214 с.
5. Структурно-механические свойства. Прочность зерна (часть 1): [Електронний ресурс] / Все о зерне. – Режим доступу: <http://girls4girls.ru/tehnologiya-muki/1749-strukturno-mehanicheskie-svoystva-prochnost-zernachast-1.html>.
6. Швайко В.М. Дослідження механічних властивостей зернових матеріалів / В.М. Швайко, В.О. Соломка, О.В. Соломка // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства. – Випуск 93. – Т. 1. – «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків, 2010. – С.176–183.
7. Пугачев А.Н. Повреждение зерна машинами / А.Н. Пугачев – М.: Колос, 1976. – 320 с.
8. Импульсное воздействие и переработка зерновых: [Електронний ресурс] / В.А. Голвацкий – Режим доступу: <http://processes.open-mechanics.com/articles/364.pdf>.

9. Повышение качества и обеспечение сохранности зерна при обработке и хранении путем применения полимерных материалов в оборудовании, силосах и бункерах: [Электронный ресурс] / М.М. Тухватуллин – Режим доступа: <http://agropolimer1993.ru>

Summary

Babiy A.V., Babii M.V., Kuchvara I.M. Causes analysis of grain material damaging during harvesting and transportation

Development of Ukraine agricultural sector contributes to cargo transportation volumes increasing. Effective logistic schemes and productive systems of machines, which will ensure this, should be developed for the successful realization of the tasks set. Along with this in article the problem of transported material damaging is highlighted. Some statistical data on the percentage ratio of damaged material quantity in the stages of harvesting, after-harvesting and transportation are present. The problem of macro- and micro-damage is relevant and has a huge agricultural significance.

In paper analysis of various theoretical and experimental approaches concerning mechanical properties of grain material determination is carried out. There from permissible values of the stresses of grain's different parts are found for modeling the contact interaction of operating members, such as harvesting, cleaning, loading and unloading machines, etc.

On the whole, the following conclusions were drawn from the research results. Percentage rejection of injury from normative reaches tenfold excess. Presented values of permissible stresses, critical collapse rates, destructive forces or transmitted to grain energy should form the basis for designing and assignment of kinematic modes for operating machines. Special attention should be paid to the operating of loading and unloading machines during transportation of the specified cargo. Here problem aggravation is due to the fact that the transport enterprises are not part of the production agricultural products, their function is to transport specified cargo. And the productivity of loading and unloading machines is at the basis of obtaining good economic indicators, through the time reduction to perform such operations. Therefore, here as a rule, an increase in productivity of machines is achieved by increasing the relative rates of operative members, which leads to increase in the number of damaged grains.

Keywords: *damaging, damaged, grain material, grains, harvesting, transportation, transport company, logistics scheme, deformation, speed, tension, pneumatic drive, conveyor.*

References

1. Popovych P.V. Analiz ry`nku avtotransportny`x perevezen` Ukrainy` / Popovych P.V., Shevchuk O.S., Babij M.V., Dzyura V.O. // Visny`k mashy`nobuduvannya ta transportu. – Vy`pusk 2. – Vinny`cya: VNTU, 2017. – S.124–128.
2. Teknologichne obladnannya zernopererobny`x ta olijny`x vy`robnny`cztv : navch. posib. ; za zag. red. O.V. Dacy`shy`na ; avt. kol. : O.V. Dacy`shy`n, A.I. Tkachuk, O.V. Gvozdyev, F.Yu. Yallachy`k, V.O. Gvozdyev. – Vinny`cya: Nova kny`ga, 2008. – 488 s.
3. Travmy`rovany`e semyan: [Elektronny`j resurs] / A.M. Gy`mady`ev. – Rezhym` dostupu: <http://www.agro-inform.ru/2010/06/travm.htm>.
4. My`xajlov Ye.V. Pislyazby`ral`na obrobka zerna u gospodarstvax pivdny`a Ukrainy` / Ye.V. My`xajlov. – Melitopol` : Lyuks, 2012. – 214 s.

5. Strukturno-mexany`chesky`e svojstva. Prochnost` zerna (chast` 1): [Elektronny`j resurs] / Vse o zerne. – Rezhy`m dostupu: <http://girls4gilrs.ru/tehnologiya-muki/1749-strukturno-mehanicheskie-svoystva-prochnost-zernachast-1.html>.
6. Shvajko V.M. Doslidzhennya mexanichny`x vlasty`vostej zernovy`x materialiv / V.M. Shvajko, V.O. Solomka, O.V. Solomka // Visny`k Xarkivs`kogo nacional`nogo texnichnogo universy`tetu sil`s`kogo gospodarstva. – Vy`pusk 93. – T. 1. – “Mexanizaciya sil`s`kogospodars`kogo vy`robny`chtva”. – Harkiv, 2010. – S.176–183.
7. Pugachev A.N. Povrezhdeny`e zerna mashy`namy` / A.N.Pugachev – M.: Kolos, 1976. – 320 s.
8. Y`mpul`snoe vozdeystvy`e y` pererabotka zernovix: [Elektronny`j resurs] / V.A. Golovaczky`j – Rezhy`m dostupu: <http://processes.open-mechanics.com/articles/364.pdf>.
9. Povisheny`e kachestva y` obespecheny`e soxrannosty` zerna pry` obrabotky` y` xraneny`y` putem pry`meneny`ya poly`mernix matery`alov v oborudovany`y`, sy`losax y` bunkerax: [Elektronny`j resurs] / M.M. Tuxvatully`n – Rezhy`m dostupu: <http://agropolimer1993.ru>

Гаврон Н.Б.,
Кучвара І.М.,
Шевчук О.С.,
Конончук О.П.,
Матвіїшин А.Й.,
Коваль Ю.Б.

Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна,
E-mail:nadiiagavron@gmail.com

ОЦІНКА НАДІЙНОСТІ КОНСТРУКЦІЙ ТРАКТОРНИХ ПРИЧЕПІВ З ПОЗИЦІЇ МЕХАНІКИ РУЙНУВАННЯ

УДК 669.539

В статті розглядається проблема оцінки надійності тракторних причепів, досліджено зміни показників середнього наробітку на відмову сільськогосподарських транспортних засобів з позицій впливу на них тріщин, що зароджуються і розвиваються під дією експлуатаційних навантажень в тримких металоконструкціях. Обґрунтовано можливість застосування класичних підходів механіки руйнування при розрахунку довговічності з метою покращення експлуатаційних властивостей транспортних сільськогосподарських агрегатів.

Ключові слова: надійність, тракторний причеп, транспортування, несуча система причепів, середнє напрацювання на відмову, тріщини.

Актуальність проблеми. Сучасне сільськогосподарське виробництво неможливо уявити без застосування як на полях, так і на фермах високоефективних сільськогосподарських машин, знарядь та інструментів. Проблема забезпечення потрібної надійності та довговічності техніки в сільськогосподарському виробництві завжди залишається актуальною. З огляду на це потрібне уточнення основних пріоритетних напрямів розвитку підприємств сільськогосподарського машинобудування. Водночас із такими важливими завданнями, як використання новітніх матеріалів і високоякісних комплектуючих техніки, які вирішують на підприємствах і в проектно-конструкторських організаціях галузі, триває робота з розвитку сучасної елементної бази та оптимізації конструкцій робочих органів для реалізації основних виробничих процесів АПК [8 – 12].

Аналіз останніх публікацій з даної проблеми. Від безпечної, надійної і безпребійної роботи транспортних засобів, зокрема причепів, залежать експлуатаційні властивості рухомого складу автотранспортних підприємств. На транспортуванні вантажів, а також вантажно-розвантажувальних роботах використовується близько 40% загальної кількості одиниць [6 – 8].

Несучі рами обмежують довговічність мобільних машин в цілому, а отже зменшують продуктивність цілого сільськогосподарського комплексу.

Рама – це основний несучий елемент вантажного автомобіля і його причіпного агрегата. Відомо, що рама сприймає навантаження від маси вантажу, а також навантаження, що виникають під час руху. Практично у всіх причепів несуча система при напрацюванні 22-30% від терміну служби до капітального ремонту має відмови [1, 8 – 12].

Надійність може бути критерієм якості, яку має транспортний засіб. Але якість підлягає зміні з часом, тобто машина може перейти з надійного стану в непридатний до експлуатації. Цей процес не є випадковим, він закономірний і є наслідком поступових кількісних змін у транспорті. Підвищенню надійності різних машин та обладнання, у тому числі тракторів і автомобілів, у нашій країні надається винятково велике значення. Маса вантажу, що перевозиться і розподіл навантаження на осі не повинні перевищувати величин, визначених технічною характеристикою даного транспортного засобу [2].

Ефективність використання кожного агрегату значною мірою залежить від надійності його складових одиниць і деталей. У процесі експлуатації під дією різних навантажень і навколишнього середовища постійно змінюються форми робочих поверхонь деталей, збільшуються зазори в рухомих і порушуються натяги в нерухомих з'єднаннях, втрачаються пружність, намагніченість та інші властивості деталей. Внаслідок цього знижуються і погіршуються основні показники надійності агрегату.

Дослідження показників надійності тракторних причепів типів ММЗ-771Б та ММЗ-768Б проводилися з урахуванням даних експериментальних випробувань на машино-випробувальних станціях (МВС) в обсязі 2000 годин при транспортних роботах, у т.ч. 3500 циклів навантаження-розвантаження, що складає 50% напрацювання, передбаченого технічними умовами [3].

Результати досліджень показників надійності тракторних причепів представлені в таблиці 1 [8, 12].

Таблиця 1

Середній наробіток на відмову основних елементів причепів

Показник надійності досліджених типів тракторних причепів	Рама	Ходова	Підвіска	Кузов
Середній наробіток до відмови ММЗ-771Б і відсоток елементів, які відмовили (у дужках)	437 (80%)	335 (93%)	400 (53%)	284 (100%)
Середній наробіток до відмови ММЗ-768Б і відсоток елементів, які відмовили (у дужках)	753 (77%)	514 (100%)	789 (53%)	302 (100%)

За результатами досліджень можна зробити висновок, що складові, на які діють змінні навантаження (несуча система, підвіска), мають недостатній ресурс: відсоток відмов становить 50%...80%. З усіх агрегатів особлива увага приділяється тримкій рамі, вона, будучи базовим агрегатом причепа (12%...48% від маси с/г машини), лімітує довговічність причепа в цілому [4].

Розрахунок впливу втомних тріщин, що виникають під дією навантажень, на ресурсні властивості причепа. Найбільш характерними відмовами несучих систем всіх моделей транспортних с/г машин є тріщини в зварних з'єднаннях рам, деформації і тріщини дишла, лонжеронів і поперечини [1, 3, 4]. Визначення критичних розмірів тріщини дозволяє передбачити момент нестабільного руйнування.

Однак не менш важливо прогнозувати працездатність рам, ослаблених тріщинами з розмірами меншими від критичних, які під час експлуатації можуть призвести до відмови, що негативно вплине на роботу транспорту в цілому. Наявність різних дефектів в конструкції тримких рам сільськогосподарських причепів викликає необхідність дослідження процесу їх втомного розвитку. При цьому необхідно дослідити як довго буде експлуатуватися агрегат з таким дефектом і яким чином будуть розвиватися початкові тріщини до повного руйнування конструкції.

Дослідження кінематики розвитку тріщин при циклічних навантаженнях оснований на тих же принципах лінійної механіки руйнування, що й у випадку нестабільного руйнування. Оскільки напружений стан у вершині тріщини визначається коефіцієнтом інтенсивності напружень, то вважається, що швидкість поширення тріщини V залежить від величини коефіцієнта інтенсивності напружень.

Для тріщини нормального відриву цей зв'язок класично записується:

$$V = \Phi^{-1} \cdot (K_{I \min}, K_{I \max}, C_1, \dots, C_i), \quad (1)$$

де $K_{I_{\min}}$, $K_{I_{\max}}$ – мінімальне та максимальне значення коефіцієнта інтенсивності напружень за цикл; C – деякі константи (характеристики тріщинотривкості) [7].

Оскільки в машинобудуванні широко використовуються тонкостінні елементи несучих систем відкритого і замкнутого профілів, завдання розрахункових досліджень компонентного складу сумарних нормальних напружень доцільно вирішити для використовуваних тонкостінних профілів.

Вирішення такої задачі на етапі проектування значно підвищує точність прогнозування ресурсу роботи [6].

Розглянемо тепер поширення втомної тріщини в тонкостінній пластині [5]. У цьому випадку тріщина буде просуватися вздовж деякої лінії, а положення її вершини у будь-який момент часу (характеризується кількістю циклів навантаження N) визначається полярними координатами:

$$\rho = \rho(N), \quad \varphi = \varphi(N). \quad (2)$$

Будемо вважати, що N дуже велике, а приріст $\Delta\rho$ та $\Delta\varphi$ за один цикл досить малий, так що величинами N , ρ та φ можна оперувати як неперервними змінними. Вважаючи, що тріщина поширюється у напрямку максимальних напружень розтягу (під кутом β до дотичної і контуру) і враховуючи (1.1), отримаємо [5]:

$$\Phi \sqrt{\left(\frac{d\rho}{dN}\right)^2 + \rho^2 \left(\frac{d\varphi}{dN}\right)^2} = 1; \quad (3)$$

$$\frac{d\rho}{dN} = \rho \frac{d\varphi}{dN} \cdot \operatorname{tg} \beta,$$

при цьому параметр β визначається з виразу:

$$\frac{\partial}{\partial \beta} \left[K_I \cos \frac{\beta}{2} - 3K_{II} \sin \frac{\beta}{2} \right] = 0, \quad (4)$$

де K_I , K_{II} – коефіцієнти інтенсивності напружень у вершині досліджуваної тріщини.

Співвідношення (1.3) разом з початковими умовами

$$\rho(0) = \rho_0, \quad \varphi(0) = \varphi_0, \quad (5)$$

які задають координати вершини тріщини в початковий момент часу, утворюють замкнуту систему диференціальних рівнянь, що описують кінетику росту втомної тріщини. Розв'язок цієї системи дозволяє визначити невідомі функції $\rho = \rho(N)$ та $\varphi = \varphi(N)$ і, таким чином, встановити форму та розміри тріщини у будь який момент часу.

Розв'язок розглядуваної задачі значно спрощується, якщо попередньо відома траєкторія руху тріщини. Така інформація може бути отримана на основі аналізу наявних випадків руйнування рам.

Зокрема, якщо припустити, що втомна тріщина поширюється в поперечному перетині рами (що найчастіше реалізується на практиці), то в цьому випадку пошкодження сповна характеризується одним параметром – довжиною тріщини l і кінетика руйнування описується диференціальним рівнянням:

$$\frac{dl}{dN} \Phi = l, \quad l(0) = l_0. \quad (6)$$

Виходячи з (1.6) можемо визначити довговічність рами з дефектом вказаної форми:

$$N = \int_{l_0}^{l_*} \Phi(l) dl . \quad (7)$$

де l_* – критичний розмір тріщини, який визначається з умови:

$$K_I(l_*) = K_{fC} , \quad (8)$$

де K_{fC} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень при циклічних навантаженнях.

Руйнування від втомленості проявляється у вигляді тріщин і поломок деталей від тривалої дії повторно-змінних навантажень. Спочатку утворюються мікроскопічні тріщини, які потім проникають у глибину деталі, охоплюють значну частину перерізу, і, якщо таку деталь своєчасно не замінити, настане її поломка, що може призвести до відмови всього агрегату. Зменшенню руйнування від втомленості сприяє правильне складання, співвісність вузлів і агрегатів. Особливо велике значення має виявлення початкових тріщин деталей від втомленості під час ремонту. Перші відкази нових і капітально відремонтованих агрегатів, що перебувають в експлуатації, характеризують, як правило, якість їх конструкції, технологію виробництва або якість капітального ремонту. Усі наступні відкази дають можливість робити висновок про якість технічного обслуговування і поточного ремонту.

Висновок. На основі аналізу відмов тракторних причепів досліджено проблему оцінки причин зниження надійності, зміни показника середнього наробітку на відмову сільськогосподарських транспортних засобів з позицій вивчення кінетики розвитку тріщин. Доведено раціональність застосування для обчислення показників надійності сільськогосподарських причепів класичних підходів механіки руйнування для формування пропозицій та покращення експлуатаційних властивостей транспортних агрегатів.

Література:

1. Попович П.В. Комплексний аналіз надійності несучих систем тракторних причепів при їхній експлуатації //Попович П.В, Рибак Т.І./ Механізація сільськогосподарського виробництва. - Вісник ХНТУСГ, Вип. 93 Харків, 2010. – С. 411-414.
2. ГОСТ 27.003-90 Надежность в технике. Состав и общие правила задания требований по надежности.
3. Щурин К.В. Прогнозирование и повышение усталостной долговечности несущих систем сельскохозяйственных тракторных средств/ Диссерт. докт. техн. наук. – Оренбург: ОПИ, 1994. – 423с.
4. РТМ 23.2.75.- 82. Руководящий технический материал. Рамы сварные сельскохозяйственных машин. Конструкторско-технологическое проектирование. – М.: ВИСХОМ, 1982. – 111 с.
5. Рибак Т.І. *Пошукове конструювання на базі оптимізації* ресурсу мобільних сільськогосподарських машин: Монографія / Рибак Т.І. - Тернопіль: Збруч, 2002 - 332 с.
6. Попович П. В. Методи оцінки ресурсу несучих систем причіпних машин для внесення добрив з врахуванням впливу агресивних середовищ: дисертація на здобуття наукового ступеня доктора технічних наук : 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / П. В. Попович — Тернопіль, 2015. — 443 с.

7. Панасюк В. В., Андрейкив А. Е., Ковчик С. Е. Методы оценки трещиностойкости конструкционных материалов. – Киев: Наук. думка, 1977. – 277 с.
8. Попович П.В. Алгоритм оцінки базових експлуатаційних властивостей колісних сільськогосподарських транспортних засобів / Попович П., Шевчук О., Ляшук О.Л., Матвіїшин А.Й. // Вісник ХНТУСГ. – Харків, 2017. – Вип. № 181. – С. 198 - 203.
9. Popovych. P. V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk // INMATEH – Agricultural Engineering . Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
10. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya.// INMATEH – Agricultural Engineering. 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
11. Popovich P.V. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Machines / R. A. Barna, P. V. Popovich // Materials Science . – 2014.– Vol. 50, 3. – pp. 377–380.
12. P. Popovych. The study of fatigue failure performance of vehicle metal structures used in transportation of corrosive materials //P. Popovych, L. Poberezhna, O. Tson, O. Shevchuk, O. Lyashuk/ Acta Mechanica Slovaca Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Košice. Vol. 21, № 1. P. 48-52.

Summary

Havron N.B., Kuchvara I.M., Shevchuk O.S., Kononchuk O.P, Matviishin A.Y., Koval Yu.B. Estimation of the reliability of tractor tractor designs from the position of fracture mechanics

The article deals with the problem of assessing the reliability of tractor trailers, the changes in average performance for the failure of agricultural vehicles from the point of view of the effect on them of cracks that originate and develop under the influence of operational loads in trench metal constructions are investigated. The possibility of applying classical approaches to fracture mechanics in calculating durability in order to improve the operational properties of transport agricultural aggregates is substantiated.

Keywords: reliability, trailer trailer, transportation, bearing system of trailers, average failure rate, percentage of failures, cracks.

References

1. Popovych P.V. Kompleksnyy analiz nadiynosti nesuchykh system traktornykh prycheviv pry yikhniy ekspluatatsiyi /Popovych P.V., Rybak T.I./ Mekhanizatsiya sil's'kohospodars'koho vyrobnytstva. - Visnyk KHNTUS·H, Vyp. 93 Kharkiv, 2010.-S. 411-414.
2. GOST 27.003-90 Nadezhnost' v tekhnike. Sostav i obshchiye pravila zadaniya trebovaniy po nadezhnosti.
3. Shchurin K.V. Prognozirovaniye i povysheniye ustalostnoy dolgovechnosti nesushchikh sistem sel'skokhozyaystvennykh traktornykh sredstv/ Dissert. dokt. tekhn. nauk. – Orenburg: OPI, 1994. – 423s.
4. RTM 23.2.75. - 82. Rukovodyashchiy tekhnicheskyy material. Ramy svarnyye sel'skokhozyaystvennykh mashin. Konstruktorsko-tekhnologicheskoye proyektirovaniye. – M.: VISKHOM, 1982. – 111 s.

5. Rybak T.I. Poshukove konstruyuvannya na bazi optymizatsiyi resursu mobil'nykh sil's'kohospodars'kykh mashyn: Monohrafiya / Rybak T.I. - Ternopil': Zbruch, 2002 – 332 s.
6. Popovych P. V. Metody otsinky resursu nesuchykh system prychipnykh mashyn dlya vnesennya dobrov z vrakhuvanniam vplyvu ahresyvnykh seredovyshch: dysertatsiya na zdobuttya naukovooho stupenya doktora tekhnichnykh nauk: 05.05.11 – mashyny i zasoby mekhanizatsiyi sil's'kohospodars'koho vyrobnytstva / P. V. Popovych — Ternopil', 2015. – 443 s.
7. Panasyuk V. V., Andreykiv A. Ye., Kovchik S. Ye. Metody otsenki treshchinostoykosti konstruktsionnykh materialov. – Kiyev: Nauk. dumka, 1977. – 277 s.
8. Popovych P.V. Alhorytm otsinky bazovykh ekspluatatsiynykh vlastyvostey kolisnykh sil's'kohospodars'kykh transportnykh zasobiv / Popovych P., Shevchuk O., Lyashuk O.L., Matviyishyn A.Y. // Visnyk KHNTUS·H. – Kharkiv, 2017. – Vyp. № 181. – S. 198 - 203.
9. Popovych. P. V. The service life evaluation of fertilizer spreaders undercarriages / P. V., Popovych; O. L., Lyashuk; I. S., Murovanyi; V. O., Dzyura; O. S., Shevchuk; V. D., Myndyuk // INMATEH – Agricultural Engineering. Sep-Dec 2016, Vol. 50, Issue 3, pp.39–46.
10. Popovych. P. V. Influence of organic operation environment on corrosion properties of metal structure materials of vehicles/ Popovych P.V., Lyashuk O.L., Shevchuk O.S., Tson O.P., Bortnyk I. M., Poberezhna L.Ya. // INMATEH – Agricultural Engineering. 2017, Vol. 52, Issue 2, pp.113–119.
11. Popovich P.V. Influence of Operating Media on the Fatigue Fracture of Steels for Elements of Agricultural Machines / R. A. Barna, P. V. Popovich // Materials Science. – 2014. – Vol. 50, 3. – pp. 377–380.
12. P. Popovych. The study of fatigue failure performance of vehicle metal structures used in transportation of corrosive materials //P. Popovych, L. Poberezhna, O. Tson, O. Shevchuk, O. Lyashuk/ Acta Mechanica Slovaca Faculty of Mechanical Engineering Technical University of Košice. Vol. 21, № 1. P. 48-52.

Купчук І.М.

Вінницький національний
аграрний університет,
м.Вінниця, Україна,
E-mail: kupchuk.igor@i.ua.

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ЗЕРНА ДИСКОВИМ УДАРНИМ ЕЛЕМЕНТОМ

УДК 636.085.622

Однією із найбільш енергоємних операцій, що застосовуються в технології приготування кормів для тваринництва є подрібнення. Тому, наукові дослідження спрямовані на мінімізацію споживання енергетичних ресурсів технологічними машинами – дробарками та підвищення енергоефективності процесу в цілому є актуальною задачею.

При подрібненні зерна із показником вологовмісту вище базисної кондиції спостерігається низька ефективність способу подрібнення ударом, що зумовлено підвищеною пластичністю матеріалу та збільшенням значення граничної деформації, яку зерно може сприймати до руйнування. Часткове вирішення даної проблеми можливе при комбінуванні способу різання та удару, що і лягло в основу технічного рішення реалізованого у науковій лабораторії Вінницького національного аграрного університету, де було розроблено конструкцію та здійснено експериментальні випробування вібродискової дробарки. Подальше підвищення енергоефективності технологічної операції подрібнення зерна потребує здійснення теоретичних досліджень динаміки процесу, та визначення мінімальної кількості енергії, необхідної для руйнування.

В статті, базуючись на законах механіки твердого тіла та шляхом застосування реологічних методів дослідження дисперсних систем представлені значення абсолютної деформації та роботи яка здійснюється при руйнуванні зернини кукурудзи під дією прикладеного ударно-різального навантаження в аналітичній та графічній формі. Крім того, результати даних досліджень дозволяють встановити крайові значення пластичних та пружних абсолютних деформацій, що відбуваються в матеріалі, що є необхідною умовою для теоретичного обґрунтування закону подрібнення.

Ключові слова: подрібнення, зернина кукурудзи, відносна деформація, пластичність, крихкість, робота руйнування, удар, різання.

Постановка проблеми. Технологічний процес подрібнення застосовується в багатьох галузях народного господарства і потребує близько 10% електроенергії, що виробляється в усьому світі [1]. В технологічному процесі приготування кормів частка енерговитрат на подрібнення може становити близько 70 % [2]. Тому стає очевидним, що прибутковість та конкурентоспроможність галузі тваринництва в значній мірі залежать від енергетичної ефективності реалізації даної технологічної операції, а зниження енергоємності процесу є актуальною задачею.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В наш час, на тваринницьких фермах і комбікормових виробництвах для подрібнення зерна широкого застосування набули молоткові дробарки [3]. В даних технологічних машинах руйнування матеріалу відбувається внаслідок послідовного перебігу стадій: прикладання розподіленого навантаження плоскою гранню шарнірно-підвішеного молотка, виникнення в тілі різного роду деформацій та зростання напружень, досягнення граничних значень напружень та деформацій, розрив зв'язків атомів і молекул між собою [2].

У процесі дроблення відбуваються в основному крихке і пластичне руйнування. Для крихкого руйнування характерна незначна деформація матеріалу, причому після руйнування немає залишкових деформацій. Прикладена енергія витрачається на подолання сил взаємного зчеплення частинок тіла, тобто на утворення нової поверхні. Під час руйнування пластичних матеріалів енергія витрачається як на розрив структурних зв'яз-

ків, так і на значні пластичні деформації. Причому енергія, що витрачається на деформацію, перетворюється в теплоту.

Межа міцності матеріалу та гранична його деформація обумовлюється структурно-механічними характеристиками зерна та залежить від сорту, розмірів, густини, вологовмісту, температури тощо. Так, при збільшенні вологовмісту відбувається зменшення крихкості та межі міцності із одночасним зростанням пластичності та абсолютної деформації, яку зерно може сприймати до початку руйнування.

Подрібнення крихких матеріалів потребує значно менших витрат енергії порівняно з пластичними. Оскільки, як було вже зазначено, крихкість і пластичність ряду матеріалів визначаються їхнім фізичним станом, з енергетичного погляду доцільно подрібнювати матеріал у крихкому стані.

Як показує досвід, для виробництва кормів, переважно, використовують фуражне зерно із вологовмістом, що перевищує базисні кондиції. Це обумовлено, як матеріальними аспектами (ринкова вартість сирого зерна значно нижча) так і виробничими можливостями конкретного підприємства.

З метою зниження витрат, досить перспективним є впровадження машин для подрібнення зерна, що запропоновані Сергєєвим Н.С. [4], Абрамовим А.А. [5], Нанкою О.В. [6], принцип роботи яких базується на комбінуванні способів різання та сколювання. Перевагою такого комбінування є локальне надлишкове напруження поверхневих мікрооб'ємів у місцях прикладання навантажень. У процесі різання лезо ножа вклинюється в продукт і біля поверхні контакту створюється питомий тиск, достатній для руйнування тіла.

На базі лабораторії кафедри процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету було розроблено вібродискову дробарку (рис. 1), в якій при включенні електродвигуна 5 крутний момент через муфту 6, передається на кінематичний вал 7 з противагами 8, обертання якого призводить до створення комбінованого силового та моментного дисбалансу розміщеного на ньому ротора 9 з осями та дисковидними білами 10 [7].

Оброблювальний матеріал безперервно надходить через завантажувальну горловину 2 і подрібнюється внаслідок обертового та коливного руху дисковидних біл 10. Зі зменшенням розмірів частинок подрібнений матеріал під впливом відцентрових сил та знакозмінних навантажень через ситову поверхню зазнає інтенсивної класифікації: частинки рівні або менші діаметру отворів сита 4 вивантажуються через горловину 3, решта – на повторне подрібнення [7].

Таке поєднання способів подрібнення (удару і різання) надає змогу здійснювати обробку некондиційної сировини із високим показником вологовмісту при зменшенні енерговитрат на дану технологічну операцію, що було підтверджено результатами експериментальних досліджень.

Проте, незважаючи на загальне зменшення енергоємності, проведення подальших заходів з енергозбереження потребує більш глибокого теоретичного дослідження взаємодії матеріалу із ударним елементом технологічної машини.

Метою статті є теоретичне дослідження енергоємності процесу подрібнення матеріалу вібродисковою дробаркою при комбінуванні ударного та різального впливу шляхом визначення роботи руйнування окремої зернини.

Матеріали та методи дослідження. Наукові положення даної статті ґрунтуються на основі класичної теорії механічних коливань, теорії вібраційного подрібнення, механіки дисперсних середовищ, механіки твердого тіла, III теорії міцності.

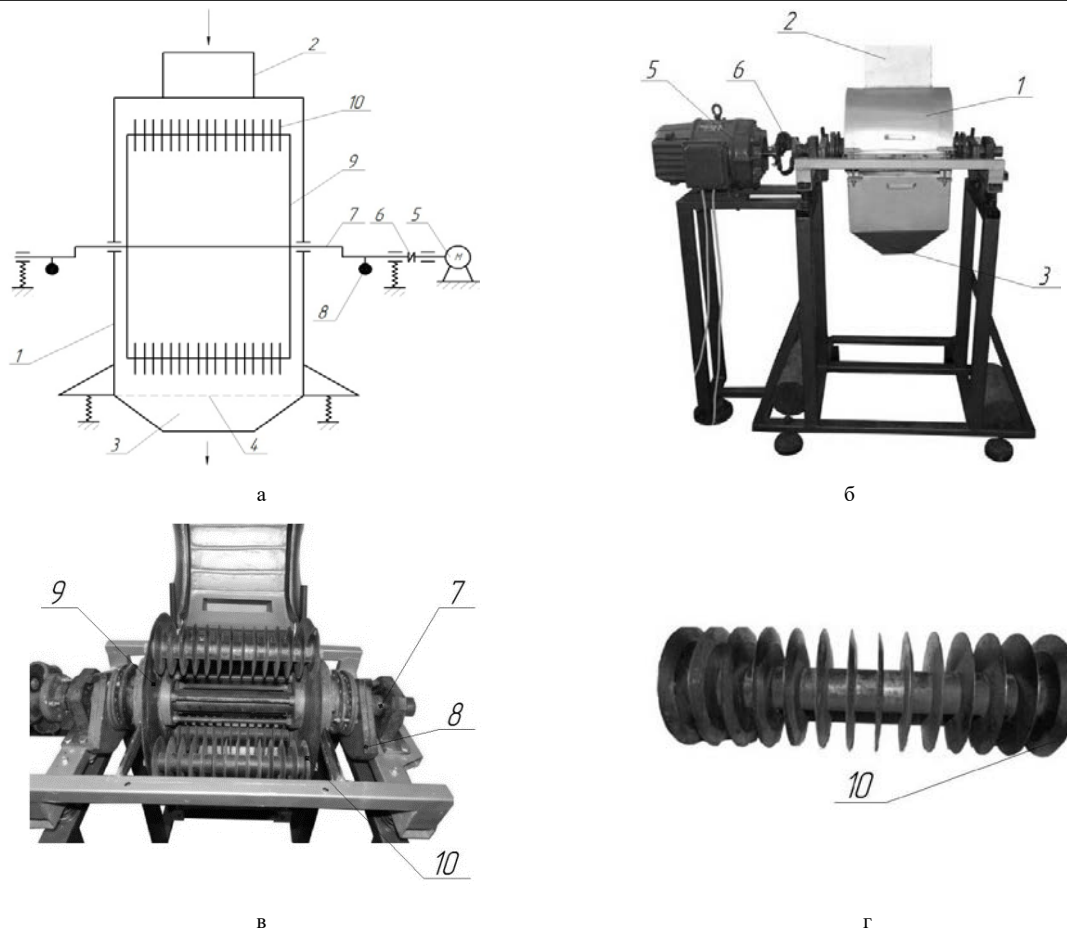


Рис. 1 – Вібродискова дробарка:
а) – принципова схема; б) – загальний вигляд; в) – виконавчий орган; г) – дискові біла;
1 – корпус; 2, 3 – завантажувальна та розвантажувальна горловина; 4 – сито; 5 – електродвигун;
6 – муфта еластична; 7 – вал кінематичний; 8 – противаги; 9 – ротор; 10 – біла дискові.

Для визначення значень пружної та пластичної деформацій тіла застосовувалися реологічні методи дослідження дисперсних систем. Для аналітичних досліджень та графічної інтерпретації результатів оцінки роботи руйнування зернини використовувалось програмне забезпечення Excel, MathCad 15.

Об'єкт технологічної дії (матеріал для дослідження) – зерно кукурудзи зубовидної. Об'єкт дослідження – енергоємність процесу руйнування окремої зернини в умовах ударно-різальної дії. Предмет дослідження – зміна структурно-механічних та фізико-механічних характеристики окремої зернини при взаємодії із ударним елементом дробарки.

Результати дослідження. Зерно кукурудзи є складним тілом, що представляє собою єдину цілу органічну сполуку різко різномірних за своєю структурою, фізичними властивостями, хімічним складом, абсолютною масою, біологічним призначенням анатомічних частин (зародка, ендосперму, зовнішніх і внутрішніх оболонок), та може бути представлено у вигляді пружно-в'язко-пластичного, колоїдного, капілярно-пористого тіла, що має білковий каркас, крохмальний наповнювач і целюлозну оболонку. Зважаючи на це, структурно-механічні характеристики, в загальному випадку, можуть бути представлені реологічною моделлю, що має послідовне з'єднання моделі ідеального тіла Максвелла (описує еластичну оболонку зерна, із зв'язаною вологою), паралельне з'єднання моделі ідеально-пружного тіла Гука з моделлю ідеально пластичного тіла Сен-Венана (описує поведінку мучнистого ендосперму, з пружно-пластичним крохмальним наповнювачем) і моделі тіла Кельвіна (описує поведінку пружного зародка, з молекулярною

вологою), тобто являє собою М-НStV-К тіло. Математичний опис поведінки запропонованої реологічної моделі під впливом прикладеного зусилля F досить повно відображений в опублікованих результатах попередніх досліджень [8].

Процес руйнування зерна ударним різанням складається з трьох послідовних фаз.

Перша фаза полягає в контакті зерна лезом, в результаті чого в ньому виникає напруження стиснення, що характеризується величиною його деформації.

Друга фаза настає, коли напруження стиснення досягає деякої граничної величини, обумовленої міцністю зерна, і проявляється в утворенні в ньому тріщини.

Третя фаза полягає в кінцевому руйнуванні цілісної структури [9].

Оскільки зерно кукурудзи являє собою агрегат окремих тіл неоднорідної будови, з яких одні мають меншу межу текучості, ніж інші. За умови прикладання до тіла деякого зусилля F , одні його частини піддаються тільки пружним деформаціям, а інші починають текти, з перебігом вони поступово звільняються від напружень і вони починають розподілятися на більш пружні частини зерна, отже, напруження в даних частинах зростає, а деформація поступово збільшується [10].

В результаті теоретичного дослідження реологічних характеристик зернини кукурудзи було отримано аналітичну залежність абсолютної деформації, що відбувається у М-НStV-К тілі:

$$\gamma = \left[\tau \left(\frac{e^{\frac{2\mu t}{\eta}} - 1}{2\mu} - \frac{e^{\frac{\mu t}{\eta}} - 1}{\mu} \right) \right]^{\frac{\mu t}{\eta}} \quad (1)$$

Як вже зазначалося, структурно-механічні показники матеріалу значно залежать від його вологовмісту. В таблиці 1 наведені значення реологічних коефіцієнтів для обраного матеріалу (зернини кукурудзи зубовидної) в залежності від вологості [11– 13].

Таблиця 1

Значення реологічних коефіцієнтів для зерна кукурудзи [8]

Вологовміст W , %	13-14	16-17	19-20	22-23	25-26
Модуль зсуву, μ (МПа)	8,61	5,07	3,05	2,43	2,25
Коефіцієнт в'язкості, η (МПа·с)	29,68	20,22	14,22	11,51	10,87
Межа міцності, $\tau_{гр}$ (МПа)	2,9	1,75	1,035	0,875	0,825

Абсолютна деформація, яка відбувається в зернині під дією прикладеного навантаження, може бути представлена у вигляді:

$$\Delta h = \gamma \cdot b, \quad (2)$$

де: γ – відносна деформація матеріалу; b – товщина зернини, м.

Теоретично робота руйнування однієї зернини в умовах ударно-різального навантаження може бути знайдена з допомогою залежності:

$$A^T = F \cdot \Delta h = F \cdot \gamma \cdot b, \quad (3)$$

де: F – навантаження, що прикладене до зернини, Н.

Оскільки, нормальні напруження, що виникають в зернині під дією прикладеного навантаження, можуть бути представлені у вигляді:

$$\sigma = \frac{F}{A}, \quad (4)$$

де A – площа поперечного перерізу зернини, м²;

Тоді:

$$F = \sigma \cdot A. \quad (5)$$

Враховуючи, що відповідно до III теорії міцності при одновісному навантаженні:

$$\tau_{\max} \approx \frac{\sigma}{2}, \quad (6)$$

$$\sigma = 2\tau_{\max}. \quad (7)$$

Підставивши вирази (1) і (7) в (3) отримаємо:

$$A^T = 2\tau_{\max} \cdot A \cdot \left[\tau_{\max} \cdot \left(\frac{e^{\frac{2\mu t}{\eta}} - 1}{2\mu} - \frac{e^{\frac{\mu t}{\eta}} - 1}{\mu} \right) \right]^{\frac{\mu t}{\eta}} \cdot b. \quad (8)$$

Для вирішення та графічної інтерпретації отриманих рівнянь (1) абсолютної деформації зернини кукурудзи під дією ударно-різального навантаження застосовувалось програмне середовище Excel, в результаті чого отримані графічні залежності (рис. 2).

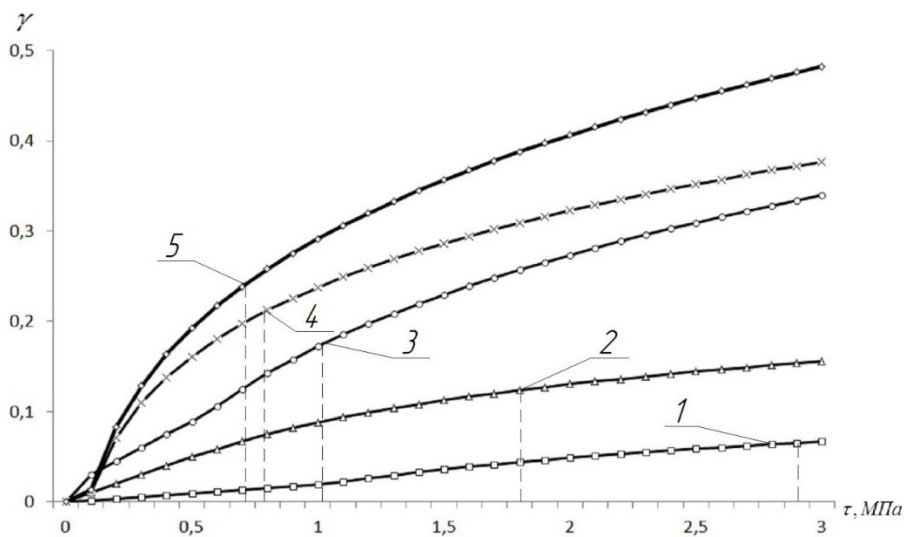


Рис. 2 – Залежність відносної деформації зернини кукурудзи від дотичних напружень при вологовмісті [8]:
 1 – W=13-14%; 2 – W=16-17%; 3 – W=19-20%; 4 – W=22-23%; 5 – W=25-26%. ----- – межа міцності матеріалу.

Аналітична та графічна інтерпретація рівняння (8), що характеризує теоретичну роботу руйнування зернини кукурудзи ударним елементом вібродискової дробарки здійснено в математичному середовищі MathCad 15 (рис. 3).

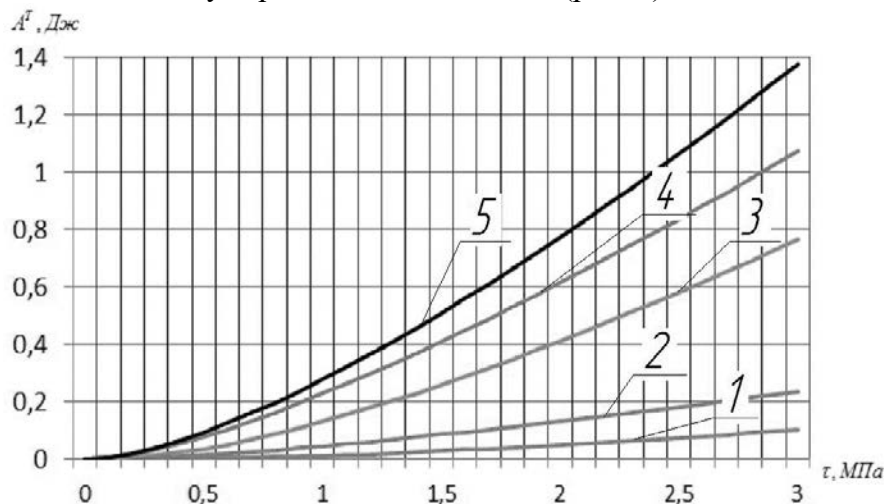


Рис. 3 – Залежність теоретичної роботи руйнування зернини кукурудзи від нормальних напружень при вологовмісті:
 1 – W=13-14%; 2 – W=16-17%; 3 – W=19-20%; 4 – W=22-23%; 5 – W=25-26%.

Було прийнято базу даних, до якої внесено значення: реологічних коефіцієнтів при різних показниках вологовмісту, усереднені геометричні характеристики зернини [14] та діапазон дотичних напружень $\tau = 0 \dots 6$ МПа.

Висновки. Характер кривих (рис. 2) дозволяє зробити припущення, що на початковому етапі прикладання навантаження до зернини, виникають переважно пружні деформації, що відображено у вигляді прямих ділянок на графіках (лінійні залежності, що наближено можуть бути описані за законом Гука). Наприклад, для зерна з вологовмістом $W=25-26$ % (крива № 5) в інтервалі дотичних напружень $\tau = 0 \dots 0,19$ МПа, спостерігається стрімке лінійне зростання відносної деформації до значення 0,08. При подальшому збільшенні ($\tau = 0,19 \dots 0,825$ МПа) форма деформаційної кривої дещо змінюється та набуває вигляду вітки параболи, що може свідчити про переважаючу пластичну деформацію, яка відбувається в зернині, аж до його руйнування при $\tau = 0,825$ МПа та відносної деформації 0,24.

При руйнуванні зернини, із показником вологовмісту 13-14 % (рис. 3) теоретична робота руйнування включає в себе роботу на подолання пружних та пластичних деформацій та становить 0,09 Дж, при більших значеннях вологовмісту, наприклад 25-26 % цей показник становить 0,195 Дж. Така різниця роботи руйнування виникає через розсіювання частини кінетичної енергії ударного диска в зернині внаслідок її пластичної деформації, та зумовлює необхідність проведення подальших досліджень направлених на збільшення енергоефективності процесу подрібнення.

Отримані результати структурно-механічних характеристик та теоретичної роботи руйнування зернини дають змогу оцінити крайові значення пластичних та пружних деформацій, що відбуваються в матеріалі, що є основою для подальшого дослідження динаміки процесу подрібнення зерна кукурудзи вібророторною дробаркою, зокрема встановлення залежності між дисперсністю матеріалу і витратою енергії на її досягнення.

Література:

1. Кудінов Є.С. Аналіз способів подрібнення зернових кормів стосовно їх енергоємності / Є.С. Кудінов, І.Г. Бойко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Серія: Технічні науки. – 2010. – № 95. – С. 5.
2. Нанка О.В. Напрямки підвищення ефективності процесу подрібнення зернових кормів / О.В. Нанка // Конструювання, виробництво, експлуатація сільськогосподарських машин. – 2015. – Вип.45, ч.ІІ. – С. 152-157.
3. Гвоздев О.В. Вдосконалення процесу подрібнення зерна / О.В. Гвоздев, Т.О. Шпиганович, О.В. Ялпачик // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – 2011. – № 11. – С. 143-150.
4. Сергеев С.Н. Центробежно-роторные измельчители фуражного зерна : автореф. дис. на соискание науч. степени док. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / С. Н. Сергеев. – Челябинск, 2008. – 42 с.
5. Абрамов А.А. Обоснование параметров и режимов работы измельчителя зерна скальвующего типа : автореф. дис. на соискание науч. степени канд. техн. наук: 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства» / А. А. Абрамов. – Ростов-на-Дону, 2006. – 20 с.
6. Нанка О.В. Шляхи зниження енергоємності подрібнення зернових кормів та підвищення якості подрібнення [Текст] / О.В. Нанка, І.Г. Бойко // Технологія виробництва і переробки продукції тваринництва. Збірник наукових праць БНАУ. – Біла Церква: БНАУ, 2012. – Вип. 7. – С. 55-58.
7. Паламарчук І.П. Розробка конструктивно-технологічної схеми вібророторної дробарки / І.П. Паламарчук, В.П. Янович, І.М. Купчук, І.В. Соломко // Вібрації в техніці та технологіях. – 2013. – № 1 (69). – С. 125-129

8. Паламарчук І.П. Дослідження реологічних характеристик зернової крохмалевмісної сировини спиртового виробництва / І.П. Паламарчук, В.П. Янович, І.М. Купчук // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2016. – №3 (95). – С. 130-134.
9. Мачихин Ю. А. Инженерная реология пищевых материалов / Ю. А. Мачихин, С. А. Мачихин. – М. : Легкая и пищевая промышленность, 1981. – 216 с.
10. Кузнецов О. А. Реология пищевых масс : учеб. пособие / Кузнецов О. А., Волошин Е. В., Сагитов Р. Ф. – Оренбург : ГОУ ОГУ, 2005. – 106 с.
11. Зверьев С. В. Физические свойства зерна и продуктов его переработки / С. В. Зверьев, Н. С. Зверьева. – М. : ДеЛи принт, 2007. – 176 с.
12. Овчинников П. Ф. Структурно-механические характеристики пищевых продуктов / П. Ф. Овчинников. – М. : Лёгкая и пищевая промышленность, 1982. – 296 с.
13. Реометрия пищевого сырья и продуктов : справочник / под. ред. Ю. А. Мачихина. – М.: Агропромиздат, 1990.
14. Паламарчук І.П. Дослідження фізико-механічних властивостей зернової крохмаловмісної сировини як об'єкта технологічної дії спиртового виробництва / І.П. Паламарчук, В.П. Янович, І.М. Купчук // Техніка, енергетика, транспорт АПК. – 2016. – №3(95). – С. 126-129.

Summary

Kupchuk I.M. Research the grain grinding process by disc-type percussion instrument

One of the most energy-intensive operations used in feed technology for livestock is grinding. Therefore, scientific research aimed at minimizing the consumption of energy resources by technological machines - crushers and increasing the energy efficiency of the process in general is an urgent task.

When grinding grain with a moisture content index above the basic condition, there is a low efficiency of the method of crushing by impact due to the increased plasticity of the material and an increase in the value of the relative deformation that the grain can perceive before fracture. Partial solution of this problem is possible by combining the method of cutting and impact, which formed the basis of a technical solution implemented in the scientific laboratory of the Vinnitsa National Agrarian University, where the design was developed and experimental tests of the vibration disc-type crusher were carried out.

Further improvement of the energy efficiency of the technological operation of grain milling requires the implementation of theoretical studies the dynamics of the process, and the determination of the minimum amount of energy required for destruction. The article, based on the laws of mechanics of solids and by application in rheological methods of research topics are dispersed amplifying the absolute value of deformation and destruction carried out in the maize corn under the action of the applied shock-cutting load in analytical and graphic form.

In addition, the results of these studies allow us to establish the boundary values of plastic and elastic absolute deformations occurring in the material, which is a prerequisite for the theoretical substantiation of the law of grinding.

Keywords: *crushing, corn grain, relative deformation, plasticity, fragility, destruction work, impact, cutting.*

References

1. Kudinov Ye.S. Analiz sposobiv podtribnennya zernovy`x kormiv stosovno yix energoyemnosti / Ye.S. Kudinov, I.G. Bojko // Visny`k Xarkivs`kogo nacional`nogo texnichnogo universy`tetu sil`s`kogo gospodarstva imeni Petra Vasy`lenka. Seriya: Texnichni nauky`. – 2010. – № 95. – S. 5.

2. Nanka O.V. Napryamky` pidvy`shhennya efekty`vnosti procesu podribnennya zernovy`x kormiv / O.V. Nanka // Konstruyuvannya, vy`robny`chtvo, ekspluatsiya sil`s`kogospodars`ky`x mashyn. – 2015. – Vy`p.45, ch. II. – С. 152-157.
3. Gvozdyev O.V. Vdoskonalennya procesu podribnennya zerna / O.V. Gvozdyev, T.O. Shpy`ganovy`ch, O.V. Yalpachy`k // Zbirny`k naukovy`x pracz` Vinny`cz`kogo nacional`nogo agrarnogo universy`tetu. Seriya: Texnichni nauky`. – 2011. – № 11. – S. 143-150.
4. Sergeev S.N. Centrobezhno-rotornyye y`zmel`chy`tely` furazhnogo zerna: avtoref. dy`s. na soy`skany`e nauch. stepeny` dok. texn. nauk: 05.20.01 «Mexany`zacy`ya sel`skoxozyajstvennogo proy`zvodstva» / S. N. Sergeev. – Chelyaby`nsk, 2008. – 42 s.
5. Abramov A.A. Obosnovany`e parametrov y` rezhy`mov raboty y`zmel`chy`telya zerna skalывayushhego ty`pa: avtoref. dy`s. na soy`skany`e nauch. stepeny` kand. texn. nauk: 05.20.01 «Mexany`zacy`ya sel`skoxozyajstvennogo proy`zvodstva» / A. A. Abramov. – Rostov-na-Donu, 2006. – 20 s.
6. Nanka O.V. Shlyaxy` zny`zhennya energoyemnosti podribnennya zernovy`x kormiv ta pidvy`shhennya yakosti podribnennya [Tekst] / O.V. Nanka, I.G. Bojko // Texnologiya vy`robny`chtva i pererobky` produkciyi tvary`nny`chtva. Zbirny`k naukovy`x pracz` BNAU. – Bila Cerkva: BNAU, 2012. – Vy`p. 7. – S. 55-58.
7. Palamarchuk I.P. Rozrobka konstrukty`vno-texnologichnoyi sxemy` vibrorotornoyi drobarky` / I.P. Palamarchuk, V.P. Yanovy`ch, I.M. Kupchuk, I.V. Solomko // Vibraciyi v texnici ta texnologiyax. – 2013. – № 1 (69). – S. 125-129.
8. Palamarchuk I.P. Doslidzhennya reologichny`x xaraktery`sty`k zernovoyi kroxmalemisnoyi sy`rovy`ny` spy`rtovogo vy`robny`chtva / I.P. Palamarchuk, V.P. Yanovy`ch, I.M. Kupchuk // Texnika, energety`ka, transport APK. – 2016. – № 3 (95). – S. 130-134.
9. Machihin YU. A. Inzhenernaya reologiya pishchevyh materialov / YU. A. Machihin, S. A. Machihin. – M.: Legkaya i pishchevaya promyshlennost', 1981. – 216 s.
10. Kuznecov O. A. Reologiya pishchevyh mass: ucheb. posobie / Kuznecov O. A., Voloshin E. V., Sagitov R. F. – Orenburg: GOU OGU, 2005. – 106 s.
11. Zver'ev S. V. Fizicheskie svoystva zerna i produktov ego pererabotki / S. V. Zver'ev, N. S. Zver'eva. – M.: DeLi print, 2007. – 176 s.
12. Ovchinnikov P. F. Strukturno-mekhanicheskie harakteristiki pishchevyh produktov / P. F. Ovchinnikov. – M.: Lyogkaya i pishchevaya promyshlennost', 1982. – 296 s.
13. Reometriya pishchevogo syr'ya i produktov: cpravochnik / pod. red. YU. A. Machihina. – M.: Agropromizdat, 1990.
14. Palamarchuk I.P. Doslidzhennya fizy`ko-mexanichny`x vlasty`vostej zernovoyi kroxmalemisnoyi sy`rovy`ny` yak ob'yekta texnologichnoyi diyi spy`rtovogo vy`robny`chtva / I.P. Palamarchuk, V.P. Yanovy`ch, I.M. Kupchuk // Texnika, energety`ka, transport APK. – 2016. – № (95). – S. 126-129.

Скобло Т.С.,
Сидашенко А.И.,
Рыбалко И.Н.,
Марченко А.Ю.,
Тихонов А.В.

Харьковский национальный
технический университет сельского
хозяйства имени П. Василенко,
г. Харьков, Украина,
E-mail: kafedraTSRP@i.ua

ОЦЕНКА СТЕПЕНИ ДЕГРАДАЦИИ МЕТАЛЛА ИЗДЕЛИЙ В ПРОЦЕССЕ ЭКСПЛУАТАЦИИ

УДК 539.422.24:004.94; 621.317.42

Предложен способ оценки деградационного состояния изделия в период его жизненного цикла в различные периоды эксплуатации для своевременного установления и прогнозирования характера структурных изменений, которые соответствуют границе их предразрушения и характеризуется появлением зон с коэрцитивной силой по уровню ниже исходного. Выполнено моделирование деградационных процессов, связанных с развитием возникающих напряжений и структурными изменениями.

Ключевые слова: деградация, растяжение, коэрцитивная сила, структура, напряжение, упрочнение, разупрочнение, периоды эксплуатации.

Вступление. Для оценки напряженно-деформированного состояния в условиях эксплуатации применяют различные методы [1]:

- натурные наблюдения и съемки пространственного положения, например, трубопроводов с последующей аналитической оценкой его напряженно-деформированного состояния (НДС);

- определение уровня действующих напряжений в стенках изделий, работающих под давлением, методами и средствами неразрушающего контроля (магнитный, акустический, вихретоковый и др.);

- натурные методы тензометрирования, выполняемые в процессе эксплуатации.

К основным методам неразрушающего контроля можно отнести: магнитные, акустические методы контроля, контроль методами вихревым током и просвечиванием.

Постановка проблемы. Целью исследования являлось проведение анализа и обобщение выполненных разработок по использованию эффективного способа и определению показаний изменений структурной деградации металлических изделий из углеродистых сплавов в период их жизненного цикла в эксплуатации.

Результаты исследований. С помощью акустических методов в заготовках и изделиях, изготовленных практически из любых материалов, можно обнаруживать поверхностные и внутренние дефекты, представляющие собой нарушение сплошности, неоднородность структуры, зоны поражения межкристаллитной коррозией, дефекты склейки, пайки, сварки и т. п. Акустические методы позволяют измерять геометрические параметры, например, толщину при одностороннем доступе к изделию, а также физико-механические свойства материалов без их разрушения при предварительном установлении браковочных норм параметров.

В последнее время эти методы успешно используют для изучения кинетики начальной стадии разрушения образцов и изделий при усталостных испытаниях, что отражено в работах [2 – 4].

Важным преимуществом акустических методов является возможность применения для контроля элементов конструкций в условиях эксплуатации без их демонтажа, особенно в тех случаях, когда требуется обеспечить надежную работу дорогостоящих и уникальных объектов, а также машин и конструкций ответственного назначения.

К преимуществам контроля акустическими методами относятся:

- высокая чувствительность, позволяющая выявлять мелкие дефекты;
- большая проникающая способность для обнаружения внутренних дефекты в крупногабаритных изделиях;
- возможность определения места и размера дефекта;
- мгновенная индикация дефектов при автоматизированном контроле;
- возможность контроля при одностороннем доступе к изделию;
- простота и высокая производительность контроля;
- полная безопасность работы оператора и окружающего персонала.

К недостаткам акустических методов относятся необходимость разработки специальных методик контроля деталей отдельных типов, и их высокая частота обработки поверхности, наличие мертвых зон, снижающих эффективность контроля.

При контроле методами вихревых токов (МВТ) в работах [2, 3] используют зависимость амплитуды, фазы, траекторий, переходных характеристик и спектра частот токов, возбуждаемых в изделии, от его формы и размеров, физико-механических свойств и сплошности материала, расстояния до датчика, частоты и скорости перемещений, в том числе вибрации.

К особенностям МВТ относятся:

- возможность проверки большого числа параметров изделия;
- возможность оценки качества отдельных слоев материала небольшой толщины;
- большая скорость и незначительная трудоемкость контроля;
- сравнительная простота реализации дистанционного контроля деталей, установленных в малодоступных местах машин;
- возможность измерения толщины листа, стенки труб и деталей при одностороннем доступе;
- использование электрической природы сигнала, его быстрдействие, что позволяет легко автоматизировать контроль;
- возможность контроля быстро движущихся изделий.

Методы просвечивания оптически непрозрачных объектов основаны на законе ослабления интенсивности излучения, проходящего через контролируемый объект. Интенсивность излучения меняется в зависимости от плотности материала и толщины измеряемого объекта.

По результатам измерения интенсивности излучения определяют наличие в нем дефектов (раковин, включений и т. д.).

Магнитные методы контроля основаны на регистрации магнитных полей рассеяния, возникающих над дефектами, или на определении магнитных показателей контролируемых изделий. Магнитные методы контроля классифицируют по способам регистрации магнитных полей рассеяния, которые позволяют определять свойства.

Для выявления дефектов типа нарушений сплошности металла в ферромагнитных изделиях применяют методы, подробно изложенные в работе [2].

Кроме обнаружения дефектов типа несплошностей материала (трещин, волосяных, закатов, флокенов и др.), магнитные методы позволяют решать задачи исследования структуры, определять качество термообработки деталей, наличие и количество остаточного аустенита, магнитную анизотропию, контролировать процесс распада твердого раствора и дисперсионного твердения, определять механические характеристики ферромагнитных сталей и чугунов по изменению их характеристик, а также контролировать толщину цементованного или азотированного слоев и закаленного поверхностного.

Одним из способов неразрушающего магнитного контроля качества является измерение коэрцитивной силы. Некоторые авторы считают, что уменьшение коэрцитивной

силы в процессе эксплуатации, свидетельствует о изменении напряжённого состояния. На самом же деле – это в большей степени свидетельствует о деградации металла.

Наиболее распространенными методами оценки состояния металла изделий в эксплуатации являются разрушающие, при которых используют контроль на образцах, отбираемых от них для металлографического анализа [5], но такие методы невозможно использовать при диагностировании структурного состояния в период жизненного цикла изделий.

Используют и неразрушающий метод контроля, например, ультразвуковой, который позволяет выявить лишь дефекты. Наиболее эффективным методом для измерений, является магнитный с оценкой коэрцитивной силы. Он позволяет определить уровень показателя для качественного металла и зоны с отклонениями по структурным изменениям и напряжениям, возникающим в металле при эксплуатации изделий.

Используют способ оценки качества и свойств изделий неразрушающим методом по коэрцитивной силе [6], который предусматривает определение магнитной анизотропии. Предварительную оценку влияния пластической деформации на деградацию структуры можно получить по анализу образцов на растяжение путём совмещения методов микрорентгеноспектрального исследования с оценкой показаний магнитной характеристики различных зон, сразу после испытаний. При этом материал (марка) образца должен соответствовать используемому в эксплуатации изделию или непосредственно на нем после отказа в эксплуатации [7]. Способ оценки моделированием заключается в поэтапном анализе изменения степени деформации при растяжении стандартного плоского образца. При этом, на каждом этапе увеличивают уровень деформации нагрузкой до 5 кН и доводят образец до стадии развития пластических деформаций. После каждого этапа нагрузки деформирование прекращают и осуществляют измерения коэрцитивной силы с определением показателей в продольном и поперечном направлениях, а также оценивают степень анизотропии (α) коэрцитивной силы соотношением:

$$\alpha = \frac{H_{\perp}}{H_{\parallel}}, \quad (1)$$

где H_{\perp} , H_{\parallel} – поперечные и продольные значения коэрцитивной силы соответственно.

Недостатком этого способа может быть невозможность его использования на изделиях, работающих в промышленных условиях, где действуют различные факторы, одновременно влияющие на степень деградации металла. Поэтому прогнозирование состояния изделия, согласно модельных образцов не всегда позволяет надежно оценивать его состояние в эксплуатации, а только позволяет получить представление о возможных деградационных процессах.

Метод не может использоваться для изделий (трубопроводов, бурильного оборудования), в которых форма поверхности отличается в продольном и поперечном направлениях в зонах измерений.

Известен способ оценки степени деградации металла из малоуглеродистых сталей [8], который базируется на исследованиях установления влияния холодного пластического деформирования на образцах при растяжении в комплексе с методами оценки микрорентгеноспектрального анализа и математического описания структурных изменений на уровень коэрцитивной силы. Недостатком применения такого метода является то, что он не учитывает одновременное воздействие уровня пластического деформирования (растяжение, сжатие) и структурные изменения, которые происходят вместе лишь в эксплуатации.

Выявлен способ оценки напряженного состояния изделий при деформации титанового сплава [9], включающий нагрузку изделия растущими растягивающими напряже-

ниями с увеличением её степени и шагом 20-50 МПа, фиксацией изменения коэрцитивной силы, снижающейся на 20-30% от начальных значений. Полученные показатели соответствуют границе, за которой происходит разрушение.

Этот метод эффективен для квазигомогенного сплава и не может в полном объеме быть использован для низкоуглеродистых сталей с гетерогенной феррито-перлитной структурой, так как при увеличении нагрузки такие структурные составляющие в разные периоды эксплуатации отличаются упрочнением и разупрочнением. Кроме того, в процессе специфических условий эксплуатации деформация в изделиях сопровождается различными структурными изменениями даже в низкоуглеродистой стали: разрушается цементит перлита, измельчаются зерна, имеют место развитие диффузионных процессов. Для получения достоверной информации о развитии деградационных явлений в низкоуглеродистой стали 20 и изменениях показаний магнитной характеристики в процессе эксплуатации резервуаров, работающих под высоким давлением, провели измерения в течение длительного периода их эксплуатации. Одновременно оценивали деградационные изменения в такой стали на различном расстоянии от места разрыва в плоском образце из такой же стали при испытаниях на растяжение. По количеству подобных показаний [8, 9] в исследованиях его приняли за базовый вариант.

Для оценки состояния металла изделий при эксплуатации в данной работе проводили статистические измерения коэрцитивной силы [10], которые характеризуются структурными изменениями в разные периоды жизненного цикла и могут быть разделены на три стадии деградации.

На первом начальном этапе изменений (рис. 1, а), происходящих при эксплуатации, они характеризуются упрочнением структурных составляющих металла и существенным разбросом показателей коэрцитивной силы (от 6 до 40%) относительно исходного состояния и это соответствует высокому уровню достигаемых напряжений.

Второй этап изменений в эксплуатации (рис. 1, б) отличается формированием зон изменения, в которых имеет место как повышение уровня коэрцитивной силы (соответствует упрочнению), так и - её снижение (соответствует разупрочнению). При этом разброс показателей H_c имеет смешанный характер и изменяется от 10 до 15%).

Третий этап изменений при эксплуатации (рис. 1, в) отличается тем, что в данном периоде изделие находится на границе разрушения и имеет лишь единичные зоны упрочнения, а основные - разупрочнения. В такой период эксплуатации разброс показаний коэрцитивной силы является более узким (составляет лишь 3-8%), и значения по уровню существенно ниже состояния, достигнутого в первом периоде эксплуатации.

Такие данные получены на основе статистических исследований аппаратов колонного типа, используемых в химическом производстве из низкоуглеродистых сталей, базировались на измерениях коэрцитивной силы при продольном направлении установления магнитного преобразователя (характеризует наибольшую зону его контакта с измеряемым объектом) при контроле в одинаковых зонах изделий, за которыми наблюдали в течении периода 6 лет эксплуатации.

В процессе эксплуатации структура аппаратов колонного типа подвергается деградации за счет действия напряжений (деформация во время заполнения) и воздействия коррозионной среды. При этом, важно установить вклад вносят напряжения.

Влияние пластической деформации изучали моделированием растяжения разрывных образцах с оценкой особенностей изменения свойств и структуры в Стале 20пс.

Известно, что холодная пластическая деформация сопровождается образованием новых дислокаций, дроблением зерен (формированием субзерен), возникновением неоднородности структуры [11].

Установлювали впливання холодної пластическої деформації (растяження) на значительное изменение уровня коэрцитивной силы с применением микрорентгеноспектрального анализа и оптико-математического описания структурных изменений.

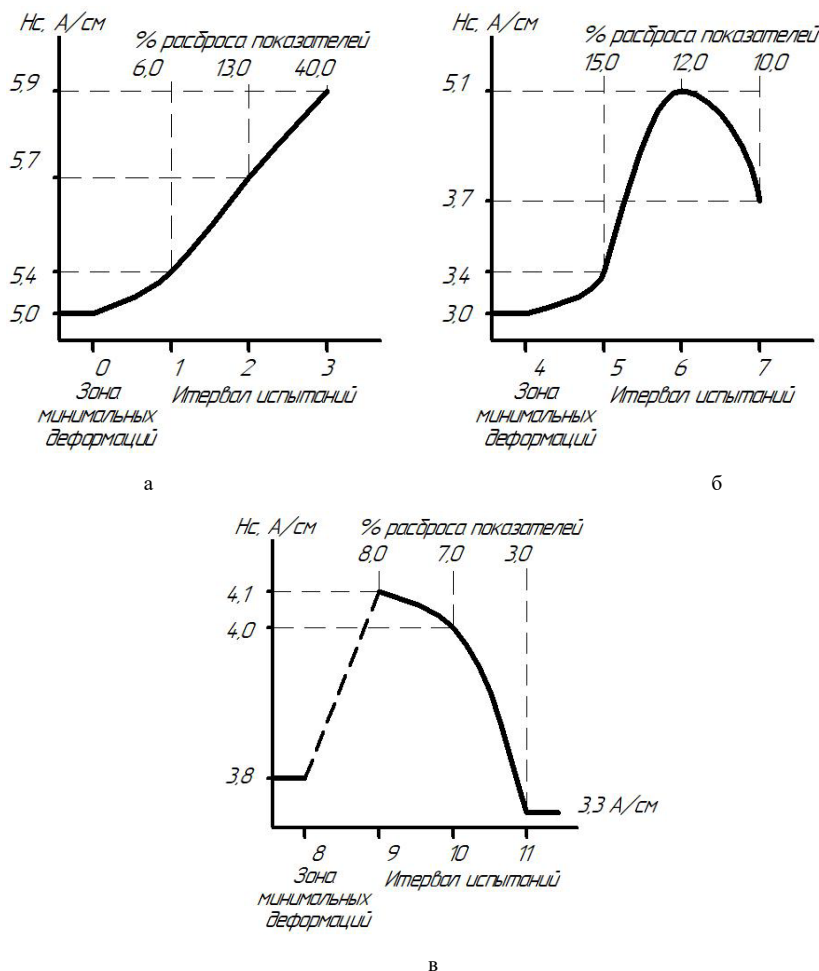


Рис. 1 – Изменение уровня коэрцитивной силы в процессе эксплуатации

Исследования проводили по ранее разработанной методике оптико-математического описания структуры, основанной на гидродинамических аналогиях, с применением уравнений Навье-Стокса, происходящих при формировании фаз (диффузионный процесс и изменение плотности, описываемых структур по абсолютным величинам конечно-разностных лапласиана и дивергенции). Это подробно изложено в работах [12-15].

В результате оценки рассчитывали гистограммы по одиннадцати группам условных цветов (в %), отличающихся содержанием компонентов. Феррит описывали темным цветом, а насыщенный углеродом – различными оттенками темно-серого, карбиды – оттенками белого. При этом насыщенность углеродом исследуемой области увеличивается от меньшего к большему номеру цвета: условные цвета 0, 7, 8, 73, 82, 91- отнесены к ферриту; 164, 246, 247 и 255 - к карбидной фазе [14].

Микрорентгеноспектральный анализ структурных составляющих проводили на электронном микроскопе-микроанализаторе JEOL JSM-6390LV при увеличениях 500-10000 крат и в растровом электронном микроскопе JSM-820 Link "JEOL" с системой рентгеновского микроанализа Link AN10/85S "Link Analytical".

При электрономикроскопическом анализе обнаружены зоны экструзии на поверхности (рис. 2), сформированные в результате пластической деформации, как в исходном состоянии (при прокатке), так и в деформированном образце [15].

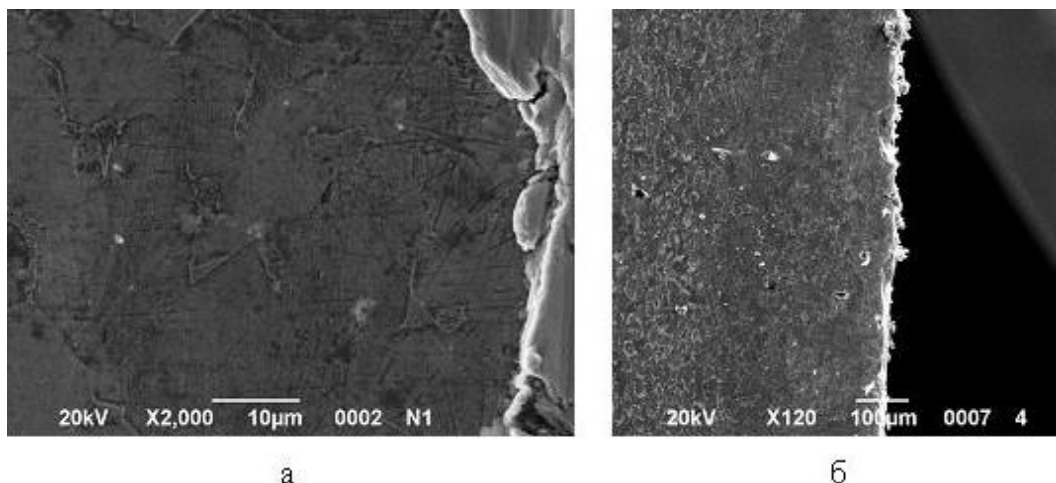


Рис. 2 – Структура металу на поверхні зразка:
 а) вихідний; б) після деформації

Детально досліджена структура поверхні таких зон і - прилеглих до них, методом мікрорентгеноспектрального аналізу (рис. 3). Встановлено дві відмінні області в зоні екструзії: перша (спектр 10, рис. 3, а і спектр 1, рис. 3, б) - з підвищеною концентрацією С (36,44 і 38,13%), О (12,58 і 26,16%) і одночасно зниженою долей Fe (49,38 і 25,14% відповідно). Крім того, в цій зоні виявлено і невелике кількість Na (1,06 і 0,92%), Si (0,22 і 2,75%), в спектрі 10: Mn (0,32%), в спектрі 1: Zn (2,11%), Al (0,6%), Cl і Ca (1,02% кожного), Cr (0,59%), K (0,93%) і S (0,55%). Наблюдаемое (см. рис. 3, а і б), пояснюється дифузійною елементів в результаті пластичної деформації, а також видавлюванням твердих неметалічних включень до краю зразка (в частині, збільшення кремнію в зоні екструзії після деформації ~ в 3 рази вище і значительное понижение его концентрации в перлите). Друга область (спектр 2, см. рис. 3, б) - належить окислам кремнію – SiO₂ (круглі мікрочастиці, розміром 4-6 мкм, які не деформуються в процесі прокатки (см. рис. 3) і видавлюються на поверхню при умові їх розташування у поверхні при розтягненні). Вони містять 57,41% О з мінімальною долей заліза (1,27%). Електронномікроскопічна картина виявила, що такі зерна окаймлені прошлойками ферритної складової.

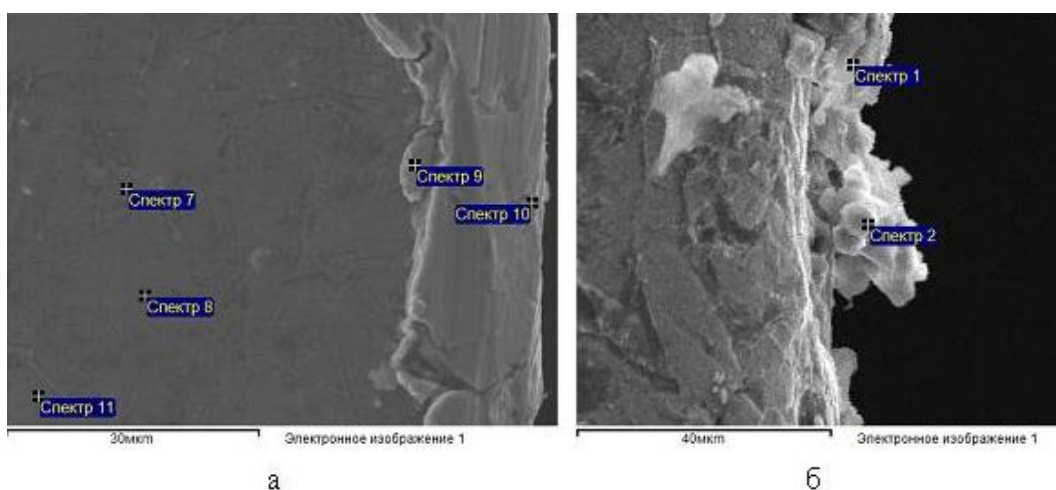


Рис. 3 – Мікроструктура на поверхні зразків:
 а) вихідний; б) після деформації

В исходном образце (после прокатки) исследованы приповерхностные зоны (спектры 7,8,9,11, см. рис. 3, а). Содержание углерода в этих зонах составляет 16,25-20,49%, железа 79,09-83,17%, марганца 0,42-0,58%. Очевидно, что в них есть доля цементита, образовавшегося у поверхности образца в результате деформации в процессе горячей прокатки листа.

Для определения формируемых фаз было выполнено оптико-математическое описание структуры [12].

Рассчитаны гистограммы в выделенных областях фотографий (рис. 4, 5). Гистограммы строились по описанному ранее варианту цветов (не кратных 17). В сумме получается 100%. Всего было проанализировано 17 выделенных областей фотографий (табл. 1).

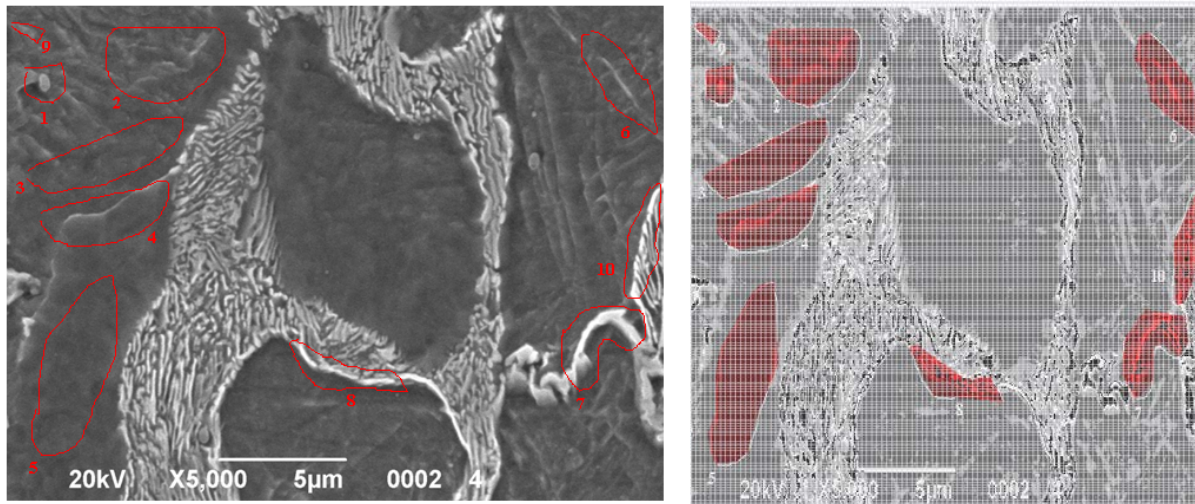


Рис. 4 – Анализируемая микроструктура Стали 20пс после прокатки

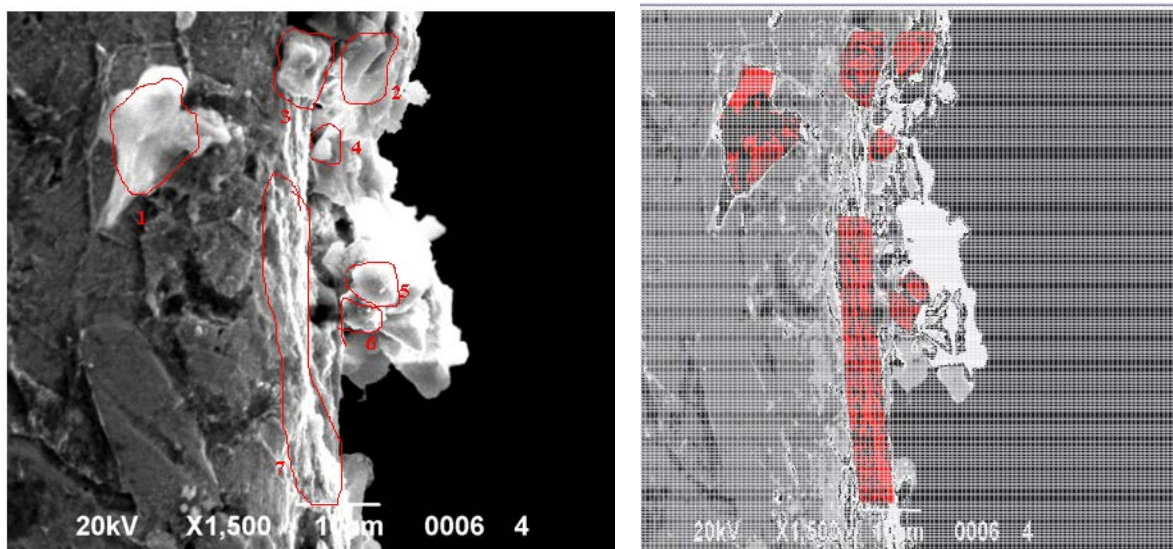


Рис. 5 – Анализируемая микроструктура Стали 20пс после деформации

Установлено уменьшение доли перлитной составляющей и разрушение в ней цементитных пластин в деформированном образце, что связано с их дроблением. При этом, граница зерен перлита выявляется размытой, хотя рельеф ее пластин сохраняется. Структура перлита и феррита после деформации при циклическом растяжении имеет близкую концентрацию углерода (~ на 10% большую в феррите). Полученный результат можно объяснить диффузией освобожденных атомов углерода по дислокационным стенкам и

поглощение их дислокациями у границ зерен, а также образованием фуллереновых комплексов с железом. В результате образуется пересыщенная фаза, которая является промежуточной (переходной) между ферритом и цементитом и, в ряде случаев, по концентрации углерода близка к аустениту.

Таблица 1

Распределение цветов (оттенков) фаз, % в Стали 20пс

0	8	9	73	82	92	155	164	246	247	255	Фото- графия	Выделен. область
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11		
00.0	01.1	00.0	00.2	18.5	29.4	18.0	20.1	00.0	07.9	04.8	рис. 4	1.а
00.0	00.0	00.0	00.0	09.9	57.0	23.7	06.6	00.0	00.4	02.5	рис. 4	2.а
00.0	00.0	00.0	00.0	16.3	73.8	07.3	00.2	00.0	00.0	02.5	рис. 4	3.а
00.0	00.1	00.0	00.0	09.7	66.6	12.8	06.0	00.0	01.4	03.4	рис. 4	4.а
00.0	00.0	00.0	00.0	29.0	65.9	02.0	00.0	00.0	00.0	03.1	рис. 4	5.а
00.0	00.0	00.0	00.0	05.1	59.3	23.1	05.6	00.0	01.4	05.5	рис. 4	6.а
00.0	07.8	05.9	00.0	15.0	26.6	12.1	08.9	09.1	04.7	09.9	рис. 4	7.а
00.0	13.9	03.7	00.0	21.8	11.6	06.9	16.3	05.1	11.4	09.2	рис. 4	8.а
00.0	00.0	00.0	00.0	00.9	14.6	26.9	43.9	00.0	00.0	13.7	рис. 4	9.а
00.0	16.7	04.9	00.0	01.3	08.2	21.6	16.1	06.4	13.3	11.6	рис. 4	10.а
00.0	42.6	13.0	00.4	02.4	01.8	02.0	03.9	09.4	10.2	14.1	рис. 5	1.а
00.1	15.5	01.0	00.9	05.9	08.4	13.7	28.1	00.2	21.4	04.9	рис. 5	2.а
02.3	26.9	06.9	03.4	05.5	03.6	05.4	15.3	05.5	19.9	05.5	рис. 5	3.а
02.2	16.3	11.4	02.6	03.2	02.4	03.4	19.5	18.9	10.6	09.4	рис. 5	4.а
00.0	30.8	14.1	00.0	01.3	00.2	00.0	21.9	10.4	21.0	00.2	рис. 5	5.а
00.0	15.9	04.4	00.6	10.5	12.3	10.0	18.1	03.9	11.6	12.7	рис. 5	6.а
00.6	20.7	07.6	00.3	01.6	03.0	03.7	15.3	11.9	13.6	21.7	рис. 5	7.а

Одновременно фиксировали изменения показателей по коэрцитивной силе, которые соответствовали зонам упрочнения, разупрочнения, начала деградации металла (соответствует разрушению цементита перлита и началу диффузии углерода), границе предразрушения (сопровождается интенсивной диффузией углерода). Все эти этапы и типы изменений возможно контролировать методом локального спектрального анализа, оптико-математическим описанием фазового состава и показаниями изменений коэрцитивной силы.

Выводы. Предложен способ, который позволяет надежно эксплуатировать изделия путем оценки их состояния в период всего жизненного цикла и своевременно устанавливать, и прогнозировать характер изменений, который соответствует границе их предразрушения и появлением зон с коэрцитивной силой по уровню ниже исходного (для данного периода эксплуатации).

Разработка относится к технологическим процессам контроля состояния изделий из углеродистых сталей неразрушающим методом по коэрцитивной силе и может использоваться при эксплуатации резервуаров, трубопроводов, бурильного оборудования (при доступе в процессе ремонтных работ), которые отличаются толщиной стенок и диаметром. При этом возможно фиксировать степень деградации металла, происходящей под действием напряжений и структурных изменений металла.

Литература:

1. Рудаченко А.В. Исследования напряженно-деформированного состояния трубопроводов: учебное пособие / А.В. Рудаченко, А.Л. Саруев // Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2011. – 136 с.

2. Брук Н.В. Неразрушающий контроль в судостроении и судоремонте. / М. В. Брук, Н. К. Лопырев; Под общ. ред. д-ра техн. наук, проф. Н. К. Лопырева. - Москва: Транспорт, 1973. - 158 с.
3. Выборнов Б.И. Ультразвуковая дефектоскопия. / Б.И. Выборнов – М.: Металлургия, 1974. – 240 с.
4. Гольденвейзер А.Л. Теория упругих тонких оболочек. / А.Л. Гольденвейзер – М.: Гостехиздат, 1953. – 544 с.
5. ГОСТ 30415-96. Сталь. Неразрушающий контроль механических свойств и микроструктуры металлопродукции магнитным методом. – Введ. 01.01.1998 – Минск: Межгос. Совет по стандартизации, метрологии и сертификации; Москва: Изд-во стандартов, 1997. – 16 с.
6. Применение магнитного метода для определения напряженного состояния стальных конструкций / Р.В. Агинский, Ю.А. Теплинский, А.С. Кузьбожев, Н.П. Богданов // Вестник Самарского государственного технического университета. - 2004. - №27. - С. 95-97.
7. Прочность и коэрцитивная сила конструкционной стали, подвергнутой равноканальному Угловому прессованию / А.М. Иванов, А. М. Горохов, Н.Д. Петрова, Е.С. Лукин // Институт физико-технических проблем Севера СО РАН. - Якутск: Логос, 2004. – 276 с.
8. Оценка структурообразования при деформации малоуглеродистых сталей / Т.С. Скобло, Я. Безлюдько, А.И. Сидашенко, А.Ю. Клочко, Е.Л. Белкин, А.Ю. Марченко // Сталь. - 2014. №9. - С. 65-70.
9. Патент №80529 Украина, МПК G01B7/24 (2006.01), G01N3/08 (2006.01) Способ оценки качества изделий при деформации / Т.С. Скобло, А.И. Листопад, Е.А. Сатановский, В.К. Лобанов, А.К. Олейник, Г.Я. Безлюдько; заявитель и патенто держатель ХНТУСХ им. П. Василенко, Т.С. Скобло, А.И. Листопад. - №u201208052, заявл. 02.07.2012г.; опубл. 10.06.2013г., Бюл. № 11.
10. Патент №95287 Україна, МПК G01B 7/24 (2006.01) G01N 3/08 (2006.01). Спосіб оцінки ступеню деградації металу виробів в процесі експлуатації / Т.С. Скобло, О.Ю. Марченко, І.М. Рибалко, та інші.; заявник та патентоутримувач Т.С. Скобло. - №u2015 00292. заявл. 15.01.15.; опубл. 25.06.15., Бюл. № 12.
11. Коттрел А. Дислокации и пластическое течение в кристаллах. / А. Коттрел – М.: Металлургиздат, 1958. – 280с.
12. Скобло Т.С. Применение компьютерного анализа металлографических изображений при исследовании структуры высокохромистого чугуна / Т.С. Скобло, О.Ю. Клочко, Е.Л. Белкин // "Заводская лаборатория. Диагностика материалов". – 2012. - № 6 (78). - С.35-42.
13. Скобло Т.С. Обоснование применения понятий уравнений гидродинамики Навье-Стокса для анализа металлографических изображений. / Т.С. Скобло, Е.Л. Белкин, О.Ю. Клочко // Materiały VII Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji. - Przemysł: 2011. - V. 21. - С.94-96. – URL: http://www.rusnauka.com/12_ENXXI_2011/Tecnic/8_85541.doc.htm
14. Скобло Т.С. Исследование структуры высокохромистого комплекснолегированного чугуна с применением методов математического анализа / Т.С.Скобло, О.Ю. Клочко, Е.Л. Белкин // Сталь. – 2012. - № 3. – С.46-52.
15. Оценка структурообразования при деформации малоуглеродистых сталей / Т.С. Скобло, Г.Я. Безлюдько, А.И. Сидашенко, О.Ю. Клочко, Е.Л. Белкин, А.Ю. Марченко // Сталь. – М., 2014. - №9. – С. 65-70.

Summary

Scoblo T., Sidashenko A., Rybalko I., Marchenko A., Tihonov A. Evaluation of the degradation of metal of products in the process of operation

A method is proposed for assessing the degradation state of an article during its life cycle in different periods of operation in order to timely establish and predict the nature of the structural changes that correspond to the boundary of their pre-destruction and is characterized by the appearance of zones with a coercive force below the initial level. The modeling of degradation processes associated with the development of arising stresses and structural changes is performed.

Keywords: *degradation, stretching, coercive force, structure, stress, hardening, softening, periods of operation.*

References

1. Rudachenko A.V. Issledovaniya napryazhenno-deformirovannogo sostoyaniya truboprovodov: uchebnoe posobie / A.V. Rudachenko, A.L. Saruev // Tomskij politekhnicheskij universitet. – Tomsk: Izd-vo Tomskogo politekhnicheskogo universiteta, 2011. – 136 s.
2. Bruk N.V. Nerazrushayushchij kontrol' v sudostroenii i sudoremonte. / M. V. Bruk, N. K. Lopyrev ; Pod obsch. red. d-ra tekhn. nauk, prof. N. K. Lopyreva. - Moskva: Transport, 1973. - 158 s.
3. Vybornov B.I. Ul'trazvukovaya defektoskopiya. / B.I. Vybornov– M.: Metallurgiya, 1974. – 240 s.
4. Gol'denvejzer A.L. Teoriya uprugih tonkih obolochek. / A.L. Gol'denvejzer – M.: Gostekhizdat, 1953. – 544 s.
5. GOST 30415-96. Stal'. Nerazrushayushchij kontrol' mekhanicheskikh svojstv i mikrostruktury metalloprodukcii magnitnym metodom. – Vved. 01.01.1998 – Minsk: Mezhgos. Sovet po standartizacii, metrologii i sertifikacii; Moskva: Izd-vo standartov, 1997. – 16 s.
6. Primenenie magnitnogo metoda dlya opredeleniya napryazhennogo sostoyaniya stal'nyh konstrukcij / R.V. Aginskij, YU.A. Teplinskij, A.S. Kuz'bozhev, N.P. Bogdanov // Vestnik Samarskogo gosudarstvennogo tekhnicheskogo universiteta. - 2004. - №27. - S. 95-97.
7. Prochnost' i koehrcitivnaya sila konstrukcionnoj stali, podvergnutoj ravnokanal'nomu Uglovomu pressovaniiyu / A.M. Ivanov, A. M. Gorohov, N.D. Petrova, E.S. Lukin // Istitut fiziko-tekhnicheskikh problem Severa SO RAN. - YAKutsk: Logos, 2004. – 276 s.
8. Ocenka strukturoobrazovanie pri deformacii malouglerodistykh stalej / T.S. Skoblo, YA. Bezlyud'ko, A.I. Sidashenko, A.YU. Klochko, E.L. Belkin, A.YU. Marchenko // Stal'. - 2014. №9. - S. 65-70.
9. Patent №80529 Ukraina, MPK G01B7/24 (2006.01), G01N3/08 (2006.01) Sposob ocenki kachestva izdelij pri deformacii / T.S. Skoblo, A.I. Listopad, E.A. Satanovskij, V.K. Lobanov, A.K. Olejnik, G.YA. Bezlyud'ko; zayavitel' i patento derzhatel' HNTUSKH im. P. Vasilenko, T.S. Skoblo, A.I. Listopad. - №u201208052, zayavl. 02.07.2012g.; opubl. 10.06.2013g., Byul. № 11.
10. Patent №95287 Ukraina, MPK G01B 7/24 (2006.01) G01N 3/08 (2006.01). Sposib ocinki stupenyu degradacii metalu virobiv v procesi ekspluatacii / T.S. Skoblo, O.YU. Marchenko, I.M. Ribalko, ta insh.; zayavnik ta patentoutrimuvach T.S. Skoblo. №u2015 00292. zayavl. 15.01.15.; opubl. 25.06.15., Byul. № 12.
11. Kottrel A. Dislokacii i plasticheskoe techenie v kristallah. / A. Kottrel – M.: Metallurgizdat, 1958. – 280s.

12. Skoblo T.S. Primenenie komp'yuternogo analiza metallograficheskikh izobrazhenij pri issledovanii struktury vysokohromistogo chuguna / T.S. Skoblo, O.YU. Klochko, E.L. Belkin // "Zavodskaya laboratoriya. Diagnostika materialov". – 2012. - № 6 (78). - S.35-42.
13. Skoblo T.S. Obosnovanie primeneniya ponyatij uravnenij gidrodinamiki Nav'e-Stoksa dlya analiza metallograficheskikh izobrazhenij. / T.S. Skoblo, E.L. Belkin, O.YU. Klochko // Materiały VII Międzynarodowej naukowo-praktycznej konferencji. - Przemysł: 2011. - V. 21. – S.94-96. – URL: http://www.rusnauka.com/12_ENXXI_2011/Tecnic/8_85541.doc.htm
14. Skoblo T.S. Issledovanie struktury vysokohromistogo kompleksnolegirovannogo chuguna s primeneniem metodov matematicheskogo analiza / T.S.Skoblo, O.YU. Klochko, E.L. Belkin // Stal'. – 2012. - № 3. – S.46-52.
15. Otsenka strukturoobrazovaniya pri deformatsii malouglerodistyih staley / T.S. Skoblo, G.YA. Bezlyud'ko, A.I. Sidashenko, O.YU. Klochko, E.L. Belkin, A.YU. Marchenko // Stal'. – M., 2014. - №9. – S. 65-70.

Лебедєв А.Т.,

Калінін Є.І.

Харківський національний
технічний університет
сільського господарства
імені П.Василенка,
м. Харків, Україна,
E-mail: kalininhtusg@gmail.com

ЕНЕРГЕТИЧНА ОЦІНКА
МОТОРНО-ТРАНСМІСІЙНОЇ
УСТАНОВКИ ТРАКТОРА

УДК 629.3.014-235

В роботі досліджується моторно-трансмiсiйна установка трактора в безперервній енергетичній взаємодiї двигуна внутрiшнього згорання, трансмісії і робочої машини трактора. При цьому виділені передавальні і захисні властивості трансмісії, за якими оцінюється відповідність енергетичного потенціалу двигуна і енергоємності робочої машини, яка агрегується з трактором. Запропоновано оцінювати витрати енергії на дисипації за кількістю енергії, витраченої на тертя або буксування елементів трансмісії, не в певний час, а за проміжок часу. Виділено генеруючі і демпфуючі властивості моторно-трансмiсiйних установок трактора. Відзначено, що генеруючі властивості характеризують стан елементів трансмісії і не пов'язані з напрямком енергетичного потоку; а демпфуючі властивості, які визначаються інерційними, пружними елементами трансмісії, характеризуються зниженням амплітуди змінної складової моменту в прямому енергетичному потоці трансмісії.

***Ключові слова:** трансмісія трактора, дисипація енергії, енергетичний потенціал двигуна, енергоємність робочої машини*

Вступ. При тенденції, що намітилася в останні роки, підвищення потужності тракторних двигунів внутрiшнього згорання і застосування різноманітних конструкцій трансмісій ставить проблему забезпечення ефективного їх функціонування як основних елементів тракторів. В умовах ринкової економіки первинне значення має їх оптимізація за енергетичними показниками.

Аналіз основних публікацій, досліджень. Енергетична оцінка елементів трактора (двигуна, трансмісії і т.п.) спрямована в основному на підвищення його енергозбереження [1, 2, 7]. При цьому у ряді робіт [3, 4] енергетична ефективність тракторів оцінюється за рівнем реалізації їх енергетичного потенціалу, який характеризує реактивні втрати потужності, викликані коливанням їх силових і кінематичних складових. Одночасно в даних роботах звернута увага на невирішену проблему витрат енергії на дисипативні явища двигуна і трансмісії трактора.

Метою даної роботи є дослідження енергетичних параметрів моторно-трансмiсiйної установки трактора при нестабільних навантажувальних режимах роботи двигуна.

Вирішення задачі. Моторно-трансмiсiйна установка (МТУ) призначена для передачі енергії двигуна рушіям трактора, регулювання його тягово-швидкісного режиму роботи, а також для забезпечення приводу робочих органів машин, що агрегуються. З енергетичної точки зору машинно-тракторний агрегат (МТА), основою якого є трактор, являє собою автономну систему, що складається з джерела енергії – двигуна внутрiшнього згорання (ДВ), споживача енергії – робочої машини (РМ) і перетворювача енергії – трансмісії (ТР) (рис. 1).

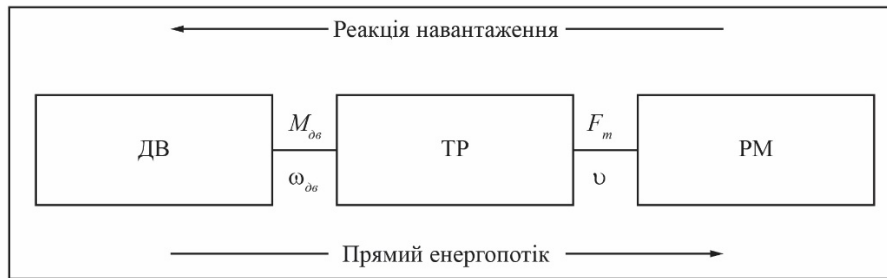


Рис. 1 – Машино-тракторний агрегат як енергетична система:

$M_{об}$ – крутний момент на валу ДВ; $\omega_{об}$ – частота обертання валу ДВ; F_m – сила тяги на гаку трактора;
 v – швидкість руху МТА

За даною схемою суть енергетичного процесу МТА полягає в безперервній енергетичній взаємодії ДВ і РМ. При цьому від ДВ до РМ через ТР йде прямий енергетичний потік. У зворотному напрямку через ТР передається реакція навантаження на ДВ.

Враховуючи дві протилежно спрямовані взаємодії, які показані на рис. 1 стрілками, можна виділити основні властивості ТР, що пов'язані з енергетичним процесом – передавальні і захисні. Передавальні властивості характеризують проходження через ТР прямого енергетичного потоку від ДВ до споживача, захисні властивості сприяють створенню найкращого енергетичного режиму роботи ДВ.

Відомо, що продуктивність МТА за певний період часу залежить від кількості енергії A_{pm} , яка підведена до РМ:

$$W_a = \psi A_{pm}, \quad (1)$$

де ψ – коефіцієнт енергоємності технологічного процесу, який виконується МТА.

У той же час A_{pm} залежить від кількості енергії A_n , виробленої ДВ, і втрат енергії ΔA при передачі через ТР до РМ:

$$A_{pm} = A_n - \Delta A. \quad (2)$$

Дана залежність характеризує вплив передавальних і захисних властивостей ТР на кількість енергії, що підводиться до РМ. При цьому передавальні властивості ТР впливають на кількість енергії, що підводиться від ДВ до РМ. Кількісно їх можна оцінити втратами енергії ΔA за розглянутий проміжок часу T безперервної роботи трактора на прямолінійній ділянці.

Захисні властивості ТР виконуються при узгодженні режиму роботи ДВ з РМ шляхом формування рівня і характеру зміни навантаження на валу ДВ. При цьому за допомогою ТР здійснюється вибір режиму роботи ДВ в залежності від моменту навантаження на РМ і згладжується або, навпаки, посилюється змінна складова моменту навантаження на валу ДВ.

До числа основних властивостей слід віднести і генеруючі властивості ТР. Ці властивості складаються, з одного боку, в здатності ТР або її ланок збуджувати змінну складову моменту, а з іншого – створювати резонансні явища.

Передавальні властивості необхідно поділяти на перетворюючі і демпфуючі. Такий поділ пов'язаний з тим, що в прямому енергетичному потоці є як постійна, так і змінна складові крутного моменту, а отже і потужності. Властивості ТР впливати на постійну складову енергетичного потоку є перетворюючими, а на змінну складову – демпфуючими.

Одночасно необхідно відзначити, що перетворюючі властивості ТР залежать від ефективності роботи системи управління, втрат на дисипацію, енергоємності забезпечення власних потреб. Ефективність роботи системи управління (регулювальні властивості) характеризується діапазоном регулювання по моменту і швидкості обертання та

його безперервності. З енергетичної точки зору ці властивості визначають можливість реалізації робочою машиною енергії, яку виробив двигун. Інакше кажучи, ці властивості показують можливість приведення у відповідність енергетичного потенціалу ДВ і енергоємності РМ.

Крім того, властивості системи управління вельми важливі для забезпечення вимог технологічного процесу.

Під енергоємністю ΔA_0 власних потреб розуміється частина енергії ДВ, яка споживається допоміжними елементами, що забезпечують нормальну роботу ТР трактора (мастильний насос, вентилятор, генератор зарядки акумулятора і ін.). Вона може бути визначена розрахунком споживаної ними енергії, причому навантаження цих елементів вважають постійним.

Втрати на дисипації (дисипативні властивості) показують кількість енергії, витраченої на тертя або буксування елементів ТР за час спостереження T_0 . Ці властивості пов'язані з ККД силової передачі. Оскільки ККД для різних режимів роботи ТР має неоднакові значення, то найбільш правильно дисипативні властивості ТР визначати за кількістю енергії, виділеної в елементах ТР за час T :

$$\Delta A_t = \int_0^T N_t (1 - \eta_t) dt, \quad (3)$$

де $N_t = M_{\text{об}}^t \omega_{\text{об}}^t$ – миттєве значення потужності на валу ДВ; $M_{\text{об}}^t$ та $\omega_{\text{об}}^t$ – миттєві значення моменту і частоти обертання ДВ; η_t – миттєве значення ККД силової передачі.

Всі величини, що входять у вираз (3), отримують експериментально. Дисипативні властивості можна оцінити по середній вихідній потужності передачі $N_{\text{вих.сеп}}$ [5], яка визначається як математичне очікування функції, для якої відомий закон розподілу аргументу в діапазоні від $\omega_{\text{вих.мін}}$ до $\omega_{\text{вих.макс}}$:

$$N_{\text{вих.сеп}} = \int_{\omega_{\text{вих.мін}}}^{\omega_{\text{вих.макс}}} \varphi(\omega_{\text{вих}}) N_{\text{вих}}(\omega_{\text{вих}}) d\omega_{\text{вих}}, \quad (4)$$

де $\varphi(\omega_{\text{вих}})$ – щільність розподілу частоти обертання вихідного валу ТР; $N_{\text{вих}}(\omega_{\text{вих}})$ – функціональна залежність потужності на вихідному валу ТР від її частоти обертання.

Однак, може бути більш простий вихід. У загальному випадку раціональний тип ТР вибирається на основі сукупності її властивостей при рівних умовах, в тому числі з навантаженням трактора, а отже, і ТР.

При цьому немає необхідності виходити з однакової реалізації режиму навантаження у вигляді випадкової функції. Більш зручно ґрунтуватися на однозначності для порівнюваних варіантів ТР статистично впорядкованої навантажувальної діаграми.

Статистично впорядкована навантажувальна діаграма будується як ступінчаста функція, в якій всі значення, одержувані за час експерименту, розташовується за рівнем зменшення (рис. 2).

По вісі ординат відкладається відносний момент $M/M_{\text{макс}}$ (за базове значення приймається значення крутного моменту $M_{\text{макс}}$, що відповідає максимальному тяговому зусиллю трактора), по вісі абсцис – час перебування $T_{\text{пр}}$. Остання величина являє собою відносний час у відсотках, при якому була певна кількість того чи іншого значення моменту на валу силової передачі за весь час спостереження T_0 .

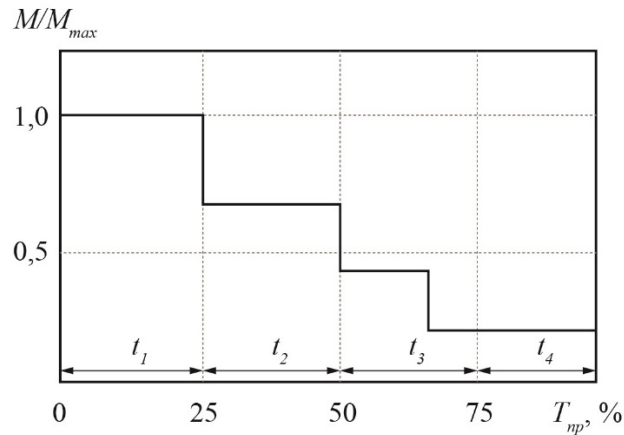


Рис. 2 – Статистично впорядкована навантажувальна діаграма моменту навантаження на валу силової передачі

Для визначення миттєвого значення ККД η_i , необхідні залежності $\eta = f(\omega_{вих})$ або $\eta = f(i)$ для альтернативних варіантів ТР. Слід зазначити, що при постійному значенні ω_{ex} криві $\eta = f(\omega_{вих})$ і $\eta = f(i)$ однакові (рис. 3).

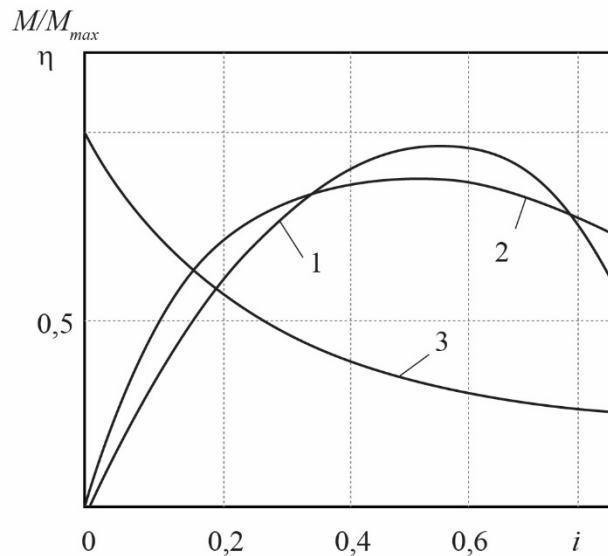


Рис. 3 – Залежність ККД η порівнюваних передач (1 та 2) і відносного моменту M/M_{max} (3) від передавального відношення i силової передачі

Зв'язок між статистично впорядкованою навантажувальною діаграмою і кривою $\eta = f(i)$ здійснюється за допомогою кривої $M_{вих} = f(\omega_{вих})$ або, в нашому випадку, $M/M_{max} = f(i)$ (крива 3 на рис. 3).

Втрати енергії за конкретний час перебування визначимо в наступному порядку.

Крім кривих, представлених на рис. 2 і 3, в якості вихідних даних необхідно мати значення моменту M_{max} і час спостереження T_0 .

Взявши значення M/M_{max} за відрізок часу t_1 (рис. 2) по кривій 3 (рис. 3) знаходимо значення частоти обертання вихідного валу $\omega_{вих} = \omega_{ex} i$. Для цього ж значення по кривій 1 або 2 знаходимо значення ККД, що відповідає даному режиму роботи ТР. Втрати енергії в ТР за час перебування t_1 ,

$$\Delta A_{t1} = M_{вих}^{(i)} \omega_{вих}^{(i)} \eta_{t1}^{-1} (1 - \eta_{t1}^{-1}) t_1, \quad (5)$$

де $M_{вих}^{(1)}$, $\omega_{вих}^{(1)}$ – момент і частота обертання на вихідному валу ТР в режимі роботи, який відповідає часу перебування t_1 ; η_{i1} – значення ККД в цьому ж режимі.

Подібним чином будуть визначені ΔA_{t_2} , ΔA_{t_3} , ΔA_{t_4} . Тоді за відрізок часу T втрати енергії:

$$\Delta A_T = \Delta A_{t_1} + \Delta A_{t_2} + \Delta A_{t_3} + \Delta A_{t_4}. \quad (6)$$

Таким чином, із застосуванням статистично впорядкованої навантажувальної діаграми кількісне визначення дисипативних властивостей зводиться до послідовного знаходження втрат енергії за відповідний час перебування, а потім до їх підсумовування.

Отже, інтеграл у виразі (3) замінюється сумою відповідно до виразу (6).

Переваги запропонованої методики визначення дисипативних властивостей в порівнянні з їх оцінкою на основі максимального ККД полягає в тому, що тут враховується не тільки значення ККД, але і час роботи з кожним його значенням. Так, на рис. 3 силова передача, яка відповідає кривій 1, має максимальне значення ККД більше, ніж у порівнюваного варіанту (крива 2). Однак по ΔA_T перший варіант може виявитися не кращим, якщо час перебування з навантаженнями, які відповідають найбільшому ККД, виявиться досить малим.

Моторно-трансмісійним установкам трактора властиві генеруючі і демпфуючі властивості [8, 9]. Генеруючі властивості не пов'язані з напрямком енергетичного потоку. Ці властивості характеризують локальний (в даний момент часу) стан елементів ТР. Демпфуючі властивості ТР характеризуються зниженням амплітуди змінної складової моменту в прямому енергетичному потоці ТР.

Джерело змінної складової – це, в основному, газові сили ДВ. Їх частота пропорційна частоті обертання ДВ і числу пар циліндрів. Амплітуда на вході силового приводу залежить від його вхідних динамічних параметрів. Ці властивості можуть незначно позначатися на енергетичних показниках трактора, в основному на міцність елементів МТУ.

Демпфуючі властивості ТР визначаються інерційними, пружними і дисипативними параметрами елементів ТР. Кількісно вони оцінюються коефіцієнтом демпфування моменту:

$$k_d = \Delta \bar{M}_{вих} / \Delta \bar{M}_{вх}, \quad (7)$$

де $\Delta \bar{M}_{вих} = \Delta M_{вих} / \Delta M_{вих.сер}$ – відносна зміна крутного моменту на виході ТР (знаходиться як відношення амплітуди змінної складової до середнього значення моменту на цьому валу); $\Delta \bar{M}_{вх} = \Delta M_{вх} / \Delta M_{вх.сер}$ – відносна зміна крутного моменту на валу ДВ, тобто на вході ТР (знаходиться як відношення амплітуди змінної складової до середнього значення моменту на цьому валу).

Як було відзначено, захисні властивості ТР формують рівень і характер зміни навантаження на валу ДВ. Відомо [5], що навантаження на гаку трактора, а отже, і на вихідному валу ТР можна розкласти в гармонійний ряд і представити у вигляді сімейства синусоїдальних складових різної частоти і амплітуди.

Таке уявлення дозволяє розділити навантаження на дві складові: динамічну і квазістатична. Під динамічною складовою навантаження будемо розуміти такий частотний діапазон навантажень, на який впливають інерційні, пружні і дисипативні характеристики елементів і в цілому ТР. До квазістатичної складової відносяться повільні зміни навантаження.

Виходячи з цього необхідно розділити захисні властивості на навантажують і фільтруючі.

Навантажуючі властивості характеризують ТР як об'єкт, що забезпечує згладжування квазістатичної складової навантаження, в результаті чого амплітуда квазістатичних змін навантаження на валу ДВ зменшується і при ідеальних захисних умовах стає постійною. Кількісну оцінку навантажувальних властивостей ТР слід проводити за коефіцієнтами k_M і k_n стабілізації моменту і швидкості:

$$k_M = (M_{ex.max} - M_{ex.min}) / (M_{вих.max} - M_{вих.min}), \quad (8)$$

$$k_n = (\omega_{ex.max} - \omega_{ex.min}) / (\omega_{вих.max} - \omega_{вих.min}). \quad (9)$$

Тут $M_{ex.max}$, $M_{вих.max}$, $\omega_{ex.max}$, $\omega_{вих.max}$ – моменти і частоти обертання на вході ТР (на валу ДВ) і виході ТР при максимальному навантаженні на вихідному валу ТР; $M_{ex.min}$, $M_{вих.min}$, $\omega_{ex.min}$, $\omega_{вих.min}$ – моменти і частоти обертання на вході і виході ТР при мінімальному навантаженні на вихідному валу ТР.

Фільтруючі властивості характеризують ТР як інерційно пружну і дисипативну систему. Вони забезпечуються інерційними (момент інерції), пружними (динамічна податливість) і дисипативними (ККД) властивостями елементів ТР і їх відношенням. Кількість фільтруючих властивостей можна оцінити за коефіцієнтом $k_{\Delta M}$ і $k_{\Delta \omega}$ стабілізації динамічного навантаження по моменту і по швидкості:

$$k_{\Delta M} = \Delta \bar{M}_{ex} / \Delta \bar{M}_{вих}; \quad (10)$$

$$k_{\Delta \omega} = \Delta \bar{\omega}_{ex} / \Delta \bar{\omega}_{вих}. \quad (11)$$

Тут $\Delta \bar{M}_{ex} = \Delta M_{ex} / M_{ср. ex}$ та $\Delta \bar{\omega}_{ex} = \Delta \omega_{ex} / \omega_{ср. ex}$ – середня зміна моменту і частоти обертання на вході ТР, які знаходяться як відношення змінної складової моменту і швидкості до їх середнього значення на цьому валу; $\Delta \bar{M}_{вих} = \Delta M_{вих} / M_{ср. вих}$ та $\Delta \bar{\omega}_{вих} = \Delta \omega_{вих} / \omega_{ср. вих}$ – те ж саме, але для вихідного валу ТР.

Найбільш повно фільтруючі властивості оцінюються частотними характеристиками $k_{\Delta M} = F(f)$ і $k_{\Delta \omega} = F(f)$, загальний вигляд яких показаний на рис. 4.

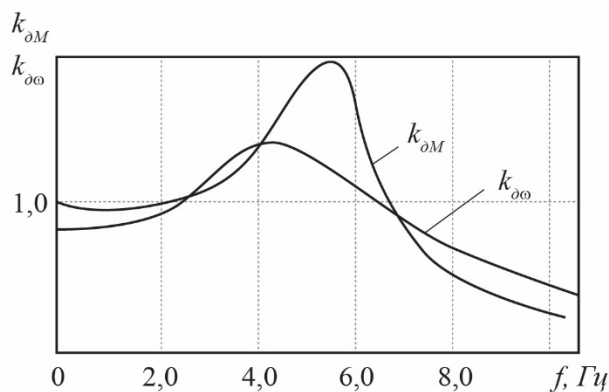


Рис. 4 – Загальний вигляд частотних характеристик на валу двигуна по моменту $k_{\Delta M}$ і частоті обертання $k_{\Delta \omega}$

Як бачимо, за допомогою частотних характеристик можна виділити частоти змінної складової навантаження, які не пропускаються ТР, пропускаються частково або повністю або, навіть, посилюються.

Такі характеристики особливо корисні на стадії проектування, так як отримана інформація дозволяє передбачити необхідні пристрої для поліпшення властивостей ТР.

Генеруючі властивості ТР, як було зазначено, неможливо пов'язати з спрямованими енергетичними взаємодіями – прямим енергопотокком або реакцією навантаження. Ці властивості характеризують локальний стан енергопередавальних елементів і вузлів ТР.

Властивості елементів або вузлів ТР збуджувати коливання назвемо збудливими, а властивості елементів створювати місцеві резонансні явища – резонуючими. Збудливими властивостями може володіти, наприклад, зубчаста пара при нерівномірному зачепленні. Як в сторону джерела, так і в бік навантаження від неї в цьому випадку будуть поширюватися коливання моменту, частота яких пропорційна частоті обертання даної зубчастої пари. Резонуючими властивостями може володіти елемент, який має, крім моменту інерції, істотну крутильне динамічну податливість. При цьому його власна частота може не збігатися з частотою змінної складової навантаження, але збігатися з частотою коливань, які збуджуються одним з елементів ТР.

Таким чином, при енергетичній оцінці моторно-трансмісійної установки трактора за критерієм енергозбереження необхідне вимірювання енергії двигуна, підведеної до робочої машини, і її втрати в трансмісії на дисипаційні явища.

Висновки. З підвищенням потужності тракторних двигунів внутрішнього згоряння і різноманітності конструкцій трансмісії, які є основною моторно- трансмісійної установки трактора, необхідна оцінка передавальних і захисних їх властивостей за енергетичним показником. При цьому передавальні властивості трансмісії оцінюються постійною складовою енергетичного потоку, демпфуючі – змінною складовою.

Запропоновано оцінювати енергетичну ефективність моторно-трансмісійної установки трактора за витратами енергії за певний проміжок часу. При цьому необхідно вимірювання енергії двигуна, підведеної до робочої машини, і її втрати в трансмісії на дисипації.

Література:

1. Взоров Б.А. Снижение расхода топлива сельскохозяйственными тракторами путем оптимизации режимов работы двигателей / Б.А. Взоров, К.К. Молчанов, С.В. Трепенков // Тракторы и сельхозмашины, – 1985. – №6. – С.10-14
2. Агеев Л.Е. Основы расчета оптимальных и допустимых режимов работы машинно-тракторных агрегатов / Л.Е. Агеев. – Л.: Колос, 1978. –290 с.
3. Погорельый Л.В. Устойчивость движения и энергетическая эффективность мобильных машинных агрегатов / Л.В. Погорельый. – М.: Доклады ВАСХНИЛ, 1980. – № 8.
4. Левцев А.П. Алгоритм расчета энергетического потенциала СХА [Текст] / А.П. Левцев, А.Г. Ванин, С.А. Мальцев, К.А. Миндров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2006. – № 4. – С. 28-31.
5. Барский И.Б. Динамика трактора / И.Б. Барский, В.Я. Анилович; Г.М. Кутьков. – М.: Машиностроение, 1975. – 325 с.
6. Гмурман В.Е. Теория вероятностей и математическая статистика / В.Е. Гмурман. – М.: Высшая школа, 1977. – 479 с.
7. 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.
8. Калінін Є.І. Формування умови стійкості лінійної системи при випадкових збуреннях її параметрів / Є.І. Калінін, В.М. Романченко, Г.П. Юр'єва // Технічний сервіс агропромисло- вого, лісового та транспортного комплексів – 2017. – № 7. – С. 100 -108.
9. Калінін Є.І. Дослідження перехідних процесів в коробці змінних передач мобільного енергетичного засобу / Є.І. Калінін, М.Л. Шуляк, І.О. Шевченко // Вісник ХНТУСГ ім. Петра Василенка. – 2016. – Вип. 168. – С. 73-79.

Summary

Lebedev A.T., Kalinin E.I. Energy evaluation of the tractor's power-transmission system

The paper examines the motor-transmission installation of the tractor in the continuous energy interaction of the internal combustion engine, transmission and the working machine of the tractor. At the same time, the transmitting and protective properties of the transmission have been singled out, according to which the conformity of the engine's energy potential and the energy intensity of the working machine, which is being aggregated with the tractor, is estimated. It is proposed to estimate the energy expenditure for dissipation by the amount of energy spent on friction or slippage of the transmission elements, not at a certain time, but over a period of time. Generating and damping properties of the tractor's motor-transmission units are singled out. It is noted that the generating properties characterize the state of the transmission elements and are not related to the direction of the energy flow; and the damping properties determined by the inertial, elastic elements of the transmission are characterized by a decrease in the amplitude of the variable torque component in the forward energy flow of the transmission.

Keywords: tractor transmission, energy dissipation, energy potential of the engine, energy consumption of the working machine

References

1. Vzorov B.A. Snizhenie rashoda topliva selskohozyajstvennymi traktorami putem optimizatsii rezhimov raboty dvigatelej / B.A. Vzorov, K.K. Molchanov, S.V. Trepenenkov // Traktory i selhozmashiny, – 1985. – №6. – S.10-14
2. Ageev L.E. Osnovy rascheta optimalnyh i dopustimyh rezhimov raboty mashinno-traktornyh agregatov / L.E. Ageev. – L.: Kolos, 1978. –290 s.
3. Pogorelyj L.V. Ustojchivost dvizheniya i energeticheskaya effektivnost mobilnyh mashinnyh agregatov / L.V. Pogorelyj. – M.: Doklady VASHNIL, 1980. – № 8.
4. Levcev A.P. Algoritm rascheta energeticheskogo potentsiala SHA [Tekst] / A.P. Levcev, A.G. Vanin, S.A. Malcev, K.A. Mindrov // Traktory i selskohozyajstvennye mashiny. – 2006. – № 4. – S. 28-31.
5. Barskij I.B. Dinamika traktora / I.B. Barskij, V.Ya. Anilovich; G.M. Kutkov. – M.: Mashinostroenie, 1975. – 325 s.
6. Gmurman V.E. Teoriya veroyatnostej i matematicheskaya statistika / V.E. Gmurman. – M.: Vysshaya shkola, 1977. – 479 s.
7. Kalinin E.I. Chastotno-dinamichna matematichna model traktornogo agregatu z poredacheyu krutnogo momentu do rushiyiv silskogospodarskoyi mashini / E.I. Kalinin // Visnik HNTUSG im. Petra Vasilenka. – 2015. – Vip. 156. – S. 327-334.
8. Kalinin E.I. Formuvannya umovi stijkosti liniynoyi sistemi pri vipadkovih zbu-rennyah yiyi parametriv / Ee.I. Kalinin, V.M. Romanchenko, G.P. Yur'yeva // Tehnichnij servis agropromislo- vogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv – 2017. – № 7. – S. 100 -108.
9. Kalinin E.I. Doslidzhennya perehidnih procesiv v korobci zminnih peredach mobil-nogo energetichnogo zasobu / E.I. Kalinin, M.L. Shulyak, I.O. Shevchenko // Visnik HNTUSG im. Petra Vasilenka. – 2016. – Vip. 168. – S. 73-79.

Семенцов В.В.

Харківський національний
технічний університет сільського
господарства імені П. Василенка,
м. Харків, Україна,
E-mail: vetal_sementsov@yahoo.com

**ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ
ВЛАСТИВОСТЕЙ КОРМОВИХ ДОМІШОК**

УДК 621.929.7

Наведена методика та результати досліджень механіко-технологічних властивостей кормових домішок. В результаті проведених експериментальних досліджень механіко-технологічних параметрів преміксів встановлено, що премікси відносяться до важко сипучих матеріалів, об'ємна щільність яких складає 437...475 кг/м³. Критичний радіус отвору склепінеутворення більший в 1,5 рази в порівнянні з іншими сипкими матеріалами.

Ключові слова: кормові домішки, механіко-технологічні властивості, сипкий матеріал, параметри.

Актуальність проблеми. Вивчення механіко-технологічних властивостей сільськогосподарських матеріалів тісно пов'язане з їх фізичними особливостями, розмірно-масовими показниками, умовами зберігання, переробки тощо.

У загальному вигляді під поняттям властивості розуміють категорію, що виражає один з моментів виявлення сутності речі щодо інших речей; те, що характеризує її подібність до інших предметів або відмінність від них. Кожен окремий предмет має багато властивостей, поєднання яких виражає його якість. Властивості предмета - це внутрішня сутність не тільки предмета, а й системи зв'язків і відношень, в яких цей предмет функціонує.

Необхідність в дослідженні механіко-технологічних властивостей сільськогосподарських матеріалів пов'язана з тим, що їх характеристики, як коефіцієнти математичних моделей технологічних процесів, потрібні при теоретичному обґрунтуванні параметрів робочих органів сільськогосподарських машин.

Що стосується кормових домішок, в нашому випадку преміксів, то це складні суміші біологічно активних речовин (вітамінів, мікроелементів, антибіотиків та інших) з наповнювачами (в основному з висівками), які вводяться в комбікорми технологічними операціями дозування і змішування.

Премікси за фізичними особливостями відносяться до сипучих матеріалів і є дисперсною двофазною системою тверде тіло - газ, яка існує за певного співвідношення фаз. Сипучий матеріал слід розглядати як статичну сукупність твердих частинок, випадкова орієнтація яких у просторі спричинена дією гравітаційних, фрикційних сил і сил розклинення.

Основні властивості сипучих матеріалів, які використовуються на практиці, поділяють на дві групи [1]:

- параметри, які характеризують властивості сипучого матеріалу;
- властивості, які характеризують процеси, що відбуваються в сипучому матеріалі.

До властивостей першої групи, які є основними, належать структурно-механічні, силові і фракційні. Друга група характеризує процеси, розкриває їх основні залежності і слугує для розрахунків і створення методів контролю процесів, що відбуваються в сипучому матеріалі.

Основними параметрами преміксів, як сипучого матеріалу, які будуть використовуватися при подальших наших дослідженнях мають бути: об'ємна щільність (насіпна

маса); коефіцієнти зовнішнього і внутрішнього тертя; критичний діаметр склепоутворюючого отвору; висота склепінь; гранулометричний склад і їх вологість.

Аналіз останніх публікацій. Дослідженню механіко-технологічних властивостей сипучих кормів присвячені роботи Кукти Г.М. [2], Куцина Л.М. [3], Перельмана В.З. [4], Леонтєва П.І. [5], Андрианова Е.І. [6], Рибкіна І.П. [7], Бойко І.Г. [8] в яких приведені дані механіко-технологічних властивостей зерна і інгредієнтів комбікормів.

Що стосується механіко-технологічних властивостей преміксів, то вони в літературних джерелах нам не зустрічалися.

Формування цілей. Метою роботи є вивчення методик досліджень механіко-технологічних властивостей сипучих матеріалів, адаптація їх до застосування при визначенні властивостей преміксів та отримання результатів досліджень.

Виклад основного матеріалу. Основним параметром сипучого матеріалу як дисперсної двофазної системи є об'ємна щільність, яка може коливатися для різних матеріалів в межах від 0,08 до 2,4 т/м³. Для визначення об'ємної (насипної) щільності преміксів застосовувалась мірна посудина 1 (рис. 1) з віссю 2, довкола якої може обертатися рамка 3. Висота посудини дорівнює двом її внутрішнім діаметрам, а висота рамки – 1/3 висоти посудини.

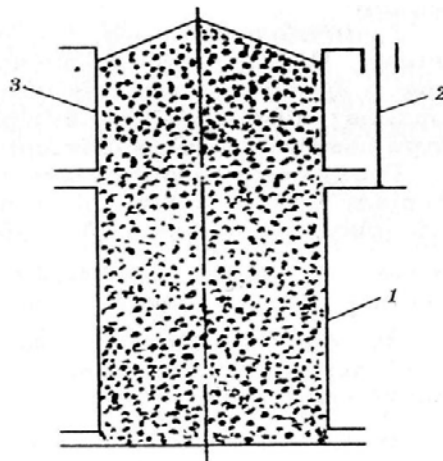


Рис. 1 – Мірна посудина для визначення об'ємної щільності сипучих матеріалів:
1 – мірна посудина; 2 – вісь; 3 – обертова рамка

Методика визначення об'ємної щільності сипучого матеріалу полягає в наступному. Сипучий матеріал завантажується в посудину 1 (рис. 1) до верху рамки 3, останню обертають довкола осі 2 і вона зрізає надлишок матеріалу. Матеріал, що залишився в посудині, зважують і визначають його щільність за формулою

$$\gamma_0 = m_i / V_i, \quad (1)$$

де – m_i маса матеріалу в посудині; V_i – об'єм посудини.

Для визначення коефіцієнтів зовнішнього динамічного тертя і коефіцієнтів внутрішнього тертя застосовується прилад, зображений на рис. 2.

Запропонований прилад складається з бункера 1, рухомого диска 2, ваги 3, динамометричного пристрою 4, самописця 5, пристрою для зрушення сипучого матеріалу 6.

При налагодженні приладу для визначення коефіцієнтів зовнішнього динамічного тертя використовується диск 2 із змінними фракційними поверхнями, а при визначенні коефіцієнта внутрішнього тертя використовується вище вказаний пристрій 6.

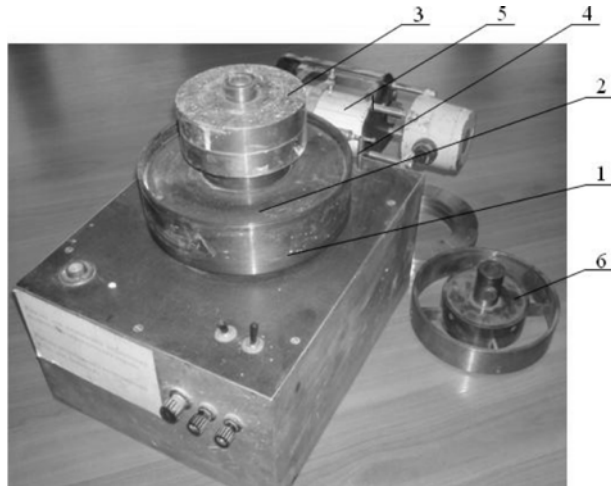


Рис. 2 – Прилад для визначення коефіцієнтів зовнішнього і внутрішнього тертя сипучих матеріалів:
1 – бункер; 2 – рухомий диск; 3 – ваги; 4 – динамометричний пристрій; 5 – самописець;
6 – пристрій для зрушення сипучого матеріалу

Методика визначення коефіцієнтів зовнішнього динамічного тертя та внутрішнього тертя сипучих матеріалів полягає в наступному. Досліджуваний сипучий матеріал завантажувався в бункер 1 (рис. 2), а на приводний вал встановлювався обертовий диск 2 і навантажувався вагами 3. При наданні диску 2 обертового руху, за допомогою динамометричного пристрою і самописця у вигляді діаграми фіксувався момент сили тертя. Після проведення досліду опрацьовували діаграму тертя і визначали динамічний коефіцієнт тертя за формулою

$$f = kM / Q, \quad (2)$$

де k – коефіцієнт, який залежить від розмірів площі диска; M – момент сили тертя; Q – нормальний тиск на зразок.

При визначенні коефіцієнта внутрішнього тертя замість диска на приводний вал встановлювався пристрій 6 для зрушення сипучого матеріалу. Розрахунки по визначенню коефіцієнта внутрішнього тертя проводились аналогічно вище приведеному.

Прилад для визначення кута природного укосу (рис. 3.) складається з порожнього циліндра 1, механізму піднімання циліндра 2 та площини з розміткою 3.



Рис. 3 – Прилад для визначення кутів природного укосу сипучих матеріалів:
1 – порожній циліндр; 2 – механізм піднімання циліндра; 3 – площина з розміткою

Послідовність визначення кута природного укусу була наступною. Порожнистий циліндр за допомогою механізму підймання опускався до дотику з площиною і заповнювався сипучим матеріалом. Далі циліндр підіймався і сипучий матеріал, висипаючись із циліндра, утворював конус. Визначивши геометричні параметри конуса, кут природного укусу розраховується за формулою:

$$\alpha = \arctg H / R, \quad (3)$$

де H – висота конуса; R – радіус конуса.

Для визначення критичного діаметра склепоутворюючого отвору, який характеризує сипучість матеріалу, використовується прилад схема якого представлена на рис. 4.

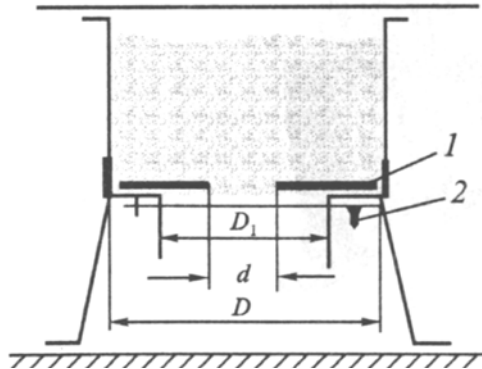


Рис. 4 – Схема приладу для визначення критичного діаметра отвору склепінеутворення:
1 – діафрагма; 2 – заслінка

Прилад складається з циліндричної ємності, на дніщі якої знаходиться отвір діаметром D_1 . Діаметр отвору можливо перекривати діафрагмами 1, які мають отвори різного діаметра d і коливаються від 10 до 60 мм. Отвір днища перед засипанням сипучого матеріалу перекривається заслінками 2. Циліндрична ємність і набір змінних діафрагм з отворами різного діаметра зображені на рис. 5.



Рис. 5 – Циліндрична ємність для матеріалу і набір змінних діафрагм з отворами різного діаметра

Діаметр отвору склепінеутворення визначали в наступній послідовності. Отвір днища закривали заслінкою 2, а в посудину вставляли діафрагму з найбільшим діаметром отвору. Засипавши сипучий матеріал в посудину, відкривали заслінку. Якщо сипучий матеріал висипався повністю, замінювали діафрагму з меншим діаметром отвору. Дослід повторювали доти, доки не виникало склепінеутворення. Також слід відмітити, що при ущільненні сипучих матеріалів, спостерігалось збільшення отвору склепінеутворення, іноді у 2 – 3 рази.

Окрім критичного діаметра отвору склепінеутворення важливо визначення висоти склепін, яка залежить від діаметрів отворів та гранулометричного складу сипучих матеріалів. Для визначення зазначеного показника нами розроблена експериментальна установка.

Загальний вигляд експериментальної установки для визначення висоти склепінь сипучих матеріалів розташованих над отворами зображений на рис.6. Порядок виконання експериментів при визначенні висоти склепінь був наступним. На закріплену ємність встановлювали насадку з заданим діаметром отвору. Отвір перекривали і в ємність засипали премікси. При звільненні отвору частина преміксів висипалася і над отвором створювалося динамічно стійке склепіння, висота якого визначалася за допомогою індикатора переміщення.

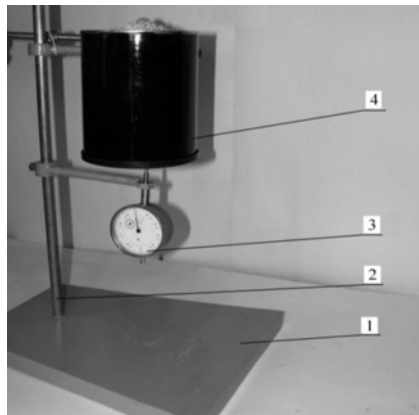


Рис. 6 – Загальний вигляд установки для визначення висоти склепінь:
1 - платформа; 2 - стійка; 3 - індикатор переміщення; 4 - циліндрична ємність

Для визначення фракційного гранулометричного складу сипучого матеріалу використовували класифікатор РКФ – 14, зображений на рис. 7.

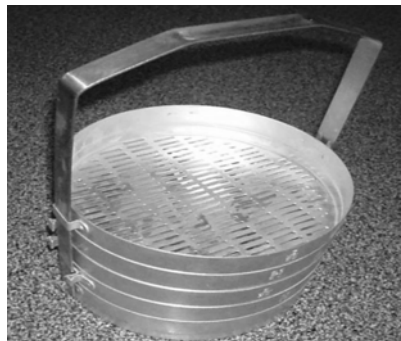


Рис. 7 – Прилад для визначення фракційного гранулометричного складу сипучих матеріалів

Гранулометричним складом сипучих матеріалів називають вміст у них різних за розмірами часток, виражений у відсотках. Для визначення вказаного складу застосовували класифікатор (рис 7), який складається із 8 решіт з круглими отворами діаметрами 0,25; 0,50; 0,75; 1,00; 1,25; 1,50; 1,75; 2,00 мм. Залишки на кожному із решіт, а також на днищі класифікатора, зважували на вагах з абсолютною похибкою вимірювання не більше 0,01 гр.

Обробку результатів вимірів проводили за формулою

$$X_{\text{фр}} = \frac{m_{\text{зал}}}{m_{\text{пр}}} \cdot 100, \quad (4)$$

де $X_{\text{фр}}$ – вміст фракцій у відсотках; $m_{\text{зал}}$ – залишок сипучого матеріалу на ситі з отворами певного діаметру або на днищі класифікатора; $m_{\text{пр}}$ – маса проби.

Середнє зважений діаметр частинок (модуль помелу) визначався по одній із наведених формул:

$$M = (0,5P_0 + 1,5P_1 + 2,5P_2 + 3,5P_3)/100, \quad (5)$$

або

$$M = (0,1P_0 + 0,6P_{0,25} + 1,5P_1 + 2,5P_2 + 3,5P_3)/100, \quad (6)$$

де M – середнє зважений діаметр частинок (модуль помелу); P_0 – залишок на збірному дні після проходження сипучого матеріалу через весь набір сит; $P_{0,25}$ – залишок на ситі з діаметрами отворів 0,25 мм; P_1, P_2, P_3 – залишок на ситах з діаметрами отворів 1, 2, і 3 мм.

Вологість сипучих матеріалів визначалася по методиці, яка базується на нагріванні його в сушильній шафі, витримці протягом 10 годин при температурі 105 С° і охолодженні протягом 14 годин. Відносна вологість матеріалу при цьому визначалася по формулі:

$$W = \frac{G_2 - G_1}{G_1 - G_0} \cdot 100\%, \quad (7)$$

де G_0 – власна маса бюкси (сухої і чистої); G_1, G_2 – маса бюкси з матеріалом до і після сушки, відповідно.

В результаті проведених досліджень встановлено, що об'ємна щільність преміксів залежить від об'ємної щільності наповнювача, оскільки склад наповнювача в преміксах складає 95...99%. Також встановлено, що премікси відносяться до важко сипучих матеріалів.

Кут природного укосу складає більше 45 градусів. Результати досліджень механіко-технологічних властивостей преміксів наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Механіко-технологічні властивості преміксів

Найменування показників	Значення показників
1.Об'ємна (насипна) щільність , кг/м ³	437...475
2.Коефіцієнт зовнішнього тертя	0,41...0,43
3.Коефіцієнт внутрішнього тертя	0,82...0,86
4.Кут природного укосу , градуси	45...48
5.Критичний радіус отвору склепінеутворення , мм	35...42
6.Висота склепін при діаметрі 30 мм, мм	50
7.Середнє зважений діаметр частинок , мм	0,8
8.Вологість , %	12

Висновки. В результаті проведених експериментальних досліджень механіко-технологічних параметрів преміксів встановлено, що премікси відносяться до важко сипучих матеріалів, об'ємна щільність яких складає 437...475 кг/м³. Критичний радіус отвору склепінеутворення більший в 1,5 рази в порівнянні з іншими сипкими матеріалами.

Література:

1. Механіко технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: [підруч. для студентів вищих закладів освіти] / О.М.Царенко, Д.Г.Войтюк, В.М.Швайка та ін.; За ред. С.С.Яцуна. - К: «Мета», 2003. - 448 с.

2. Кукта Г.М., Каневский П.И. Определение некоторых физико-механических свойств сыпучих кормов / Кукта Г.М., Каневский П.И. // Механизация и электрификация сельского хозяйства: Сб. научных трудов УНИИМЭСХ. К: «Урожай», 1973. - Вып. 26. С.78-84.
3. Куцын Л.М. Определение физико-механических свойств сыпучих материалов / Куцын Л.М.Кулаковский И.В // Комплексная механизация и автоматизация с.-х. производства: Сб. научных трудов РИСХМ. Ростов на Дону: РИСХМ, 1973. - 217 с.
4. Перельман В.З. Физико-механические свойства микро-ингредиентов комбикормов / Перельман В.З. Бойко Л.Я., Шевандина В.М. // Мукомольно-элеваторная промышленность. – 1970. - №1. - С. 6-11.
5. Леонтьев П.И. Исследование механических свойств компонентов кормовых смесей / Леонтьев П.И., Старших В.В., Корепанов В.В. // Технология и механизация производственных процессов в животноводстве: Научные труды ЧИМЭСХ. – Челябинск, ЧИМЭСХ, 1983. – С. 35-42.
6. Андрианов Е.И. Методы определения структурно-механических характеристик порошкообразных материалов / Андрианов Е.И. – М.: Химия, 1982. – 256 с.
7. Рыбкин И.П. Исследование технологических характеристик компонентов комбикормов и дозаторов / Рыбкин И.П., Саломатин Г.Г.// Степные просторы. – 1986. - №9. – С. 25-29.
8. Бойко І.Г., Русальов О.М., Семенцов В.В. Определение неравномерности дозирования сыпучих материалов с помощью автоматизированного устройства [Текст] : І.Г. Бойко, О.М. Русальов, В.В. Семенцов // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. – Vol. 15, No 7. – Lublin – Rzeszow, 2013. – С. 14-18.

Summary

Semencov V.V. Research of mechanical and technological properties of fodder additives

The method and results of investigations of mechanical and technological powers of feed additives are presented. As a result of experimental studies of mechanical and technological parameters of premixes, premixes were found to be heavy loose materials with a volumetric density of 437...447 kg/m³. The critical radius of the hole of the cluster formation is 1.5 times greater than that of other friable materials.

Keywords: *fodder additives, mechanical and technological properties, loose material, parameters.*

References

1. Mekhaniko-tekhnologichni vlastyivosti sil'skohospodars'kykh materialiv: [pidruch. dlya studentiv vyshchyykh zakladiv osvity] / O.M.Tsarenko, D.H.Voytyuk, V.M.Shvayka ta in.; Za red. S.S.Yatsuna. - K: «Meta», 2003. – 448 s.
2. Kukta H.M., Kanevskyy P.Y. Opredelenye nekotorykh fyzyko-mekhanycheskykh svoystv sipuchykh kormov / Kukta H.M., Kanevskyy P.Y. // Mekhanyzatsyya y elektryfykatsyya sel'skoho khozyaystva: Sb. nauchnykh trudov UNYYMESKh. K: «Urozhay», 1973. – Vip. 26. S.78-84.
3. Kutsin L.M. Opredelenye fyzyko-mekhanycheskykh svoystv sipuchykh materyalov / Kutsin L.M.Kulakovskyy Y.V // Kompleksnaya mekhanyzatsyya y avtomatyzatsyya s.-kh. proyzvodstva: Sb. nauchnykh trudov RYSKhM. Rostov na Donu: RYSKhM, 1973. – 217 s.

4. Perel'man V.Z. Fyzyko-mekhanycheskye svoystva mykro-ynhredyentov kombykormov / Perel'man V.Z. Boyko L.Ya., Shevandyna V.M. // Mukomol'no-elevatornaya promishlennost'. – 1970. – #1. - S. 6-11.
5. Leont'ev P.Y. Yssledovanye mekhanycheskykh svoystv komponentov kormovikh smesey / Leont'ev P.Y., Starshykh V.V., Korepanov V.V. // Tekhnolohyya y mekhanyzatsyya proyzvodstvennikh protsessov v zhyvotnovodstve: Nauchnie trudi ChYMESKh. – Chelyabynsk, ChYMESKh, 1983. – S. 35-42.
6. Andryanov E.Y. Metodi opredelenyya strukturno-mekhanycheskykh kharakterystyk poroshkoobraznykh materyalov / Andryanov E.Y. – M.: Khymyya, 1982. – 256 s.
7. Ribkyn Y.P. Yssledovanye tekhnolohycheskykh kharakterystyk komponentov kombykormov y dozatorov / Ribkyn Y.P., Salomatyn H.H.// Stepnie prostori. – 1986. – #9. – S. 25-29.
8. Boyko I.H., Rusal'ov O.M., Sementsov V.V. Opredelenye neravnomernosti dozyrovanyya sipuchykh materyalov s pomoshch'yu avtomatyzyrovannoho ustoystva [Tekst] : I.H. Boyko, O.M. Rusal'ov, V.V. Sementsov // Motrol. Commission of motorization and energetics in agriculture. An international journal on operation of farm and agri-food industry machinery. – Vol. 15, No 7. – Lublin – Rzeszow, 2013. – С. 14-18.

Цьонь О.П.,
Ляшук О.Л.,
Вовк Ю.Я.

Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна,
E-mail: tson_oleg_@ukr.net

**ОСОБЛИВОСТІ ОРГАНІЗАЦІЇ ТА ТЕХНІЧНОГО
ЗАБЕЗПЕЧЕННЯ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ОКРЕМИХ
КЛАСІВ НЕБЕЗПЕЧНИХ ВАНТАЖІВ
АВТОМОБІЛЬНИМ ТРАНСПОРТОМ**

УДК 656.073.436

В статті подано перелік основних нормативно-правових актів, що здійснюють регулювання у сфері перевезення небезпечних вантажів. З метою гарантування належного рівня безпеки під час перевезення небезпечних вантажів з використанням автомобільного транспорту обґрунтовано особливості організації і технічного забезпечення перевезень вантажів першого, другого та третього класів. Систематичне виконання правил та норм при здійсненні перевезень різних класів небезпечних вантажів дозволить знизити аварійність на автошляхах підвищити безпеку руху та надійність технологічного процесу транспортування в цілому.

Ключові слова: небезпечний вантаж, перевезення, автомобільний транспорт, безпека, технологічний процес, аварійність.

Актуальність проблеми. Запобігти виникненню аварійних ситуацій на транспортних шляхах під час перевезення небезпечних вантажів, значно дешевше ніж ліквідувати наслідки аварії, сплачувати штрафи та компенсації потерпілим. Це правило у Європарламенті зрозуміли давно і у 2008 році вступила в силу директива 2008/68/ЄС, що регламентує даний тип перевезень. Законодавство України в цілому враховує положення директиви ЄС, однак потреба в підвищенні рівня безпеки перевезення небезпечних вантажів та врахуванні в національних нормативно-правових базах усіх вимог безпеки перевезення небезпечних вантажів вимагає реалізації комплексу організаційних та нормотворчих заходів, спрямованих на імплементацію положень Директиви 2008/68/ЄС та вимог міжнародних договорів України у сфері перевезення небезпечних вантажів, впровадження нових підходів регулювання та контролю у цій сфері.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Питання перевезення небезпечних вантажів автомобільним транспортом регулюється національними та міжнародними нормативно-правовими актами, серед яких основними є: Європейська угода про міжнародне дорожнє перевезення небезпечних вантажів (далі – ДОПНВ), ратифікована законом №1511-III (№1511-14) від 02.03.2000 р.; Постанова Кабінету Міністрів України «Про затвердження Ліцензійних умов провадження господарської діяльності з перевезення пасажирів, небезпечних вантажів та небезпечних відходів автомобільним транспортом, міжнародних перевезень пасажирів та вантажів автомобільним транспортом» №1001 від 02.12.2015 р.; Наказ Міністерства внутрішніх справ України № 822 «Про затвердження Правил дорожнього перевезення небезпечних вантажів» від 26.07.2004 р. [1].

Постановка проблеми. З метою гарантування належного рівня безпеки під час перевезення небезпечних вантажів автомобільним транспортом необхідна правильна та раціональна організація технологічного процесу завантаження - розвантаження, перевантаження, взаємодії з іншими видами транспорту. Систематичне виконання правил та норм при здійсненні перевезень різних класів небезпечних вантажів дозволить знизити аварійність на автошляхах підвищити безпеку руху та надійність технологічного процесу транспортування в цілому.

Результати досліджень. Відповідно до Закону України Про перевезення небезпечних вантажів від 901-19 від 23.12.12 р. небезпечними вантажами вважаються речовини, матеріали, вироби, відходи виробничої та іншої діяльності, які внаслідок притаманних їм властивостей за наявності певних факторів можуть під час перевезення спричинити вибух, пожежу, пошкодження технічних засобів, пристроїв, споруд та інших об'єктів, заподіяти матеріальні збитки та шкоду довкіллю, а також призвести до загибелі, травмування, отруєння людей, тварин і які за міжнародними договорами, згода на обов'язковість яких надана Верховною Радою України, або за результатами випробувань в установленому порядку залежно від ступеня їх впливу на довкілля або людину віднесено до одного з класів небезпечних речовин [2].

Згідно класифікації небезпечні речовини відносяться до одного із класів: клас 1 – вибухові речовини та вироби; клас 2 – гази; клас 3 – легкозаймисті розчини; клас 4.1 – легкозаймисті тверді речовини; клас 4.2 – речовини, схильні до самозаймання; клас 4.3 – речовини, що виділяють легкозаймисті гази при стиканні з водою; клас 5.1 – речовини, що окислюють; клас 5.2 – органічні пероксиди; клас 6.1 – токсичні речовини; клас 6.2 – інфекційні речовини; клас 7 – радіоактивні матеріали; клас 8 – корозійні речовини; клас 9 – інші [2].

Для того, щоб перевозити небезпечні вантажі перевізник зобов'язаний отримати допуск на право перевезення та мати у своєму розпорядженні спеціально підготовлений персонал. При транспортуванні небезпечних вантажів автомобільним транспортом повинні бути наступні документи:

- свідоцтво про допуск водія до перевезення небезпечних вантажів;
- свідоцтво про допуск транспортного засобу до перевезення небезпечних вантажів;
- шляховий лист з відміткою "небезпечний вантаж";
- комплект ADR, яким обладнується автомобіль.

Транспортні засоби, якими перевозяться небезпечні вантажі повинні відповідати вимогам державних стандартів, безпеки, охорони праці та екології, а також у встановлених законодавством випадках мати відповідне маркування. У разі дорожнього перевезення небезпечних вантажів відповідні свідоцтва, згідно із чинним законодавством видаються уповноваженим органом Міністерства внутрішніх справ України [2, 3].

Доцільно розглядати особливості організації та технічного забезпечення перевезень небезпечних вантажів окремо, оскільки їхні фізико-хімічні властивості є досить різноманітні в залежності від класу [4].

Клас 1 – вибухові речовини та вироби. Технологія навантаження небезпечних вибухових речовин на автомобіль здійснюється таким чином, щоб при утриманні даних речовин не виникало переміщення в кузові транспортного засобу під час його руху. Бочки для транспортування вибухових речовин необхідно перевозити тільки в лежачому положенні в кузові автомобіля. При перевезенні небезпечних речовин першого класу обов'язково повинна бути присутня відповідальна особа, тобто експедитор, що має відповідний допуск до роботи з даними вибуховими речовинами [2 – 4].

Одна з особливостей організації перевезень є те, що експедитор повинен знаходитися в кабіні транспортного засобу, а при русі колони він повинен знаходитися в першому транспортному засобі.

При здійсненні перевезення тротилу і його сумішей з іншими нітросполуками, за винятком вибухових речовин, що містять рідкі нітроєфіри, генсоген і аміачно-селітрених вибухових речовин в централізованих контейнерах повинні дотримуватися вимог щодо транспортування вибухових матеріалів у контейнерах.

Важливою особливістю організації та технічного забезпечення перевезення вибухових речовин є те, що заборонено перевозити дані речовини на автопричіпах, автобусах загального призначення і транспортних засобах з людьми.

Якщо здійснюється перевезення вибухових речовин, які містять рідкі нітроєфіри, при температурі навколишнього середовища нижче температури їх замерзання при тривалості перевезення більше однієї години, то таке перевезення повинна проводитися на транспортному засобі, яке має утеплений кузов.

При перевезенні ящиків зі снарядами або порохом, вони повинні розміщуватися на відстані один від одного не менш півметра і міцно закріплюватися в кузові.

Забороняється проїзд автомобіля з вибуховими речовинами на відстані ближче трьохсот метрів від вогнищ пожеж і ближче вісімдесяти метрів від «смолоскипів» нафтогазової промисловості [3 – 6].

Існує особливо перевезення і при погодних умовах. Наприклад, при сильній грозі транспортний засіб з небезпечними вантажами повинно бути зупинено на відстані не менше двохсот метрів від житлових приміщень або лісу і не менше п'ятдесяти метрів від інших транспортних засобів.

Клас 2 – стисненні, зріджені та розчинені під тиском газу. Перевезення балонів із стисненими та зрідженими газами допускається при повній їх справності. Однією з особливостей є те, що балони повинні бути наповнені до встановленого рівня і не повинні його перевищувати.

На бортових транспортних засобах балони зі стисненим та зрідженим газом перевозяться в горизонтальному положенні на спеціальних дерев'яних підкладках з вирізаними отворами за розміром діаметрів балонів, вентилями всередину кузова. У вертикальному положенні вони повинні перевозитися з встановленими на балонах кільцями, які виготовляються з гуми або мотузки діаметром не менше двадцяти п'яти міліметрів для запобігання від різних ударів.

У літню пору балони з газом при перевезенні повинні накриватися брезентом для захисту від сонячних променів, крім цього, на бортові транспортні засоби необхідно встановлювати два вуглекислотних або порошкових вогнегасника, в передньому куті лівого борту закріплювати червоний прапорець [3].

Транспортні засоби у вигляді цистерни, що застосовуються для перевезення стиснених, зріджених і розчинених під тиском газів, повинні мати, написи і клейма: найменування заводу-виготовлювача, номер цистерни, рік виготовлення і дата огляду, загальна вага, сміність, реєстраційний номер [2].

На автомобілях-цистернах обов'язково повинне бути встановлене наступне обладнання: вентиль для заповнення і зливу перевезених газів, вентиль для відбору парів перевезених газів, вентиль для вирівнювання тиску і скидання пари на верхній частині цистерни, два запобіжних клапана, манометр, пристрої для контролю рівня рідини, пристрої що автоматично захищають автоцистерну від аварійних втрат газу.

Клас 3 – легкозаймисті розчини. До 3 класу небезпечних вантажів відноситься - легкозаймисті рідини, суміші рідин, а також рідини, що містять тверді речовини в розчині або суспензії, які виділяють легкозаймисті пари, що мають температуру спалаху не більше 61°C у закритій судині або не більше 66°C у відкритій судині [4].

Легкозаймисті рідини (ЛЗР), тобто рідини, суміші рідин, розчини або суспензії (наприклад, фарба, оліфа, лак і тому подібне), що мають температуру спалаху не більше 61°C у закритій судині або не більше 66°C у відкритій судині;

Рідкі десенсибілізовані вибухові речовини, тобто вибухові речовини, розчинені у воді або інших рідких речовинах або у вигляді суспензії, з метою придушення їх вибухових властивостей. Дані вантажі ідентифікують у відповідності номерами ООН 1204, 2059, 3064, 3343, 3357 і 3379.

Рідини, що пред'являються до перевезення при температурі не менше їх температури спалаху, а також речовини, що перевозяться або надаються до перевезення в рідкому стані при підвищених температурах і, виділяють займисті пари при температурі,

що не перевищує максимальну температуру при перевезенні. Дані вантажі ідентифікують у відповідності номером ООН 3256.

Для перевезення легкозаймистих рідин класу 3 з класифікаційним кодом F1 (групи пакування II, III) допускається використання цистерн з верхнім зливом або з універсальним зливним пристроєм, обладнаних трьома ступенями захисту. При заповненні цистерни небезпечними вантажами 3 класу усі роботи мають бути механізовані із забезпеченням максимальної герметизації, а робітники повинні бути ознайомлені із властивостями речовин, що перевозяться та забезпечені відповідним захисним одягом і засобами індивідуального захисту.

Висновки. Перевезення небезпечних вантажів здійснюється різними видами транспорту, однак враховуючи сучасні умови господарювання, основна частина із них припадає на автомобільний транспорт, що зумовлює необхідність дотримання перевізниками правил та вимог щодо організації і технічного забезпечення перевезень окремих класів даних вантажів. Для кожного із видів транспорту розроблені та затверджені норми і правила організації перевезень, проведення ліцензування та сертифікації транспортних засобів і працівників, оформлення перевізної документації та інше. Імплементация директиви Європейського Союзу 2008/68 в українське законодавство дозволить підвищити безпеку автоперевезень як у прямому, так і у міжнародному сполученні та знизити аварійність на автошляхах України.

Література:

1. Цьонь О.П. Правові аспекти організації перевезень вантажів у міжнародному сполученні / О.П. Цьонь // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Випуск 169. «Деревооброблювальні технології та системотехніка лісового комплексу», «Транспортні технології». – Х.: ХНТУСГ імені Петра Василенка, 2016. – С. 209-211.
2. Закон України «Про перевезення небезпечних вантажів від 901-19 від 23.12.12 р.» [Електронний ресурс]. – Режим доступу: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1644-14>.
3. Коваленко В.М. Вантажні автомобільні перевезення: Підручник / В.М. Коваленко, В.К. Щуріхін // К.: Літера ЛТД, 2006.-304с. С. 106-210.
4. Вільковський Є.К. Вантажознавство: навчальний посібник / Є.К. Вільковський, О.О. Бакуліч // Львів: «Інтелект-Захід», 2005, – 224с. С.43-52.
5. Rezapour Mashhadi, M., Wulff, S., & Ksaibati, K. (2017). Utilizing crash and violation data to assess unsafe driving actions. *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*, 2(2), 35-46. doi:10.14254/jsdtl.2017.2-2.3
6. Kapski, D., & Korzhova, A. (2017). The analysis of various measures of the speed control of the traffic in the cities and settlements of the Republic of Belarus. *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*, 2(2), 26-34. doi:10.14254/jsdtl.2017.2-2.2

Summary

Tson O.P., Lyashuk O.L., Vovk Y.Y. Features of organization and technical support of transportations for separate classes of dangerous cargo by automobile transport

The article lists the main regulatory legal acts that regulate the transport of dangerous cargo. In order to guarantee an adequate level of safety during the transportation of dangerous cargo using road transport, the organization and technical support of the transportation of cargo of the first, second and third classes was substantiated.

Keywords: dangerous cargo, transportation, road transport, safety, technological process, accidents.

References

1. Tson O.P. Pravovi aspekty orhanizatsiyi perevezhen vantazhiv u mizhnarodnomu spolu-chenni / O.P. Tson // Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni Petra Vasylenka. Vypusk 169. «Derevoobroblyvalni tekhnolohiyi ta systemotekhnika lisovoho kompleksu», «Transportni tekhnolohiyi» Kh.: KhNTUS·H imeni Petra Vasylenka, 2016. – S. 209-211.
2. Zakonu Ukrayiny «Pro perevezennya nebezpechnykh vantazhiv vid 901-19 vid 23.12.12 r.» [Elektronnyy resurs]. – Rezhym dostupu: <http://zakon2.rada.gov.ua/laws/show/1644-14>.
3. Kovalenko V.M. Vantazhni avtomobilni perevezennya: Pidruchnyk. / V.M. Kovalenko, V.K. Shchurikhin // K.: Litera LTD, 2006.-304s. S. 106-210.
4. Vilkovskyy Ye.K. Vantazhoznavstvo: navchalnyy posibnyk. / Ye.K. Vilkovskyy, O.O. Bakulich // Lviv: «Intelekt-Zakhid», 2005,-224s. S. 43-52.
5. Rezapour Mashhadi, M., Wulff, S., & Ksaibati, K. (2017). Utilizing crash and violation data to assess unsafe driving actions. *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*, 2(2), 35-46. doi:10.14254/jsdtl.2017.2-2.3
6. Kapski, D., & Korzhova, A. (2017). The analysis of various measures of the speed control of the traffic in the cities and settlements of the Republic of Belarus. *Journal of Sustainable Development of Transport and Logistics*, 2(2), 26-34. doi:10.14254/jsdtl.2017.2-2.2

Залуцький С.З.¹,
Гевко Р.Б.²,
Гладь Ю.Б.¹,
Ткаченко І.Г.¹,
Клендій О.М.³

¹Тернопільський національний
технічний університет

імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна;

²Тернопільський національний
економічний університет,

м. Тернопіль, Україна;

³Відокремлений підрозділ

Національного університету

біоресурсів і природокористування

України «Бережанський агротехнічний
інститут»,

м. Бережани, Україна

E-mail: klendii_o@ukr.net

**РУХ ПОТОКУ СИПКОГО МАТЕРІАЛУ ПО
ПОВЕРХНІ ШНЕКА З ЕЛАСТИЧНИМИ
СЕКЦІЯМИ, ЩО ПЕРЕКРИВАЮТЬСЯ
МІЖ СОБОЮ**

УДК 631.358.42

У статті представлено нову конструкцію шнека з секційною еластичною поверхнею, яка призначена для зменшення ступеня пошкодження зернового матеріалу при його транспортуванні. Проведено теоретичний розрахунок взаємодії зернин з еластичною поверхнею шнека, секції якої встановлені з перекриттям країв, для забезпечення гарантованого руху потоку в зону вивантаження. Встановлено вплив різних факторів на час та шлях вільного переміщення частинок матеріалу до контакту з наступною секцією, а також виключення можливості взаємодії зернового матеріалу з неробочою поверхнею шнекового робочого органу, для зниження пошкодження зернин.

***Ключові слова:** секційний шнек, еластична секція, лабораторні дослідження, експериментальна установка*

Вступ. Проблема зниження пошкодження зернових матеріалів при їх транспортуванні шнековими робочими органами, незважаючи на значну кількість досліджень, які пов'язані з визначенням оптимальних параметрів гвинтових робочих органів є не повністю вирішеною. Суттєвого зниження пошкодження сільськогосподарських матеріалів при їх транспортуванні можна досягнути шляхом застосування еластичних поверхонь робочих органів, параметри яких мінімізують пошкодження та енергоємність технологічного процесу, але, при цьому, забезпечують необхідну продуктивність.

Вирішенню даних питань, а саме розробці енергоощадних конструкцій гвинтових робочих органів та вибору їх раціональних параметрів і режимів роботи присвячені праці [1 – 10].

Результати досліджень контактної взаємодії зерна з робочими поверхнями, а також напрямки підвищення ресурсу роботи гвинтових транспортерів викладено в роботах [11, 12].

В науковій літературі та патентах на винаходи дедалі частіше зустрічаються конструктивні рішення, які спрямовані на більш кардинальне вирішення даних проблемних питань, в першу чергу за рахунок застосування на робочих поверхнях еластичних елементів. Теоретичні дослідження в даному напрямі наведено в роботах [13, 14].

Постановка проблеми. Для вирішення питань, які пов'язані з пошкодженням сипких матеріалів розроблена нова конструкція шнека з секційною еластичною гвинтовою поверхнею та проведено теоретичне обґрунтування впливу конструктивних, технологічних і кінематичних параметрів на характер руху потоку сипкого матеріалу, що дасть

можливість визначити раціональні параметри та режими роботи запропонованої конструкції гвинтового робочого органу.

Результати дослідження. Враховуючи технологію виготовлення еластичних секцій (лопатей) та їх кріплення до жорсткої основи шнека досить складно забезпечити беззазорний контакт торців сусідніх секцій між собою, а за умови їх прогинання – це взагалі неможливо. У випадку виникнення зазорів туди можуть потрапляти частинки матеріалу, що може призводити до різностороннього зміщення сусідніх еластичних секцій, а це, в свою чергу, спричинятиме створення перешкод для руху потоку, підвищені пошкодження частинок матеріалу та енерговитрати процесу.

Для усунення виникнення радіальних зазорів між сусідніми еластичними секціями запропоновано розташовувати їх краї з перекриттям, що дозволить потоку сипкого матеріалу плавно переходити з однієї еластичної секції на іншу.

Загальний вигляд розташування країв сусідніх еластичних секцій, які кріпляться до жорсткої основи шнека зображено на рис. 1.

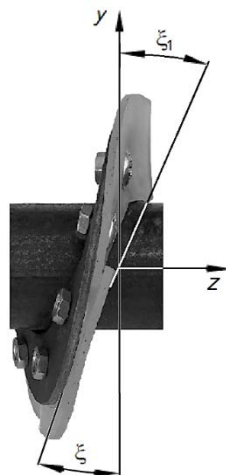


Рис. 1 – Загальний вигляд розташування країв сусідніх еластичних секцій

На рис. 1 позначено: ξ – кут підйому гвинтової поверхні основи шнека; ξ_1 – кут нахилу краю зовнішньої секції.

Величина перекриття між краями сусідніх секцій а також числові значення вищезгаданих кутів визначаються конструктивно і можуть бути вибрані в залежності від умов транспортування.

Метою проведення теоретичних досліджень є визначення траєкторії руху потоку сипкого матеріалу після його сходження із виступу еластичної секції в залежності від конструктивних і кінематичних параметрів робочого органу, а також встановлення умов для подальшого руху потоку сипкого матеріалу при його потраплянні на наступну еластичну секцію.

Дані дослідження необхідні для того, щоб виключити можливість ударної взаємодії потоку сипкого матеріалу, після його сходження з краю секції, із жорсткою основою шнека, що може призводити до його підвищеного травмування.

Ґрунтуючись на попередніх дослідженнях, проаналізуємо рух потоку сипкого матеріалу при наявності виступів на гвинтовій поверхні, які утворюються перекриттям країв сусідніх еластичних секцій (рис. 2).

На рис. 2 прийнято такі позначення: h – висота розташування кінця зовнішньої лопаті над нижньою; R_k – радіус кожуха; N_1 – реакція шнека на вантаж; F_1 – сила тертя від реакції N_1 ; N_2 – реакція кожуха на вантаж; F_2 – сила тертя від реакції N_2 ; μ_1 – коефіцієнт тертя вантажу по поверхні шнека; μ_2 – коефіцієнт тертя вантажу по поверхні кожуха; χ – кут напрямку руху частинки вантажу відносно кожуха; ψ – кутове положення

частинки вантажу в її обертовому русі; z – поздовжня координата частинки вздовж осі кожуха.

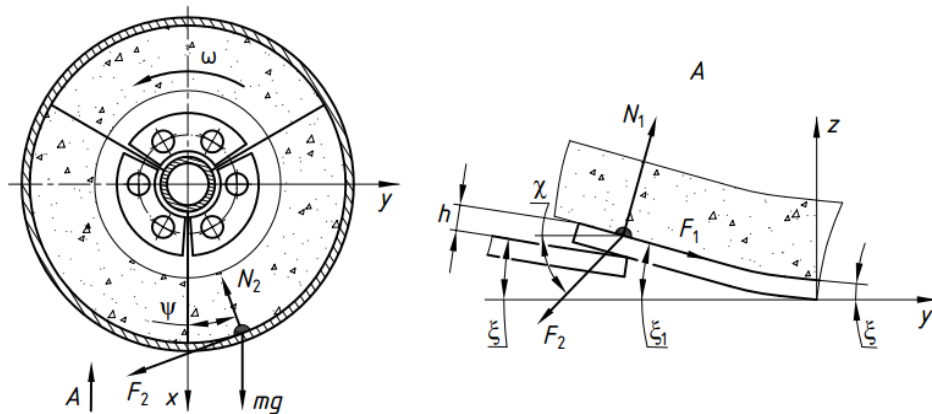


Рис. 2 – Зусилля, що діють на елементарну частинку потоку сипкого вантажу

Виділимо елементарну ділянку сипкого матеріалу, яка одночасно дотикається до кожуха та шнека. Встановимо зусилля, що діють на цю ділянку, і на їх основі складемо рівняння її руху. З боку кожуха на елементарну частинку потоку діє реакція, яка є перпендикулярною до його поверхні N_2 , та сила тертя F_2 , що направлена в сторону, протилежну до напрямку переміщення частинки відносно кожуха. Реакція з боку кожуха визначається векторною сумою зусиль від сили ваги частинки потоку матеріалу та доцентрової сили, яка виникає при обертовому русі. На частинку також діє реакція від поверхні лопаті шнека N_1 , яка направлена перпендикулярно до поверхні шнека в точці контакту та відповідна їй сила тертя F_1 , що діє у напрямку, протилежному до переміщення потоку відносно шнека, тобто по дотичній до ребра шнека.

Рівняння руху окремої частинки вантажу з масою m , яка транспортується горизонтальним шнеком, можна записати у вигляді системи рівнянь [15]

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = N_1 \cos \xi - F_1 \sin \xi - F_2 \sin \chi ; \quad (1)$$

$$m R_{\kappa} \frac{d^2 \theta}{dt^2} = N_1 \sin \xi + F_1 \cos \xi - F_2 \cos \chi ; \quad (2)$$

$$N_2 = mg \cos \psi + m R_{\kappa} \left(\frac{d\psi}{dt} \right)^2 ; \quad (3)$$

$$F_1 = \mu_1 N_1 ; \quad (4)$$

$$F_2 = \mu_2 N_2 . \quad (5)$$

Між напрямками руху частинки та геометрією шнека, при його обертанні із кутовою швидкістю ω , можна записати такі геометричні залежності

$$\operatorname{tg} \chi = \frac{\dot{z}}{R_{\kappa} \dot{\psi}} ; \quad (6)$$

$$\operatorname{tg} \xi = \frac{\dot{z}}{R_{\kappa} (\omega - \dot{\psi})} . \quad (7)$$

Для розв'язку системи рівнянь (1) – (7) застосуємо перетворення та підстановки, щоб позбутись невідомого зусилля N_1 і виразити всі параметри через величину кута ψ . Спочатку система зведеться до такої

$$m \ddot{z} = N_1 (\cos \xi - \mu_1 \sin \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + m R_{\kappa} \dot{\psi}^2) \sin \chi ; \quad (8)$$

$$mR_k \ddot{\theta} = N_1 (\sin \xi + \mu_1 \cos \xi) - \mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \cos \chi. \quad (9)$$

Диференціальне рівняння руху частинки матеріалу для змінної ψ в кінцевому вигляді запишеться

$$\ddot{\psi} + \dot{\psi}^2 A + B \cos \psi = 0. \quad (10)$$

У цьому рівнянні коефіцієнти A і B визначаються за такими залежностями

$$A = \mu_2 [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)]; \quad (11)$$

$$B = \frac{\mu_2 g}{R_k} [\cos(\chi + \xi) - \mu_1 \sin(\chi + \xi)] \cos \xi. \quad (12)$$

Під час руху потоку сипкого матеріалу необхідно, щоб доцентрова сила була більшою від сили ваги. В іншому випадку частинки потоку не будуть перебувати у безвідривному русі, а матиме місце їх пересипання та перемішування, що значно спотворить картину потокового транспортування. Це досягається за умови

$$\dot{\psi} > \sqrt{\frac{g}{R_k}}. \quad (13)$$

Рівняння (10) є нелінійним диференціальним рівнянням другого порядку, аналітичний розв'язок якого є неможливим, а тому застосуємо числовий метод інтегрування таких рівнянь, а саме метод Рунге-Кутта.

Важливим моментом руху є відрив частинки потоку матеріалу від виступу зовнішньої лопаті та вільний рух потоку по поверхні кожуха до моменту контакту із наступною лопаттю шнека.

Відрив частинки потоку від поверхні лопаті відбувається під кутом $\xi_1 > \xi$, який визначається геометрією взаємного розташування сусідніх лопатей, що зображено на рис. 1. При цьому швидкість потоку матеріалу відносно поверхні шнека, внаслідок його нерозривності при невеликій зміні кута ξ_1 , залишається сталою. Значення лінійної швидкості відносного руху V потоку матеріалу визначається із кінематичної залежності

$$V \sin \xi = \dot{z}. \quad (14)$$

Відповідно, при зміні кута сходження потоку з виступу

$$V \sin \xi_1 = \dot{z}_1. \quad (15)$$

Отже, величини швидкостей руху потоку при сходженні з виступу, із врахуванням (6), (7) та (14), (15), обчислюватимуться за формулами

$$\dot{z}_1 = \dot{z} \frac{\sin \xi_1}{\sin \xi}; \quad (16)$$

$$\dot{\psi}_1 = \dot{\psi} \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} + \omega \left(1 - \frac{\cos \xi_1}{\cos \xi} \right). \quad (17)$$

Вільний рух частинки по поверхні кожуха у випадку відриву від лопаті запишеться у вигляді двох диференціальних рівнянь другого порядку

$$m \frac{d^2 z}{dt^2} = -F_2 \sin \chi; \quad (18)$$

$$mR_k \frac{d^2 \psi}{dt^2} = -F_2 \cos \chi - mg \sin \psi, \quad (19)$$

з початковими умовами на початок відриву

$$\dot{z}(0) = \dot{z}_1, \quad z(0) = z_1 + h,$$

де h – величина виступу краю зовнішньої секції над поверхнею внутрішньої.

$$\begin{aligned} \dot{\psi}(0) &= \dot{\psi}_1; \\ \psi(0) &= \psi_1; \\ \operatorname{tg} \chi &= \frac{\dot{z}_1}{R_k \dot{\psi}_1}. \end{aligned} \quad (20)$$

Після перетворення отримаємо

$$m\ddot{z} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR\dot{\psi}^2) \sin \chi; \quad (21)$$

$$mR_k \ddot{\psi} = -\mu_2 (mg \cos \psi + mR_k \dot{\psi}^2) \cos \chi - mg \sin \psi. \quad (22)$$

Вільний рух потоку матеріалу триватиме до моменту контакту із однією з наступних лопатей шнека. Для обчислення моменту та місця контакту вважатимемо, що подалша частина шнекової поверхні є суцільною без виступів.

Умова вільного руху частинки потоку по кожуху шнека описується нерівністю

$$R_k \omega t \operatorname{tg} \xi < z + R_k \psi \operatorname{tg} \xi, \quad (23)$$

де у правій частині записано вираз для підйому гвинтової поверхні шнека при його обертотому русі, у лівій частині – сумарне переміщення частинки потоку у напрямках вздовж осі z шнека та в напрямку обертотого руху.

Поки справджується нерівність, до тих пір частинка матеріалу не дотикається до поверхні шнека, знаходячись у вільному русі. Величини z і ψ знаходяться із розв'язку системи рівнянь (21), (22) з відповідними початковими умовами (20).

З нерівності (23) при розв'язку системи рівнянь руху на кожному кроці визначається виконання вказаної умови, час припинення вільного руху частинки t_2 , а також величина осьового переміщення частинки потоку z_2 .

При цьому, важливо визначити величину кута відносного повороту шнека та частинки потоку φ_2 до моменту їх наступного контакту в момент часу t_2 . Його значення визначається за формулою

$$\varphi_2 = \frac{z_2}{R_k \operatorname{tg} \xi}. \quad (24)$$

Для аналізу отриманої розрахункової моделі було розроблено програму на мові Delphi, за допомогою якої визначено числові характеристики та побудовано графіки залежності параметрів вільного руху потоку від зміни основних коефіцієнтів математичної моделі. Метою аналізу було виявлення якісного впливу параметрів математичної моделі на вільний рух потоку сипкого матеріалу. Під час розрахунку прийняті усереднені числові значення коефіцієнтів математичної моделі, що подані у табл. 1.

Таблиця 1

Усереднені числові значення коефіцієнтів математичної моделі

Назва параметру	Позначення	Значення
Радіус кожуха, мм	R_k	50
Коефіцієнт тертя вантажу по поверхні шнека	μ_1	0,5
Коефіцієнт тертя вантажу по поверхні кожуха	μ_2	0,5
Кут підйому гвинтової поверхні основи шнека, град	ξ	20
Кут нахилу краю зовнішньої еластичної секції, град	ξ_1	30
Висота розташування кінця зовнішньої лопаті над нижньою, мм	h	2

Результати моделювання зображені на рис. 3 – 8. На кожному із графіків на осі абсцис позначено вплив якого із параметрів було змодельовано. При цьому, на осях ординат вказано час t_n та шлях l_n вільного переміщення частинки матеріалу до її контакту з наступною секцією.

З аналізу рис. 3 видно, що збільшення кута підйому гвинтової поверхні основи шнека ξ призводить до зменшення пройденого шляху l_n та, відповідно, часу t_n вільного переміщення частинок до контакту з наступною секцією внаслідок зменшення швидкості потоку сипкого матеріалу відносно поверхні шнека, що впливає із аналізу залежності (7). Так, збільшення величини ξ від 10° до 30° призводить до зменшення шляху l_n у 4,2 рази, а часу t_n у 3,1 рази.

На рис. 4 представлені графічні залежності t_n та l_n від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по еластичних секціях шнека μ_1 .

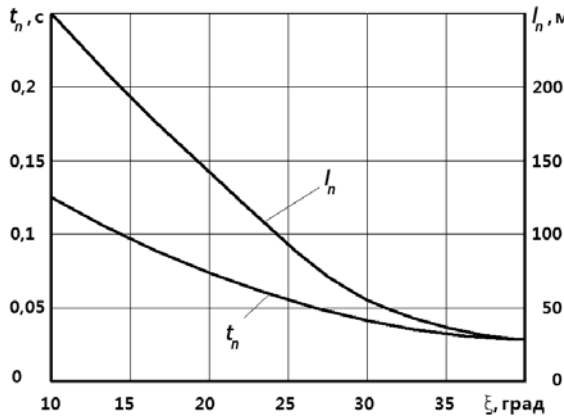


Рис. 3 – Залежності t_n та l_n від кута ξ підйому гвинтової поверхні основи шнека

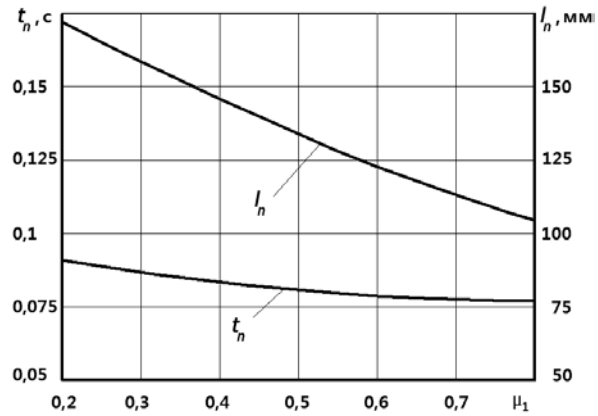


Рис. 4 – Залежності t_n та l_n від коефіцієнту тертя μ_1 матеріалу по еластичних секціях шнека

Аналогічно, як і в попередньому випадку зростання величини μ_1 призводить до падіння значень t_n і l_n . Так, збільшення величини коефіцієнта тертя μ_1 від 0,2 до 0,8 призводить до зменшення шляху l_n у 1,6 рази, а часу t_n в 1,09 рази.

На рис. 5 представлені графічні залежності t_n та l_n від коефіцієнту тертя сипкого матеріалу по внутрішній поверхні кожуха μ_2 .

Аналіз даних графічних залежностей показує, що тенденція зменшення величин t_n і l_n при зростанні коефіцієнта тертя μ_2 зберігається аналогічно до попереднього випадку, однак інтенсивність його впливу є значно вищою. Збільшення коефіцієнта тертя μ_2 від 0,2 до 0,8 призводить до зменшення шляху l_n у 2,1 рази, а часу t_n в 1,5 рази.

Наступні параметри мають зворотній вплив на характер зміни значень t_n та l_n .

На рис. 6 представлені графічні залежності t_n та l_n від частоти обертання гвинтового робочого органу n .

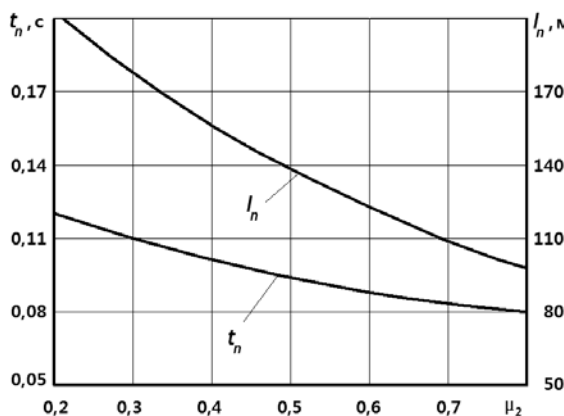


Рис. 5 – Залежності t_n та l_n від коефіцієнту тертя μ_2 матеріалу по поверхні кожуха

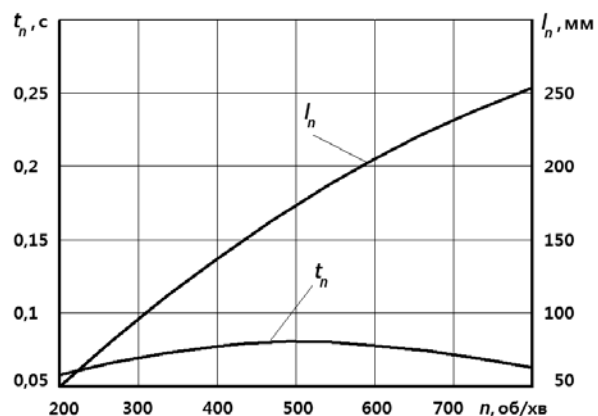


Рис. 6 – Залежності t_n та l_n від частоти обертання n гвинтового робочого органу

Зростання частоти обертання n призводить до суттєвого збільшення величини l_n за рахунок збільшення швидкості сходження частинки з краю зовнішньої лопаті.

Так, зростання величини n від 200 до 800 об/хв призводить до збільшення значення l_n приблизно у 5 разів.

При цьому, час t_n суттєво не змінюється, що пояснюється збільшенням кутової швидкості обертання шнека, а тому наступна секція встигає приблизно за той самий час наздогнати частинки потоку.

На рис. 7 представлені графічні залежності t_n та l_n від висоти h розташування кінця зовнішньої лопаті над нижньою.

Встановлено, що даний параметр несуттєво впливає на вільний рух потоку, однак збільшення величини h спричиняє зростання значень t_n та l_n . Фактично різниця в часі пропорційна часу обертання шнека на величину h . Так, зростання величини h від 0,5 до 0,35 мм призводить до збільшення l_n в 1,24 рази, а t_n в 1,14 рази.

На рис. 8 представлені графічні залежності t_n та l_n від кута сходження матеріалу, який визначається кутом нахилу краю зовнішньої секції ξ_1 .

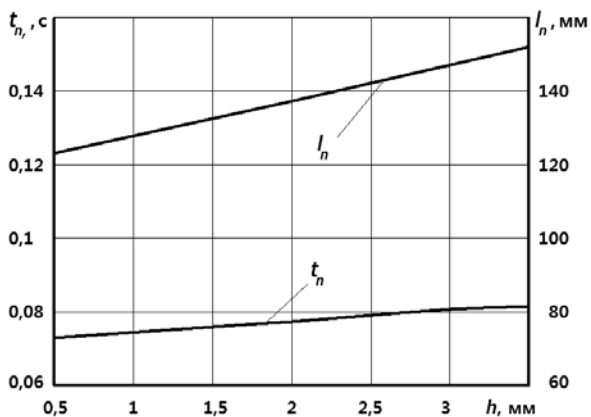


Рис. 7 – Залежності t_n та l_n від висоти h розташування кінця зовнішньої лопаті над нижньою

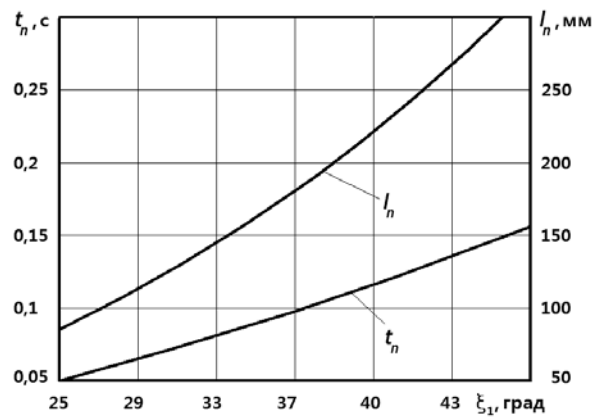


Рис. 8 – Залежності часу t_n та l_n від кута ξ_1 нахилу краю зовнішньої секції

На противагу до попередньому випадку, зміна кута ξ_1 нахилу краю зовнішньої секції суттєво впливає на значення t_n та l_n . Так, зростання величини кута ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення шляху l_n у 3,53 рази, а часу t_n у 3,16 рази.

Аналіз графіків, зображених на рис.3 – 8 дає можливість оцінити вплив кожного з параметрів системи на поведінку потоку сипкого матеріалу при його проходженні через перешкоду у вигляді сходинки між пластинами шнека.

Висновки:

1. На основі виведених аналітичних залежностей та їх аналізу встановлено, що збільшення сил тертя як по поверхні шнека μ_1 , так і по поверхні кожуха μ_2 , призводить до зменшення часу t_n та шляху l_n . Це пояснюється гальмуванням руху частинок та меншою початковою відносною швидкістю їх сходження із зовнішньої лопаті.

2. Збільшення кута ξ підйому основи шнека призводить до зменшення l_n та t_n внаслідок зменшення швидкості потоку сипкого матеріалу відносно поверхні шнека.

3. Зростання частоти обертання n робочого органу призводить до суттєвого збільшення l_n за рахунок зростання швидкості її сходження з краю зовнішньої лопаті.

4. Встановлено, що збільшення величини h розташування кінця зовнішньої лопаті над нижньою несуттєво впливає на вільний рух потоку матеріалу.

5. Зміна кута ξ_1 нахилу краю зовнішньої секції суттєво впливає на значення t_n та l_n . Зростання величини ξ_1 від 25° до 45° призводить до збільшення l_n у 3,53 рази, а t_n у 3,16 рази.

6. Проведений аналіз дає можливість оцінити вплив кожного із зазначених параметрів системи на поведінку потоку сипкого матеріалу при його проходженні через зону перекриття країв сусідніх секцій.

Література

1. Гевко Р.Б. Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів : монографія / Р.Б. Гевко, А.О. Вітровий, А.І. Пік. – Тернопіль : Астон, 2012. – 204 с.
2. Гевко Р.Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах : монографія / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. – Тернопіль: Осадца Ю.В., 2018. – 180 с.
3. Nevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp. 39-46, Brasov, Romania.
4. Гевко Р.Б. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера / Р.Б. Гевко, Ю.Б. Гладь, М.І. Шинкарик, О.М. Клендій // Вісник Інженерної академії України. – К. : – 2014. – № 3-4. – С. 46-52.
5. Lech M. (2001) – Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
6. Nevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp. 89-94, Bucharest, Romania.
7. Nevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyor, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
8. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyor loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no.1, pp. 87-94, Bucharest, Romania.
9. Nevko B.M., Nevko R.B., Klendii O.M., Buriak M.V., Dzyadykevych Y.V., Rozum R.I., (2018), Improvement of machine safety devices. Acta Polytechnica, Journal of Advanced Engineering, Vol.58, no.1, pp. 17-25, Prague / Czech Republic.
10. Бойко А.І. Дослідження контактної взаємодії зерна в зазорі “виток-кожук” шнекових живильників зерноочисних машин / А.І. Бойко, В.Л. Куликівський // Науковий вісник НУБіПУ. – К. : Ред-вид. відділ НУБіПУ, 2011. – Вип. 166. Техніка та енергетика АПК. – С. 267-274.
11. Куликівський В.Л. Розробка гвинтових транспортерів з підвищенням ресурсом для зерноочисних машин. Дис. канд. техн. наук: 05.05.11. – Вінниця : ВНАУ, 2012. – 152 с.
12. Nevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Nevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Вісник ТНТУ, – Тернопіль : ТНТУ, 2016 – Том 81. – № 1. – С. 77-87.
13. Nevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol.46, no.2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
14. Гевко Р.Б. Розробка конструкції шнека з еластичною гвинтовою поверхнею та результати її експериментальних досліджень / Р.Б. Гевко, С.З. Залуцький // Вісник інженерної академії України. – К. : 2015. – № 1. – С. 242-247.
15. Гевко М.Р. Обґрунтування параметрів секційних гвинтових конвеєрів для транспортування сипких сільськогосподарських матеріалів: Дис. канд...техн. наук: 05.05.11. – Тернопіль : ТНТУ, 2013. – 151 с.

Summary

Zalutskyi S.Z., Hevko R.B., Hladio Y.B., Tkachenko I.G., Klendii O.M. Cohesive product flow through conveying screw surface with overlapping elastic sections

Despite the considerable amount of research related to determining optimal parameters of screw operation, the problem of reducing the damage to grain materials during their transportation by screw working bodies is not completely solved. Significant reduction of damage to agricultural production materials can be achieved by applying elastic interaction of elements working surfaces of the product transportation options, which minimize damage to them but at the same time, provide the necessary performance of the process and minimize energy costs.

To solve problems related to damage to agricultural production materials, a new design of a screw with a sectional elastic screw surface has been developed. The influence of constructive, technological and kinematic parameters on the nature of the movement of the ear of bulk material flow has been theoretically substantiated. Therefore, based on the analysis, the rational parameters of working bodies and operating modes of the screw working body can be determined.

The article presents a new conveying screw model with a sectional elastic surface designed to reduce the damage degree to grains during transportation. The work carries out the theoretical calculation of grains interaction with the screw elastic surface, which sections are installed with overlapping edges, in order to ensure the guaranteed flow into a loading zone. The influence of various factors on the time and the path of free movement of material particles to the contact with the next section is established, as well as the impossibility of grains to interact with a nonoperating surface of the screw working part, which can lead to seeds damage.

Keywords: section conveying screw, elastic section, laboratory research, experimental installation

References

1. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia hnychkyh hvyntovyh konveieriv: monografia / R.B. Hevko, A.O. Vitrovyi, A.I. Pik. – Ternopil: Aston, 2012. – 204 p.
2. Hevko R.B. Pidvyshchennia tehnicnoho rivnia protsesiv zavantazhennia ta perevantazhennia materialiv v hvyntovyh konveierah: monografia / R.B. Hevko, R.M. Rohatynskyi, R.I. Rozum, M.B. Klendii i in. – Ternopil: Osadtsa Y.V., 2018. – 180 p.
3. Hevko R., Vitrovyi A., Klendii O., Liubezna I., (2017) – Design engineering and substantiation of the parameters of sectional tools of flexible screw conveyers, Bulletin of the Transilvania University of Brasov, Vol. 10 (59), pp. 39-46, Brasov, Romania.
4. Hevko R.B. Dunamichni rozrahunok zapobizhnoho prystroyu shnekovoho transportera / R.B. Hevko, Y.B. Hladio, M.I. Shynkaryk, O.M. Klendii // Visnyk Inzhenernoї Academii. – Kyiv: 2014. – № 3-4. – pp. 46-52.
5. Lech M. (2001) - Mass flow rate measurement in vertical pneumatic conveying of solid, Powder Technology, vol.114, Issues 1–3, pp. 55-58.
6. Hevko R.B., Rozum R.I., Klendiy O.M. (2016) – Development of design and investigation of operation processes of loading pipes of screw conveyors, INMATEH: Agricultural engineering, vol.50, no.3, pp. 89-94, Bucharest, Romania.
7. Hevko R.B., Klendiy M.B., Klendiy O.M. (2016) – Investigation of a transfer branch of a flexible screw conveyer, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 48, no. 1, pp. 29-34, Bucharest, Romania.
8. Lyashuk O.L., Rogatynska O.R., Serilko D.L. (2015) - Modeling of the vertical screw conveyer loading, INMATEH: Agricultural Engineering, vol. 45, no. 1, pp. 87-94, Bucharest, Romania.

9. Hevko B.M., Hevko R.B., Klendii O.M., Buriak M.V., Dzyadykevych Y.V., Rozum R.I., (2018), Improvement of machine safety devices. Acta Polytechnica, Journal of Advanced Engineering, Vol.58, no.1, pp. 17-25, Prague / Czech Republic.
10. Boiko A.I. Doslidzennia kontaktnoi vzaiemodii zerna v zazori "vytok-kozhuh" shnekovyh zhyvylnykiv zernoochysnyh mashyn / A.I. Boiko, V.L. Kulykivskyi // Naukovyi visnyk NUBiPU. – K.: Rd.-Vyd. Viddil NUBiPU., 2011. – Vyp.166: Tehnika ta energetyka APK. – pp. 267-274.
11. Kulykivskyi V.L. Rozrobka hvyntovyh transporteriv z pidvyshchennym resyrsom dlia zernoochysnyh mashyn. Dys. cand. tehn. nauk: 05.05.11. – Vinnytsa: VNAU, 2012. – 152 p.
12. Hevko R.B. Parameter justification for interworking relationship of elastic screw operating element with grain material / R.B. Hevko, Y.V. Dzyadykevych, I.G. Tkachenko, S.Z. Zalutskyi // Scientific Journal of the Ternopil National Technical University, 2016. – Vol. 81. – № 1. – pp. 77-87.
13. Hevko R.B., Zalutskyi S.Z., Tkachenko I.G., Klendiy O.M. (2015) – Development and investigation of reciprocating screw with flexible helical surface, INMATEH: Agricultural engineering, vol. 46, no. 2, pp. 33-138, Bucharest, Romania.
14. Hevko R.B. Rozrobka konstruktzii shneka z elastychnoi hvyntovoi poverhneyu ta rezyltaty ii eksperymentalnyh doslidzhen / P.B. Hevko, S.Z. Zalutskyi // Visnyk Inzhenernoi Akademii. – Kyiv: 2015. – № 1. – P. 242-247.
15. Hevko M.R. Obgruntuvannia parametriv sektsiinyh hvyntovyh konveieriv dlia transportuvannia sypkyh silskohospodarskyh materialiv: Dys. kand...tehn. nauk: 05.05.11. – Ternopil: TNTU, 2013. – 151 p.

Дмитрів В.Т.,
Лаврик Ю.М.
Львівський національний
аграрний університет
м. Дубляни, Львівська обл., Україна,
E-mail: dmytriv_v@ukr.net,
yuralavr@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ПЕРЕХІДНИХ ПРОЦЕСІВ
РОБОТИ ПНЕВМОЕЛЕКТРОМАГНІТНОГО
ПУЛЬСАТОРА ПОПАРНОЇ ДІЇ

УДК 637.116: 517.925

Стосовно пневмоелектромагнітного пульсатора попарної дії проведено аналіз особливостей роботи, на основі чого встановлено основні конструкційні параметри, які впливають на формування змінного вакуумметричного тиску у вихідних патрубках пристрою. Для розглянутої схеми пневмоелектромагнітного пульсатора побудовано розподіл сил, що виникають в під час роботи та наведено умови переходу пульсатора від стану, що забезпечує такт ссання доїльного апарата до стану, який забезпечує такт стиску. Проаналізовано системи диференціальних рівнянь, які описують динамічні процеси в пристрої з врахуванням рухомих елементів та характеристик повітря у відповідних камерах пульсатора. На основі наведених аналітичних залежностей встановлено міру впливу конструкційних та технологічних параметрів на тривалість різних фаз індикаторної діаграми, зокрема а та б. Виявлено, що для компенсації некоректної роботи доїльного апарата при зменшеному діаметрі каліброваного отвору необхідно збільшити значення діаметра перепускного отвору. Наведено індикаторні діаграми, отримані шляхом розв'язку систем рівнянь, які вказують на характер впливу конструкційних розмірів на часові характеристики доїльного апарату, обладнаного пневмоелектромагнітним пульсатором попарної дії. Також вони уможливають проведення аналізу відповідності доїльного апарата вимогам стандартів та визначення максимальних значень технологічних параметрів, зокрема частоти пульсації і співвідношення тактів. Встановлено, що діаметр мембрани понад 60 мм не доцільно використовувати, оскільки значно зменшуються тривалість такту стиску при тому ж значенні частоти пульсації, а зменшення нижче 20 мм призводить до виникнення швидко наростаючих фронтів та спадів індикаторної діаграми, що може призводити до некомфортного доїння корів.

Ключові слова: пневмоелектромагнітний пульсатор, доїльний апарат, індикаторна діаграма, перехідні процеси, вакуум.

Аналіз проблеми. Автоматизовані системи доїння використовують пневмоелектромагнітні пульсатори, які дозволяють регулювати частоту пульсації і співвідношення тактів в широкому діапазоні. Однак режим доїння характеризується перехідною характеристикою індикаторної діаграми роботи пульсатора, що регламентує якість процесу переходу дійкової гуми від такту ссання до такта стиску і навпаки. На якість перехідної характеристики індикаторної діаграми впливають конструкційні особливості будови пульсатора та технологічні параметри перехідних процесів в ньому.

Тому розроблення аналітичних залежностей та дослідження перехідних характеристик роботи пневмоелектромагнітного пульсатора забезпечить керування параметрами перехідного процесу і уможливають адаптувати режими роботи до молоковіддачі.

Огляд останніх досліджень і публікацій. Конструкційні особливості пульсаторів неодноразово проаналізовано та досліджено [1 – 2]. Детальні дослідження щодо особливостей режимів роботи та характеру зміни вакуумметричного тиску в робочих камерах пульсаторів описано для класичних пневмокерованих мембранних пульсаторів одночасної дії чи попарної дії та електромагнітних або електроекерованих пульсаторів [3 – 5].

Однак більшість виконаних досліджень не описують в повній мірі взаємодії, що виникають внаслідок утворення вакуумметричного чи атмосферного тиску в робочих камерах та динаміки елементарних складових частин електромагнітних пульсаторів. Детально описано методику визначення параметрів електромагнітних виконавчих елементів під дією вакуумметричного тиску [5] та окремих складових елементів [6 – 7], в т.ч. методами теорії автоматичного керування, але це вимагає попереднього визначення та обґрунтування значень коефіцієнтів підсилення.

Представлені особливості проходження процесу машинного доїння та вимоги до пульсаторів вказують на необхідні напрями дослідження пристроїв, а наведені особливості конструкції та роботи електромагнітного пульсатора попарної дії [2] а також доїльного апарату з його використанням дають змогу провести дослідження взаємозалежностей між масогабаратними та технологічними параметрами, основними з яких є тривалість фаз роботи доїльного апарату, частота, значення вакуумметричного тиску в піддійковій камері тощо.

Постановка завдання. Встановити найсуттєвіші взаємодії електромагнітного пульсатора, що впливають на можливість використання його у складі доїльних установок у відповідності до вимог стандарту ДСТУ ISO 5707:2012 “Установки доїльні. Конструкція і технічні характеристики” та забезпечення необхідних технологічних параметрів доїння на основі аналітичних залежностей та відповідних графічних характеристик.

Виклад основного матеріалу. Аналізуючи особливості роботи електромагнітного пульсатора зазначимо, що є два стійких положення рівноваги рухомих та частково рухомих елементів пульсатора, що чергуються в часі, а отже забезпечують функціонування двох тактів роботи доїльного апарату – ссання та стиску з характерними для них тривалостями фаз індикаторної діаграми, які забезпечують якісне доїння [8, 9]. Розглядаючи електромагнітний пульсатор, що працює відповідно до схеми (рис. 1), визначимо основні конструкційні параметри, а саме: об’єми керувальних та робочих камер, діаметри перепускних та каліброваних отворів, маса клапанів та якорів, параметри пружних мембран.

Після того, як якор-клапан переміститься з верхнього положення в нижнє (див. рис. 1) відкриється отвір, який сполучає камеру IV з атмосферою, та розпочинає надходити повітря в цю камеру, а отже в ній змінюється тиск та густина повітря. Переходи пульсатора з одного стану в інший можливі при виконанні умов (рис. 1):

$$\begin{cases} G_k + F_{m1} < F_{np.m} + F_{kIII} \\ F_{kl} < G_k + F_{np.m} + F_{m1} \end{cases} \quad (1)$$

Стан, в який переходить електромагнітного пульсатора попарної дії при відсутності живлення електромагніту детально описаний в праці [10] та характеризується наступною системою рівнянь:

$$\begin{cases} m_k \frac{d^2x}{dt^2} = (zP_a - P_1)S_1 + G_k - cx - (P_a - P_1)S_2 \\ \frac{dz}{dt} = \sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_a}{\rho_a} \frac{k \cdot \pi \cdot d_{ka} h_{ka}}{V_0 + xS_1}} z^{\frac{k-1}{k}} \sqrt{1 - z^{\frac{k-1}{k}}} \end{cases}, \quad (2)$$

де m_k – маса клапанів та штока, кг; P_i – тиск у відповідних камерах пульсатора, кПа; S_i – площа відповідних перепускних отворів, м²; G_k – вага клапанів, Н; c – пружність мембрани, Н/м; x – переміщення клапанів, м; V_0 – початковий об’єм керуючої камери пульсатора, м³; d_{ka} , h_{ka} – діаметр і висота кільцевого отвору для з’єднання керуючої камери з атмосферою; z – відношення тисків; ρ_a – густина повітря, кг/м³.

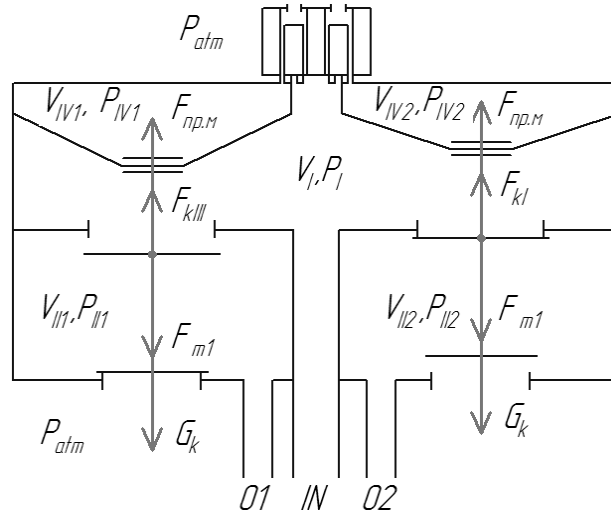


Рис. 1 – Схема електромагнітного пульсатора попарної дії з електромагнітним приводом:
O1, O2 – патрубки під'єднання попарно з'єднаних підійкових камер доільного апарата при попарному доїнні; *IN* – вхідний патрубок під'єднання вакууму; $P_{атм}$ – атмосферний тиск; P_I – тиск в камері постійного вакууму; P_{II1}, P_{II2} – тиск в камерах перемінного вакууму 1 та 2 відповідно; P_{IV1}, P_{IV2} – тиск в керуючих камерах 1 та 2 відповідно; V_I – об'єми камери постійного вакууму; V_{III}, V_{II2} – об'єми камер перемінного тиску; V_{IV1}, V_{IV2} – об'єми керуючих камер 1 та 2 відповідно, $F_{кIII}$ – сила, створена різницею тисків у камерах III та II, що діє на клапан діаметром d_{III} ; $F_{кI}$ – сила, створена різницею тисків у камерах II та III, що діє на клапан діаметром d_I ; $F_{пр.м}$ – сила пружності мембрани; $F_{м1}$ – сила, що створена різницею тисків у камерах IV та II пульсатора; G_k – вага клапанів і штока.

Розв'язуючи дану систему лінійних диференційних рівнянь можна визначити, яким чином змінюються часові, а отже і такі технологічні параметри як тривалість тактів або частота, співвідношення тактів.

Також розв'язок показує можливість роботи пульсатора в режимі стимулювання при заданих значеннях маси клапанів, об'ємів камер та інших конструкційних параметрів.

Прийнявши значення діаметрів перепускних отворів незмінними та хід якоря-клапана 1 мм отримано графічну характеристику (рис. 2.) залежності суми тривалості фаз *a* та *b* індикаторної діаграми.

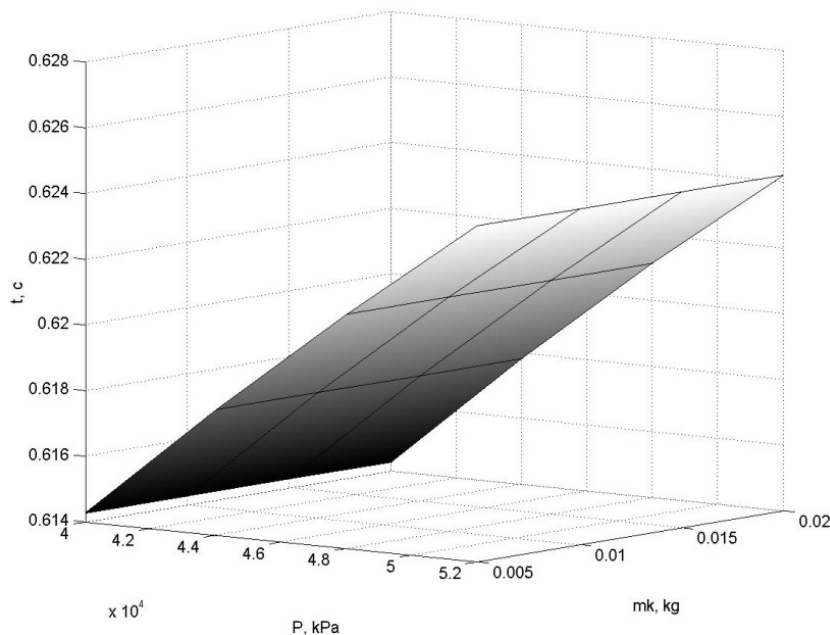


Рис. 2 – Залежність тривалості фаз *a* та *b* індикаторної діаграми від маси клапана та вакуумметричного тиску

Розглядаючи інше рівноважне положення, в якому пневмо-електромагнітний пульсатор перебуває при дії достатнього рівня підіймаючої сили на якір магніту слід користуватись наступною системою рівнянь [10]:

$$\begin{cases} m_k \frac{d^2 x}{dt^2} = c(h_1 - x) - G_k + (P_a - P_1)S_3 - (zP_1 - P_1)S_1 \\ \frac{dz}{dt} = -\sqrt{\frac{2k}{k-1} \frac{P_1}{\rho_1} \frac{k \cdot \pi \cdot d_{кв} \cdot h_{кв}}{(V_1 - xS_1)}} z \sqrt{\frac{k-1}{k} - 1} \end{cases}, \quad (3)$$

де h_1 – хід клапанів, м; V_1 – максимальний об'єм керуючої камери пульсатора, м³, $d_{кв}$, $h_{кв}$ – діаметр і висота кільцевого отвору для з'єднання керуючої камери з атмосферою; ρ_1 – густина повітря в камері I, кг/м³.

Результати розв'язку систем рівнянь 2 та 3 можна представити як площинні графіки (рис. 3) залежності одного з технологічних від масогабаритних чи інших параметрів.

Як видно, встановлення діаметра каліброваного отвору $d_{кв}$ менше $2 \cdot 10^{-4}$ м призводить до некоректної роботи доїльного апарата, оскільки тривалість такту ссання зростає до 1,2-1,5 с.

Причому значення цього параметра в межах $4-6 \cdot 10^{-4}$ м дозволить зменшити вплив інших параметрів на часові характеристики, зокрема діаметра перепускного отвору d_{III} .

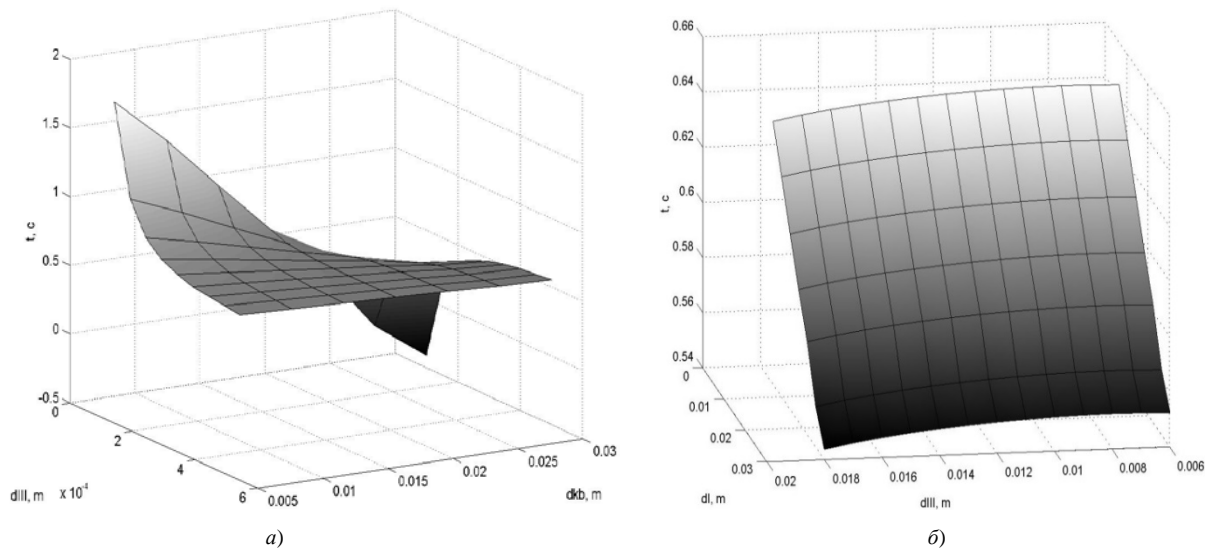


Рис. 3 – Залежності тривалості тактів роботи доїльного апарата, обладнаного електромагнітним пульсатором від а) діаметра каліброваного отвору, б) діаметрів отворів, що з'єднують камери I та II пульсатора.

Не всі діапазони значень розглянутих конструктивних параметрів можуть бути використані, оскільки формування індикаторної діаграми роботи пульсатора відбуватиметься некоректно (рис. 4).

Аналізуючи тривалість тактів роботи пульсатора, а також тривалостей окремих фаз індикаторної діаграми, як основних параметрів машинного доїння [11], можливо визначити обґрунтовані межі зміни масогабаритних характеристик пристроїв з метою забезпечення виконання технологічного процесу машинного доїння корів.

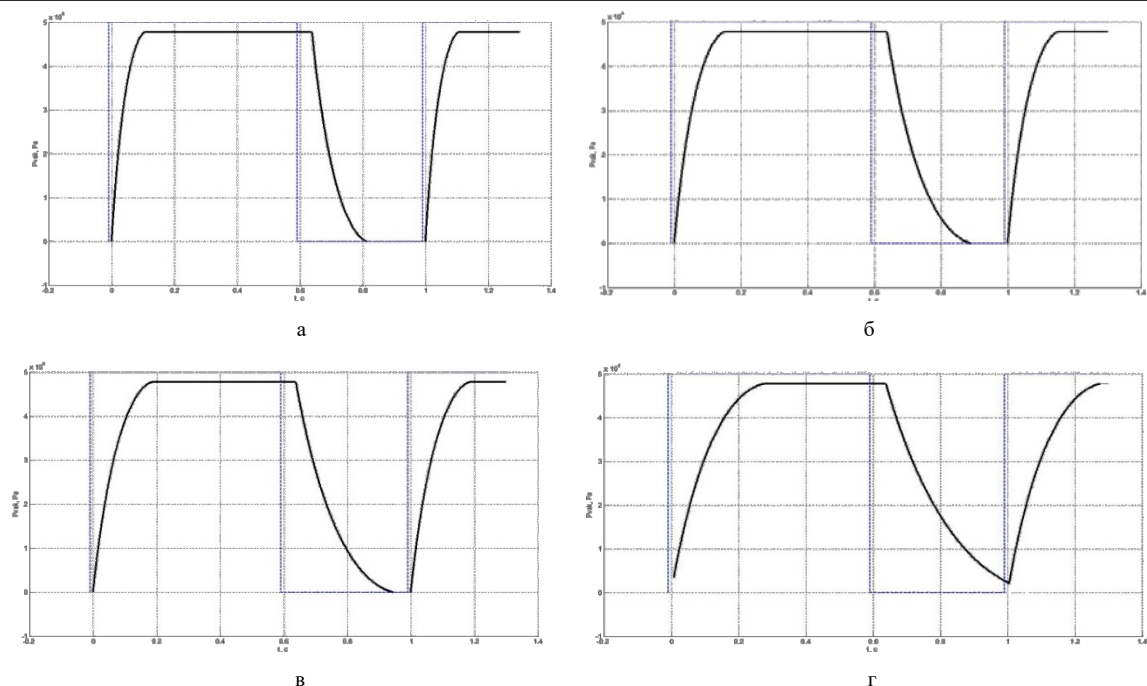


Рис. 4 – Індикаторні діаграми електромагнітного пульсатора при діаметрі мембрани керуючої камери:
а) 20 мм; б) 30 мм; в) 60 мм; г) 90 мм.

Відповідно отриманих діаграм, видно, що мембрани з діаметром понад 60 мм не можна використовувати, оскільки значно зменшується тривалість такту стиску при тій же частоті пульсацій.

Висновки. Характер роботи електромагнітного пульсатора попарної дії залежить від низки конструкційних параметрів, найбільш значущими з яких є діаметр та довжини каліброваних отворів, об'ємів керуючої та робочої камери, маси клапанів, діаметрів отворів з'єднання робочої камери та камери вакуумметричного і атмосферного тисків, діаметра мембрани.

Взаємозв'язок між ними та визначення технологічних параметрів роботи доїльного апарату, обладнаного пульсатором здійснюється за допомогою аналітичних чи графічних залежностей.

Отримані результати дозволяють здійснити підбір технічно-конструкційних параметрів пульсатора та забезпечити необхідні параметри машинного доїння доїльним апаратом з використанням розглянутого пристрою.

Література:

1. Дмытрев В. Т. Модель энергоэкономного электромагнитного пульсатора. *Механизация и электрификация сельского хозяйства: межведомственный тематический сборник РУНИП "ИМСХ НАН Беларуси"*; под общ. ред. В. Н. Дашкова. Мн., 2006. № 40. С. 280–283.
2. Лаврик Ю. М. Структурна схема моделі пневмоелектромагнітного пульсатора. *Вісник Харківськ. нац. техн. унів-ту сільськ. господарства ім. П. Василенка: Вдосконалення технологій та обладнання виробництва продукції тваринництва*. 2009. № 79. С. 262–267.
3. Дмытрев В.Т. Модель энергосберегающего электромагнитного пульсатора. *Новые направления развития технологий и технических средств в молочном животноводстве: материалы 13-го Междунар. симп. по вопросам машинного доения сельскохозяйственных животных*. 27 - 29 июня 2006 г. Гомель, 2006. С.157-160.

4. Дмитрів В.Т., Лаврик Ю.М. Електропневмодинамічна модель енергоощадного електромагнітного пульсатора. *Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвід. темат. наук. зб.* 2008. №92. С.363–371.
5. Naumenko Alexander, Uzhyk Vladimir, Chygryn Aleksey. Determination of constructive – regime parameters of a pulsator for a milking machine. *Motrol, Commission of Motorization and Energetics in Agriculture.* 2011. № 13. P. 244–248.
6. Лаврик Ю.М. Моделювання моменту відривання клапана електромагнітного пульсатора. *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені П. Василенка.* 2011р. №108. С. 51-55.
7. Dmytriv I. Development of mathematical model of duration of filling the finite-dimensional space with air at vacuum-gauge pressure. *An International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes.* Lublin – Rzeszow, 2014. Vol. 3, № 4. P. 45-48.
8. Kochman A. K., Laney C., Spencer S. B. The effect of the duration of the C-Phase of pulsation on milking performance. LA. – New Orleans, 2008. URL: <http://www.laurenagrisystems.com/lib/sitefiles/pdf/whitepapers/CPhase.pdf>. (дата звернення: 15.02.2018).
9. Bade R. D., Reinemann D. J., Zucali M., Ruegg P. L., Thompson P. D. Interactions of vacuum, b-phase duration, and liner compression on milk flow rates in dairy cows. *American dairy science association, Journal of dairy science.* 2009. 92, No. 3. P. 913-921.
10. Lavryk Yu. M., Nishchenko I. O. Analytical description of the functioning of electromagnetic pulser of pairwise action. *Econtechmod: an International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes.* Lublin: Rzeszow, 2014. Vol. 3, № 4. P. 17-22.
11. Dmytriv I. Влияние технологических параметров доильного аппарата на режимы адаптации системы “машина-корова”. *V International Scientific Congress Agricultural Machinery, 21-24.06.2017.* Varna (Bulgaria). Volume 2(2) P. 219-221.

Summary

Dmytriv V.T., Lavryk Y.M. Research transition processes of pneumatic electromagnetic pulsator of pairwise action

In the case of a pneumatic electromagnetic pulsator of pairwise action, an analysis of the peculiarities of the work was carried out, on the basis of which the main design parameters are determined which influence the formation of alternating vacuum-pressure. The switching of the pulsator from the state is provided, which ensures the sucking time of the milking machine to the state that provides the compression cycle.

The basic technological and design characteristics pulser which enable provision of milking apparatus according to the regulation of the cycles and phases of pulser indicative diagram milking cow.

The systems of differential equations describing the dynamic processes in the device are analyzed. On the basis of the above analytical dependencies, the measure of the influence of constructive and technological parameters on the duration of different phases of the indicator diagram is established. It has been found out that in order to compensate for improper operation of the milking device, when the diameter of the calibrated hole is reduced, it is necessary to increase the diameter of the bypass. Indicative diagrams obtained by means of the solution of system levels indicating the nature of the influence of constructive dimensions on the time characteristics of the milking apparatus equipped with a pneumatic electromagnetic pulsator of pairwise action are given. Was analysed the duration of time of suction as one of the basic technological parameters of the machine milking, that was got as a result of construction of eye-diagram.

Found impact the top and bottom valves on the indicative diagram. Particular paid attention to the transition process, phases "a" and "c" of the indicator chart pulser work. Grounded valve sizes in order to provide the phase relationship requirements.

The diameter of the calibrated hole for supplying the vacuum pressure in the control chamber must be more 0.2 mm and in the same time it recommended increase to 0.4-0.5 mm. In this case we reduce negative influence of another parametr. All dimensions must be further refined in view of manufacturability and second order interactions.

Analytical solution dependencies regarding vacuum pressure confirmed the possibility of completing the proposed pulsators with electromagnetic actuator in milking unit running by vacuum pressure within 40-52 kPa. Considered depending duration of cycles of sucking calibrated hole diameters to supply vacuum and atmospheric pressure in a control chamber. Was found that the diameter of upper and lower by-pass openings and vacuum pressure have the most significant effect on the length of the front and recession of pulse of the eye-diagram

Recommendations regarding the selection of major design sizes important elements in view of the technological features of production, minimize energy consumption and quality of the machine milking cows.

Keywords: *pneumatic electromagnetic pulsator, milking unit, indicator diagram, transition process, vacuum.*

References

1. Dmytriv V.T. Model energonomichnogo elektromagnitnogo pulsatora. Mekhanyzatsyia i elektryfikatsyia selskoho khoziaistva: mezhvedomstvennyj tematycheskyi sbornyk RUNYP "YMSKh NAN Belarusy"; pod obshch. red. V. N. Dashkova. Mn., 2006. № 40. S. 280–283.
2. Lavryk Yu. M. Strukturna skhema modeli pnevmoelektromahnitnoho pulsatora. Visnyk Kharkivsk. nats. tekhn. univ-tu silsk. hospodarstva im. P. Vasylenka: Vdoskonalennia tekhnolohii ta obladnannia vyrobnytstva produktsii tvarynnytstva. 2009. № 79. S. 262–267.
3. Dmytryv V.T. Model enerhosberehaiushcheho elektromahnytnoho pulsatora. Novye napravleniia razvytiia tekhnolohyi y tekhnicheskyykh sredstv v molochnom zhyvotnovodstve: materyaly 13-ho Mezhdunar. symp. po voprosam mashynnoho doeniia selskokhoziaistvennykh zhyvotnykh. 27 – 29 yiunia 2006 h. Homel, 2006. S.157-160.
4. Dmytriv V.T., Lavryk Yu.M. Elektropnevmodynamichna model enerhooshchadnoho elektromahnitnoho pulsatora. Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia selskoho hospodarstva. Mizhvid. temat. nauk. zb. 2008. №92. S.363–371.
5. Naumenko Alexander, Uzhyk Vladimir, Chygryn Aleksey. Determination of constructive – regime parameters of a pulsator for a milking machine. Motrol, Commission of Motorization and Energetics in Agriculture. 2011. № 13. P. 244–248.
6. Lavryk Yu.M. Modeliuvannia momentu vidryvannia klapana elektromahnitnoho pulsatora. Visnyk Kharkivskoho natsionalnoho tekhnichnoho universytetu silskoho hospodarstva imeni P. Vasylenka. 2011r. №108. S. 51-55.
7. Dmytriv I. Development of mathematical model of duration of filling the finite-dimensional space with air at vacuum-gauge pressure. An International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes. Lublin – Rzeszow, 2014. Vol. 3, № 4. P. 45-48.
8. Kochman A. K., Laney C., Spencer S. B. The effect of the duration of the C-Phase of pulsation on milking performance. LA. – New Orleans, 2008. URL: <http://www.laurenagrissystems.com/lib/sitefiles/pdf/whitepapers/CPhase.pdf>. (date: 15.02.2018).

9. Bade R. D., Reinemann D. J., Zucali M., Ruegg P. L., Thompson P. D. Interactions of vacuum, b-phase duration, and liner compression on milk flow rates in dairy cows. American dairy science association, Journal of dairy science. 2009. 92, No. 3. P. 913-921.
10. Lavryk Yu. M., Nishchenko I. O. Analytical description of the functioning of electromagnetic pulser of pairwise action. Econtechmod: an International quarterly journal on economics in technology new technologies and modeling processes. Lublin: Rzeszow, 2014. Vol. 3, № 4. P. 17-22.
11. Dmytriv I. Vlianie tekhnologicheskikh parametrov doilnogo aparata na rezhymy adaptatsyi systemy "mashyna-korova". V International Scientific Congress Agricultural Machinery, 21-24.06.2017. Varna (Bulgaria). Volume 2(2) P. 219-221.

Гевко І.Б.,
Дзюра В.О.,
Левкович М.Г.,
Казмірчук П.В.
Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя
м. Тернопіль, Україна,
E-mail: kaf_am@ukr.net

ДОСЛІДЖЕННЯ ТЕХНОЛОГІЧНОГО
ПРОЦЕСУ РОЗТОЧУВАННЯ ОТВОРІВ
КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ

УДК621.81

Досліджено технологічний процес розточування і вигладжування отворів корпусних деталей. Приведені аналітичні залежності для визначення режимів різання, силових і конструктивних параметрів.

Ключові слова: технологічний процес, розточування отвору, режими різання, заготовки.

Актуальність проблеми. Розточні та інші роботи, які виконують на розточних верстатах при виготовленні і ремонті машин, займають особливе місце в умовах одного і дрібносерійного виробництва. Заготовки корпусних деталей переважно мають литу або зварну конструкцію і коштують дуже дорого за складної форми, важкості механічного оброблення, значної маси і габаритів.

Отвори корпусних деталей у більшості випадків розміщені в декількох площинах, які виконані по 6 і 7 квалітетах. На розточних верстатах виконується велика кількість механічного оброблення з використанням ріжучих, вимірювальних і допоміжних інструментів і пристроїв. Ці обставини визначають високі вимоги, які виставляють до професійної підготовки робочих-розточувальників.

Результати досліджень. При розточуванні отворів сила різання вимірюється по трьох взаємно-перпендикулярних складових. Це вертикальна складова P_z , яка визначає крутний момент, потужність різання. Радіальна складова різання P_y , яка діє у горизонтальній площині і визначає степінь відтиску різця від деталі і величину прогину борштанги. Сила P_x – осьова складова, яка направлена вздовж осі шпинделя і визначає навантаження механізму подачі.

Крутний момент при розточуванні отворів визначають з відомої залежності

$$M_{кр} = \frac{P_z \cdot D}{2 \cdot 100}, \quad (1)$$

де D – діаметр отвору, мм; P_z – сила різання, Н.

Діюча потужність різання визначається за формулами

$$N_0 = \frac{P_z \cdot v}{60 \cdot 102}, \quad (2)$$

де v – швидкість різання, м/хв.

Швидкість різання визначають з відомої залежності

$$v = \frac{\pi D n}{1000}. \quad (3)$$

Оправка для розточування і вигладжування внутрішніх циліндричних поверхонь зображена на рис.1, яка виконана у вигляді борштанги 1, з лівого торця якого виконано два радіальні наскрізні отвори, перпендикулярно один до одного, на не великій відстані між ними. В перший наскрізний перпендикулярний отвір 2 з торця циліндра, встановлено радіальні розточні різці 3, які з неробочого кінця виконані пів конусними 4, які є у

в нижній частині втулки 2 в радіальних пазах 11 і виконана гвинтова канавка 9. До неробочих кінців різців 10 прикріплені робочі пластини 12 за допомогою шарнірів 13 з можливістю приєднання до кінця хвостовика 1, який має прямокутну форму, причому товщина стінки, до якої кріпляться робочі пластини, рівна товщині тіла різця, а робочі пластини жорстко кріпляться до різців 10 і нижньої частини хвостовика 1 за допомогою шарнірів 13.

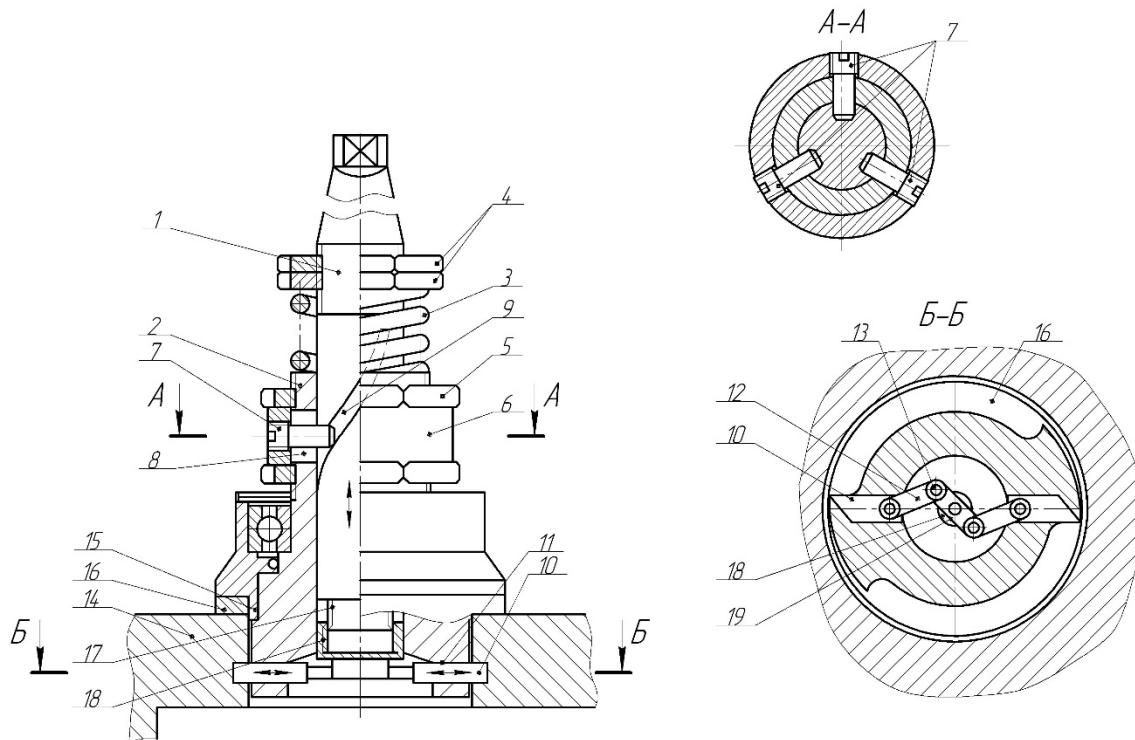


Рис.2 – Розточна головка шарнірного типу

Таке конструктивне виконання механізму відведення різців 10 у вихідне положення після розточування за допомогою робочих пластин 12 і шарнірів 13 забезпечує надійність виконання технологічного процесу розточування кільцевих канавок в корпусах і інших деталях.

Точне центрування оправки відносно отвору корпусу 14 здійснюється центральним корпусом пристрою 15, а місце розміщення розточної канавки в корпусі визначається регулювальними шайбами 16.

Робота шарнірно розточної головки здійснюється наступним чином. В зоні над розточними різцями 10 у втулці 2 виконані фасонні виїмки 20 для розміщення стружки. У нижньому кінці хвостовика 1 на циліндричній виточці виконана шліцьова поверхня 17, яка є у взаємодії з внутрішнім шліцьовим отвором змінної втулки 18, нижня основа якої виконана з поперечним пазом 19, який є у взаємодії з середньою робочою пластинкою 12 з можливістю його прокручування. Змінну втулку можна змінювати в процесі її зношення при взаємодії з планками 12.

Пристрій встановлюється в шпindelь вертикально-свердлильного, вертикально-або горизонтально-фрезерного верстату, нижня частина пристрою встановлюється в отвір корпусу 14, в якому необхідно розточити кільцеву канавку. Центрування пристрою в отворі корпусу 14 здійснюється за допомогою центрального корпусу 15, а зміщення кільцевої канавки від торця корпусу регулюється шайбою 16, хвостовик 1 відносно втулки 2 знаходиться у верхньому крайньому положенні. Після цих підготовчих робіт включають верстат і опускають хвостовик в низ, стискаючи пружину 3, при цьому він діє на робочі пластини 12, які розтискаються і розтискають розточні різці 10, які в свою чергу

розточують кільцеву канавку в корпусі 14. Глибина розточування регулюється величиною опускання хвостовика 1. Величина ходу останнього регулюється величиною відносного ходу хвостовика і втулки за допомогою гайок 5 і пазами 8 і 9, стружка просипається через зазор між гвинтовим пазом і корпусом 14 і нижньою частиною втулки 2 або розміщується в простір фасонних виїмок 20. Прокручування робочих пластин 12 здійснюється провертанням втулки 18 з поперечним пазом 19, який розтискує сусідні робочі планки 12 і розточні різці. Після закінчення розточування кільцевої канавки хвостовик 1 під дією пружини 3 піднімається в гору, при цьому, він діє на робочі пластини 12, які відводять різці у вихідне положення. Закінчивши технологічний процес розточування пристрій переставляють на другий отвір для розточування.

В разі необхідності збільшення або зменшення глибини кільцевої канавки проводиться регулювання розміщення пальців за допомогою гайок 5. Ширина кільцевої канавки визначається шириною ріжучої кромки різця.

До переваг пристрою відноситься підвищення надійності виконання технологічного процесу за рахунок усунення можливих випадків засідання різців в кільцевих канавках корпусів 14 і використання 3-х пластин 12 і забезпечення збільшення глибини розточування кільцевих канавок.

Пристрій для розточування циліндрів зображено на рис.1 [12], який виконано у вигляді хвостовика 1, різцетримача 2 з радіально розміщеними різцями 3, які встановлені рівномірно по колу, торцеві поверхні яких виконані у вигляді конічного конуса 4, який є у взаємодії з конічним притискачем 5. Останній знизу через центральний отвір 6 є у взаємодії з стяжним болтом 7, який загвинчений в нижній торець хвостовика 1. Між нижнім торцем хвостовика 1 і верхніми поверхнями розточувальних різців 3 і верхнім торцем конічного притискача 5 встановлена пружина стиснення 8. Знизу розточувальні різці 3 є у взаємодії з нижньою кришкою 9, яка жорстко закріплена до різцетримача 2 болтами з можливістю вільного їх радіального переміщення.

Робота пристрою для розточування циліндрів здійснюється наступним чином. Блок двигуна чи іншу деталь, в якій необхідно розточити отвір, встановлюють на стіл вертикально-розточувального чи іншого верстата та закріплюють. Пристрій вводять в отвір розточувального блока і за допомогою його жорстко кріплять на столі верстата відомим способом. Після цього за допомогою шестигранного внутрішнього ключа болтом 7 пристрій настраюють на чорнове розточування внутрішнього отвору 10. Після закінчення настроювання пристрою включають верстат і здійснюють розточування отвору 10 в деталі 11, переміщуючи пристрій вертикально вгору на необхідну довжину, таким чином розточують і наступні отвори. Після чорнового розточування здійснюють чистове розточування з відповідним настроюванням пристрою.

До переваг пристрою належить розширення технологічних можливостей і підвищення точності та продуктивності.

Ріжучі інструменти для розточування отворів: ВК8 – для чорнового і чистового розточування чавуну; Т5К10...Т15К6 – для чорнового і чистового розточування сталі. Використовують і швидкоріжучі розточні різці використовують для розточування отворів сталених відливок. Інші дані доцільно взяти з посилання [1].

Висновки. Нами розроблена конструкція пристрою для розточування циліндрів збільшеного ходу розточних різців і збільшення глибини розточування.

На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена конструкція комбінованого інструменту – розточна оправка і мітчик;
2. Приведені аналітичні залежності для визначення режимів різання і силових параметрів.

Література:

1. Смирнов В.К. Токарь-расточник / В.К. Смирнов. – М.: Высшая школа, 1982. – 237 с.
2. Линчевський П.А. и другие. Обработка деталей на отделочно-расточных станках / П.А. Линчевський и др. –К.: Техніка, 2001. – 301 с.
3. Боженко Л.І. Технологія машинобудування / Л.І. Боженко. – Львів: Світ, 1996. – 368 с.
4. Пат. №107593 UA, МПК В23В 35/00 Пристрій для розточування циліндрів / І.Б. Гевко, П.В. Казмірчук, Т.Д. Навроцька; заявник і патентовласник І.Б. Гевко, П.В. Казмірчук, Т.Д. Навроцька. – № u 2016 00106; заявл. 4.01.2016; опубл. 10.06.2016, Бюл. №11 – 4 с.
5. Гевко Б.М. та інші. Технологія сільськогосподарського машинобудування / Б.М. Гевко та ін. – К.: Кондор, 2006. – 495 с.
6. Руденко П.О. Проектування технологічних процесів машинобудування / П.О. Руденко. – К.: Вища школа, 1993. – 416 с..
7. Справочник технолога-машиностроителя в 2^х томах // Под редакцией А.Г. Косиловой и Р.К. Мещерякова. – М.: Машиностроение, 1986. – Т.1. – 656 с; Т2 – 496 с.
8. Безпалов Б.Л. Технология машиностроения / Б.Л. Безпалов та другие. – М.: Машиностроение, 1973. – 448 с.
9. Зуев А.А. Технология сельскохозяйственного машиностроения / А.А. Зуев, Д.Ф. Гуревич. – М.: Колос, 1980. – 256 с.
10. Пилипець М.І. Науково-технологічні основи виробництва заготовок деталей машин: автореф. дис. на здобуття наук. ступ. докт. техн. наук: спец. 05.02.08 «Технології машинобудування» / Пилипець Михайло Ількович. – Львів, 2002. – 35 с.

Summary

Hevko I.B., Dziura V.O., Levkovich M.G., Kazmirchuk P.V. Study of a technological process of cutting holes of body parts

The technological process of cutting and leveling holes of body parts is investigated. The analytical dependences for determination of cutting modes, power and structural parameters are given.

Keywords: *technological process, cutting and leveling of holes, body parts.*

References

1. Smyrnov V.K. Tokar-rastochnyk / V.K. Smyrnov. – М.: Vysshaya shkola, 1982. – 237 s.
2. Lynchevskiy P.A. y druiye. Obrabotka detalei na otdelochno-rastochnykh stankakh / P.A. Lynchevskiy y dr. –К.: Tekhnika, 2001. – 301 s.
3. Bozhenko L.I. Tekhnolohiia mashynobuduvannia / L.I. Bozhenko. – Lviv: Svit, 1996. – 368 s.
4. Pat. №107593 UA, MPK V23V 35/00 Prystrii dlia roztochuvannia tsylindriv / I.B. Hevko, P.V. Kazmirchuk, T.D. Navrotska; zaiavnyk i patentovlasnyk I.B. Hevko, P.V. Kazmirchuk, T.D. Navrotska. – № u 2016 00106; zaiavl. 4.01.2016; opubl. 10.06.2016, Biul. №11 – 4 s.
5. Hevko B.M. ta inshi. Tekhnolohiia silskohospodarskoho mashynobuduvannia / B.M. Hevko ta in. – К.: Kondor, 2006. – 495 s.
6. Rudenko P.O. Proektuvannia tekhnolohichnykh protsesiv mashynobuduvannia / P.O. Rudenko. – К.: Vyshcha shkola, 1993. – 416 s..
7. Spravochnyk tekhnoloha-mashynostroytelia v 2kh tomakh // Pod redaktsyei A.H. Kosylovoi y R.K. Meshcheriakova. – М.: Mashynostroyeniye, 1986. – Т.1. – 656 s; Т2 – 496 s.

8. Bezpалov B.L. Tekhnolohyia mashynostroenyia / B.L. Bezpалov ta druhye. – M.:Mashynostroenyie, 1973. – 448 c.
9. Zuev A.A. Tekhnolohyia selskokhoziaistvennoho mashynostroenyia / A.A. Zuev, D.F. Hurevych. – M.: Kolos, 1980. – 256 c.
10. Pylypets M.I. Naukovo-tekhnologichni osnovy vyrobnytstva zahotovok detalei mashyn: avtoref. dys. na zdobuttia nauk. stup. dokt. tekhn. nauk: spets. 05.02.08 «Tekhnolohii mashynobuduvannia» / Pylypets Mykhailo Ilkovych. – Lviv, 2002. – 35 s.

Кондратюк О.М.¹,
Галан Ю.Я.²,
Босюк П.В.²

¹Національний університет
водного господарства та
природокористування

м. Рівне Україна;

²Тернопільський національний

технічний університет

імені Івана Пулюя,

м. Тернопіль, Україна.

E-mail: kondratuk-o@ukr.net

РЕГУЛЮВАННЯ ТИСКУ АБРАЗИВНОЇ ЧАСТИНКИ НА ПОВЕРХНЮ ДЕТАЛІ ПРИ ВІБРАЦІЙНО-ВІДЦЕНТРОВІЙ ОБРОБЦІ

УДК 621.9.048

У статті проведено аналіз взаємодії гранули з оброблюваною поверхнею деталі, аналіз жорсткості оброблюваних деталей. Проведено аналіз коефіцієнта λ миттєвого тиску гранули по відповідній робочій поверхні, коефіцієнта форми гранули k . Визначено ефективні шляхи оптимізації параметрів технологічного процесу.

Ключові слова: *вібраційно-відцентрова обробка, технологічний процес, миттєвий тиск, сила взаємодії.*

Вступ. Стан розроблення технологічних процесів у машинобудуванні вимагає істотного покращення експлуатаційних і технологічних параметрів машин та оснащення, які б забезпечили високу якість деталей, дали змогу підвищити продуктивність праці та ефективність виробництва при обробленні деталей складного профілю, малої жорсткості з поганим доступом ріжучих інструментів до оброблюваних поверхонь. При цьому ефективним є спосіб оброблення таких деталей вільними абразивами при вібраційно-відцентровому обробленні в сипучому абразивному середовищі. Цей спосіб є ефективним для зачисних, шліфувальних, полірувальних і зміцнюючих технологічних процесах при виготовленні деталей машин.

Постановка проблеми. Одним із головних напрямів інтенсифікації вібраційно-відцентрового оброблення є розробка нових її різновидностей і регулювання їх силових технологічних параметрів.

Результати дослідження. Інтенсивність вібраційно-відцентрового оброблення (ВВО) визначається зняттям металу, або ступенем пластичного деформування поверхні в результаті взаємодії абразивної гранули з деталлю, миттєвим її тиском на оброблювальну поверхню. Чим вище енергетичний рівень середовища, тим більша сила такої взаємодії. Так як вібраційно-відцентрове оброблення деталей в середовищі вільноколивних тіл являє собою багатофакторний процес, інтенсивність якого залежить від амплітуди і частоти коливань робочої камери, траєкторії її руху, тривалості оброблення, марки оброблюваного матеріалу, характеристики і розмірів частинок робочого середовища, об'єму робочої камери та ступені її заповнення, механічних властивостей матеріалу оброблюваних деталей та інших факторів, дають обґрунтування для дослідженні основних закономірностей вібраційно-відцентрового процесу [1,2]. Вібраційно-відцентрове оброблення з вільним завантаженням деталей в залежності від характеру робочого середовища, яке використовується, являє собою механічний або хіміко-механічний процес зняття мікрочастин металу і його окисів з поверхні, яка обробляється, а також згладжування мікронерівностей шляхом їх пластичного деформування частинками робочого середовища, які в процесі роботи здійснюють коливний рух. Характер коливного руху робочої камери, що залежить від наявності додаткового руху деталей, або сипучого абразивного середовища, електрохімічної, магнітної, термічної та іншої його складової, ви-

значає тривалість миттєвого тиску абразивної гранули, величину сили взаємодії її з оброблювальною поверхнею.

Складна геометрична форма і жорсткість оброблюваних деталей в сипучому абразивному середовищі визначають величину грануляції абразивних частинок і допустиму величину сили взаємодії цих частинок з оброблюваною поверхнею. Величина сили взаємодії гранули з оброблюваними деталями не повинна привести до зміни їх номінальних розмірів і геометричних форм. Визначення розмірів деталей або зовнішніх навантажень, при яких виключається можливість появи недоступних з точки зору нормальної роботи конструкції, деформація цих деталей, є метою розрахунку на жорсткість.

Жорсткість – здатність деталей чинити опір зміні їхньої форми і розмірів під навантаженням. Для деяких деталей жорсткість є основним критерієм при визначенні остаточних розмірів.

Розрізняють власну жорсткість деталі, обумовлену деформаціями всього матеріалу деталі, і контактну жорсткість, яка пов'язана з деформаціями тільки поверхневих шарів матеріалу в зоні контакту взаємодії деталі.

Жорсткість оцінюють співвідношенням розрахункових деформацій деталей (прогинів f , кутів повороту перерізів θ , деформації розтягнення-стиску Δl та ін.) при дії максимальних навантажень з допустимими деформаціями, умови жорсткості записують у вигляді [1]

$$f \leq [f]; \theta \leq [\theta]; \Delta l \leq [\Delta l]. \quad (1)$$

Механічна жорсткість – здатність пружного тіла чинити опір деформуванню (зміни розмірів або форми) від прикладеного зусилля вздовж вибраного напрямку в заданій системі координат. Характеристика механічної жорсткості обернена до характеристики механічної податливості.

Коефіцієнт жорсткості k_T тіла є мірою опору пружного тіла до деформації:

$$k_T = \frac{P}{\delta}, \quad (2)$$

де P – сила, прикладена до тіла, Н; δ – деформація, викликана силою P вздовж напрямку дії сили, м.

Для пружного тіла можна розглядати і механічну жорсткість при крученні, тоді коефіцієнт k_T рівний:

$$k_T = \frac{M}{\theta}, \quad (3)$$

де θ – кут закручування тіла у напрямку прикладання матеріалу, рад.

Для більшості деталей основне значення має власна жорсткість. У такому разі перевірені розрахунки на жорсткість виконують за формулами та методами, що вивчаються в курсі опору матеріалів [2]. Визначення деформації деталей (вали, штоки, ходові гвинти, корпусні деталі та ін.) базується на принципі Сен-Венана. Розрахунок напруг при розтяганні, стиску і інших видів деформації характеризується відносним подовженням:

$$\varepsilon = \frac{N}{EA}, \quad (4)$$

де N – поздовжні сили, Н; E – модуль пружності першого роду, Н/м²; A – площа поперечного перерізу, м²; EA – жорсткість при розтяганні-стисканні, Н.

Гіпотеза плоских перетинів, при пружних деформаціях, залежність визначення допустимих напружень підкоряються закону Гука:

$$G = E \cdot \varepsilon; G = \frac{N}{A}. \quad (5)$$

Допустимі напруження деталей залежать від факторів [3]:

1. Вибраний матеріал і спосіб отримання заготовки (лиття і ін.), термообробка;
2. Степінь відповідальності деталі і її режим роботи;
3. Конфігурація деталі і її розміри;
4. Шорсткість поверхонь і ін.

Допустимі значення деформації визначають за емпіричними залежностями або на основі відповідних розрахунків, що відображають вимоги жорсткості, або на основі довідкових даних, здобутих в експериментальних умовах роботи подібних деталей.

Поняття контактної жорсткості деталей належить не тільки до випадку початкового контакту по лінії або в точці, але і до випадку контакту по великій, номінальній площі. В обох випадках контактні деформації суттєві в зв'язку з малою фактичною площею контакту. В першому випадку такі деформації визначаються номінальною формою контакту деталей, а в другому – обминанням мікронерівностей та хвилястостей поверхонь.

Контактні деформації однорідних деталей з початковим дотиком по лінії або в точці визначають за формулами Герца. Загальне кінематичне зміщення, при зближенні центрів деталі і гранули або центрів кривизни, повинно бути меншим допустимого [4]:

$$\Delta = \frac{2(1-\mu^2)}{\pi E} P \left(\ln \frac{4R_1 \cdot R_2}{a^2} + 0,815 \right) \leq [\Delta], \quad (6)$$

де μ – коефіцієнт Пуасона; E – модуль пружності; P – номінальний тиск, Н; R_1, R_2 – радіуси центрів кривизни, м; a – напівширина контактної площадки, м.

Контактні деформації при великій номінальній площі контакту визначають на основі експериментально встановлених коефіцієнтів контактної податливості.

Роблячи висновок з вище наведеного матеріалу і з того, що основним параметром технологічного процесу вібраційно-відцентрового оброблення є сила взаємодії абразивної гранули з поверхнею оброблюваних деталей, прикладені зусилля не повинні змінювати їх геометричні і номінальні розміри.

При визначенні сили співудару частки робочого середовища з деталями, які обробляються вібраційно-відцентровим методом, наряду з іншими параметрами важливе місце займає коефіцієнт λ миттєвого тертя гранули по відповідній робочій поверхні, який характеризує жорсткість поверхні тіл в зоні контакту при ударі.

В зв'язку з різновидністю форм і розмірів гранул і варіантів їх орієнтації в момент співудару з робочою поверхнею визначення значення λ аналітично більш достовірне [5]. Припустимо, що імпульс сил, діючих на гранулу при ударі по дотичній, обумовлений тільки силою тертя, і гранула починає зміщуватись по робочій поверхні при найбільшому граничному значенні імпульсу цієї сили.

$$|P_\tau| = \lambda |P_n|, \quad (7)$$

де P_n – імпульс нормального тиску при ударі.

По аналогії з тертям ковзання прийнято, що коефіцієнт λ буде максимальним в момент переходу від удару без ковзання гранули до удару з ковзанням по робочій поверхні

$$\lambda = \left| \frac{P_\tau}{P_n} \right|, \quad (8)$$

Для аналітичного рішення поставленої задачі, визначення коефіцієнту λ миттєвого тертя гранули по відповідній робочій поверхні, розглянемо розрахункову схему удару гранули по робочій площині показаної на рис.1.

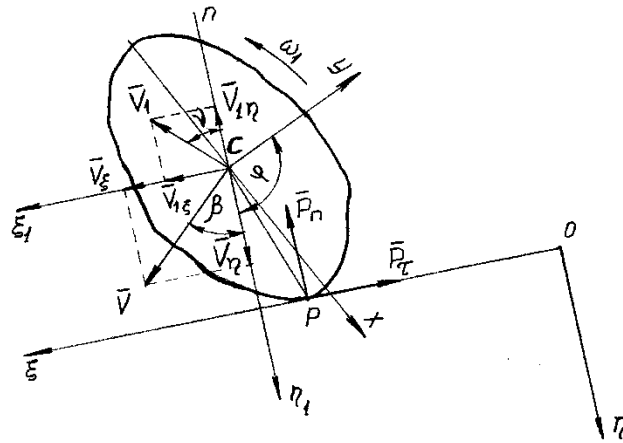


Рис. 1 – Розрахункова схема удару гранули на площину

$\xi O \eta$ - нерухома система координат; $\xi_1 C \eta_1$; $Sx - Sy$ - рухомі системи координат, зв'язаних з гранулою;
 n - нормаль до площини; β, ν, φ - кути падіння, відбиття і орієнтації гранули.

В момент переходу одного виду удару гранули в другий справедлива залежність, яка описує удар без ковзання:

$$\left. \begin{aligned} m(V_{1\xi} - V_{\xi}) &= P_{\tau} \\ m(V_{1\eta} - V_{\eta}) &= P_n \\ I_c \omega_1 &= P_{\tau} \cdot p_{\eta} - P_n \cdot p_{\xi} \\ V_{1\eta} &= e|V_{\eta}| \\ V_{1\xi} - \omega_1 \cdot p_{\eta} &= 0 \end{aligned} \right\}, \quad (9)$$

де m – маса гранули; $V_{1\xi}, V_{1\eta}$ і V_{ξ}, V_{η} – проекції швидкості центра C маси гранули в кінці і початку удару; ω_1 – кутова швидкість гранули після удару; e – коефіцієнт відновлення нормальної складової швидкості гранули при ударі.

Момент інерції гранули відносно головної осі, перпендикулярної площині удару $\xi O \eta$:

$$I_c = \frac{1}{5} m(a^2 + b^2), \quad (10)$$

де a, b – розміри головних напів осей середнього перерізу, який лежить в площині удару ($b < a$).

Проекції радіуса – вектора CP , визначаючого орієнтацію гранули відносно площини

$$p_{\eta} = \sqrt{b^2 + (a^2 - b^2) \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (11)$$

$$p_{\xi} = (a^2 - b^2) \cdot \sin \varphi \cdot \cos \varphi / \sqrt{b^2 + (a^2 - b^2) \cdot \sin^2 \varphi}, \quad (12)$$

Із системи (4) з врахуванням підстановки в неї вирази (10)-(12) отримаємо

$$P_{\tau} = \frac{mV \left[5(1+e)(1-k^2) \sin \varphi \cdot \cos \varphi + (1-k^2) \sin \beta \right]}{6+k^2-5(1-k^2) \cdot \cos^2 \varphi}, \quad (13)$$

$$P_n = mV(1-e) \cos \beta, \quad (14)$$

де $k = b/a$.

Підставити (13) і (14) в (8), після перетворень будемо мати рівняння, зручне для аналізу

$$\lambda = \frac{5 \left[\frac{(1-k^2)}{(1+k^2)} \right] \cdot \sin 2\varphi + 2\operatorname{tg}\beta / (1+e)}{7 - 5 \left[\frac{(1-k^2)}{(1+k^2)} \right] \cdot \cos 2\varphi}, \quad (15)$$

Як видно із залежності (15), з збільшенням коефіцієнта e і зменшенням витягнутості форми гранули (тобто при більшому значенні k) величина λ зменшується. Параметр β – визначений для конкретних умов удару, кут падіння гранули, при якому удар без ковзання гранули переходить в удар з ковзанням. Прийняті на початку передумови при рішенні поставленої задачі обґрунтовують кут β , як величину постійну в рівнянні (15). Кут β визначається рухом робочої камери, який обумовлюється кінематикою вібраційної установки. Також коефіцієнт λ залежить від кута орієнтації φ гранули відносно робочої поверхні при ударі і конкретних фрикційних властивостей поверхні тіл, які співударяються.

Максимальне значення коефіцієнта λ відповідає моменту переходу від удару без ковзання гранули до удару з ковзанням по оброблюваній поверхні. Це значення коефіцієнта λ може бути границею між двома технологічними процесами вібраційної обробки, що відповідає максимальному зняттю матеріалу з оброблюваної поверхні (металу, корозії, облою, ливарного штаму та ін.) при максимальному значенні P_n , до шліфування оброблюваної поверхні (зминання виступів мікронерівностей, згладжування нерівностей і т. д.) при збільшенні значення P_t з переходом до режиму полірування.

Отримані графіки залежності коефіцієнта миттєвого тертя λ гранули від коефіцієнта форми гранули $k=b/a$ та кута орієнтації гранули φ (рис.2, рис.3), дають можливість визначити потрібні параметри гранули сипучого робочого середовища і кута її взаємодії з оброблюваною поверхнею, що визначається кінематикою вібраційної установки, яка встановлює вид циркуляції робочого середовища для певного технологічного процесу обробки деталей.

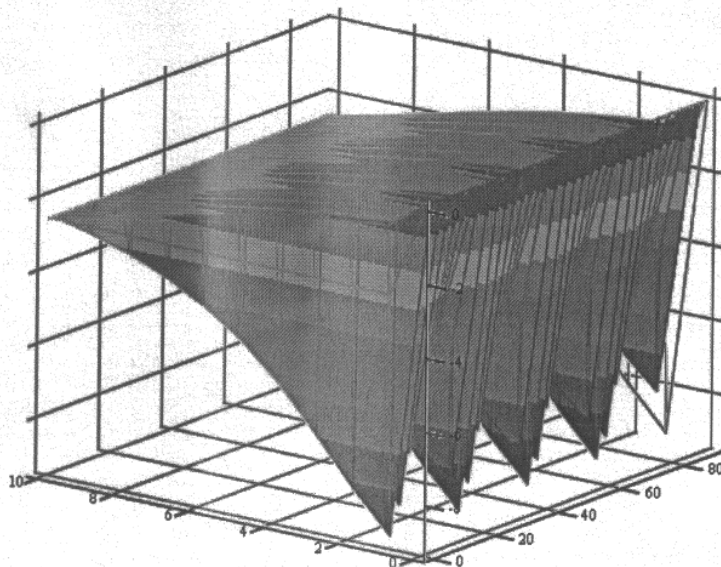


Рис. 2 – Залежність λ від кута $\varphi = 0 - 90^\circ$, співвідношення $b/a = 0 - 0.9$

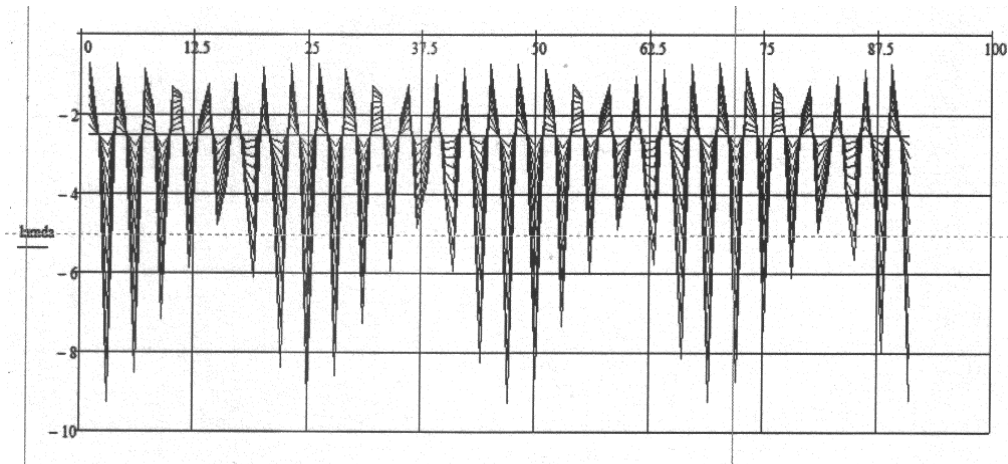


Рис. 3 – Залежність λ від кута $\varphi = 0 - 90^\circ$, співвідношення $b/a = 0 - 0.9$ при $V = 25$ м/с, $m = 0.01$ кг, $\beta = 30^\circ$

Аналізуючи отримані графіки можна констатувати факт, що при меншому значенні коефіцієнта k (витягнута, еліптична форма гранули) перепад (зміна) значень λ від величини φ є значною, з синусоїдальною періодичністю, приблизно рівною 22° ($3^\circ, 25^\circ, 47^\circ \dots$), що відповідає переходу від режиму різання до режиму шліфування абразивної гранули і оброблюваної поверхні. При збільшенні коефіцієнта k (округлюється форма гранули) зміна значень коефіцієнта λ від величини φ незначна і відповідає в більшості режиму різання або проникнення абразивної гранули в оброблювану поверхню.

Наведені висновки аналізу графіків дають можливість стверджувати, що для певної форми (коефіцієнта k) гранули сипучого абразивного робочого середовища, змінюючи значення кута її орієнтації φ , можна визначити чи задати потрібну величину сили різання P_n і сили зминання P_t , або їх певне співвідношення, яке б відповідало потрібному технологічному процесу вібраційного оброблення деталей.

Проведені експериментальні і аналітичні дослідження вібраційно-відцентрового процесу оброблення деталей [6], дають можливість розділити його на наступні етапи. В початковий період оброблення удари гранул приходяться по вершинам мікронерівностей вихідної поверхні зразків. Проходить інтенсивне зминання гребенів мікрорельєфу, в результаті інтенсивно знижується шорсткість і підвищується поверхнева міцність оброблюваної поверхні. Цей етап закінчується формуванням поверхні, яка має більш високі значення показників якості поверхні. Умовно можна назвати таку частину технологічної операції вібраційним проходом. Тривалість такого проходу при ВВО знаходиться в межах 15-30 хв. За цей час вся вихідна поверхня деталі покривається слідами взаємодії з гранулами робочого середовища.

В наступний період оброблюється поверхня, яка сформована першим вібраційним проходом. Режим оброблення не змінився, а стійкість робочого середовища забезпечує майже незмінну його оброблювану властивість.

Гранула робочого середовища, маючи ту ж енергію, що і в першому проході, залишає на поверхні повторний слід, глибина якого дещо більша, ніж висота мікронерівностей, сформованих першим проходом. Гранула деформує метал в основі виступів вихідного мікрорельєфу поверхні зразка. Збільшується степінь і глибина наклепу.

Другий вібраційний прохід характеризується підвищенням параметрів шорсткості, але числове значення R_a в кінці проходу менше вихідного (до оброблення). Цей прохід закінчується приблизно в 45 хвилин після початку оброблення.

Наступний прохід відрізняється зниженням шорсткості. Це пояснюється двома факторами. По-перше, з кожним наступним проходом зона взаємодії гранули з поверхнею наближається до основ виступів мікрорельєфу, в результаті чого збільшується

площа взаємодії гранули з поверхнею. Подруге, перших два проходи привели до підвищення поверхневої міцності матеріалу зразка. Це додатково приводить до збільшення реакції поверхні при силовій взаємодії з нею гранули робочого середовища. Від проходу до прохода пружна фаза удару гранули об поверхню буде збільшуватись.

Аналіз перших проходів ВВО свідчить, що при меншому значенні коефіцієнта k (витягнута, еліптична форма гранули) режим різання абразивної гранули буде найбільш продуктивним. Характеристика другого і третього проходів ВВО пропонує збільшення коефіцієнта k (округлюється форма гранули), що відповідає режиму більшого проникнення абразивної гранули в оброблювану поверхню. Ці спостереження дають можливість підібрати абразивне робоче середовище з певними фізико-механічними властивостями і певною геометричною формою для зрізання мікронерівностей вихідної поверхні мікрорельєфу, шліфування і полірування оброблюваної поверхні.

Висновок. Приведений аналіз дає можливість розширити можливості і оптимізувати параметри вібраційно-відцентрового процесу обробки деталей в сипучому абразивному середовищі, визначити оптимальну величину сили взаємодії абразивної гранули, миттєвого її тиску на оброблювальну поверхню, що не приводить до зміни номінальних розмірів і геометричних форм оброблюваних деталей.

Література:

1. Павлище В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин / В.Т. Павлище. – К.: “Вища школа”, 1993. – 556с.
2. Опір матеріалів. Підручник / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. За ред. Г.С. Писаренка. – К.: “Вища школа”, 1993. – 655с.
3. Куклін Н.Т. Деталі машин / Н.Т. Куклін, І.С. Кукліна. – К.: “Вища школа”, 1987. – 275с.
4. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика / Г.Б. Иосилевич, П.А. Лебедев, В.С. Стреляев. – М.: Машиностроение, 1985. – 585с.
5. O. Kondratiuk, O. Lyashuk, V. Klendii, Y. Galan. Interaction of abrasive working environment particles at vibrating processing with the treated surface details. Вісник ТНТУ. Випуск 2(6). – Тернопіль, 2017. -С.32 – 41.
6. Кондратюк О.М. Оптимізація параметрів проведення експериментальних досліджень вібраційно-відцентрової обробки /О.М. Кондратюк// Вісник НУВГП наук.пр. – Випуск 1(41). - Рівне: 2008. – С. 315-321.

Summary

Kondratiuk O.M., Galan Y.Y. Bosyuk P. V. Regulation of the pressure of the abrasive part of the surface details in vibrational and virtual processing

The paper carries out the review of the vibration processing, the analysis of the interaction of the granule with the element, the energy level of working environment, ways of their increasing. Basic parameters are determined of the vibration processment, which increases the intensiveness processiry. The factor determining the force of the working environment granule interaction with the processed surface is its speed provided by the complexity of kinetic motion applied to it. There is suggested the theoretic model of the granule interaction with the surface of the part in which the abrasive granule is simultaneously influenced by the forces of vibration and centrifugal ones increasing the total force of interaction.

The analysis of the interaction of the granule with the surface of the workpiece, analysis of the hardness of the machined parts is carried out. of instant gravityλThe analysis of the coefficient friction on the corresponding working surface, the coefficient of the shape of the

granule k. The effective ways of optimizing the parameters of the technological process are determined.

Keywords: *vibration-centrifugal processing, technological process, instantaneous pressure, interaction strength.*

References

1. Pavlishche V.T. Osnovi konstruyuvannya ta rozrakhunok detalei mashin / V.T. Pavlishche. – K.: “Vishcha shkola”, 1993. – 556s.
2. Opir materialiv. Pidruchnik / G.S. Pisarenko, O.L. Kvitka, E.S. Umans'kii. Za red. G.S. Pisarenka. – K.: “Vishcha shkola”, 1993. – 655s.
3. Kuklin N.T. Detali mashin / N.T. Kuklin, I.S. Kuklina. – K.: “Vishcha shkola”, 1987. – 275s.
4. Iosilevich G.B. Prikladnaya mekhanika / G.B. Iosilevich, P.A. Lebedev, V.S. Strelyaev. – M.: Mashinostroenie, 1985. – 585s.
5. O. Kondratyuk, O. Lyashuk, V. Klendii, Y. Galan. Interaction of abrasive working environment particles at vibrating processing with the treated surface details. Visnik TNTU. Vipusk 2(6). – Ternopil', 2017. -S.32 – 41.
6. Kondratyuk O.M. Optimizatsiya parametriv provedennya eksperimental'nikh doslidzhen' vibratsiino-vidtsentrovoi obrobki /O.M. Kondratyuk// Visnik NUVGP nauk.pr. – Vipusk 1(41). - Rivne: 2008. – S. 315-321.

Левкин Д.А.

Харьковский национальный
технический университет сельского
хозяйства имени П. Василенко,
г. Харьков, Украина,
E-mail: valoi@i.ua

**МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ПРОЦЕССА
ДЕЙСТВИЯ ЛАЗЕРНОГО ЛУЧА
НА МНОГОСЛОЙНЫЙ
МИКРОБИОЛОГИЧЕСКИЙ ОБЪЕКТ**

УДК 519.6:001.5

В статье рассмотрены вопросы математического моделирования действия лазерного луча на многослойный шарообразный микробиологический материал. Акцент исследования сделан на эмбрион, как на сферический многослойный, неоднородный микробиологический объект сложной пространственной структуры. В связи с этим, при действии лазерным лучом, происходит неоднородный нагрев эмбриона, что влечет к термическому повреждению. Для повышения качества биотехнологического процесса лазерного деления микробиологического объекта необходимо повысить точность и быстродействие реализации прикладных оптимизационных математических моделей.

Специфика оптимизации систем «эмбрион-лазер» такова, что точность и быстродействие реализации прикладных оптимизационных математических моделей зависят от корректности постановки расчетных математических моделей. Так как, в основе расчетной математической модели процесса лазерного воздействия на эмбрион, лежит краевая задача системы четырех неоднородных дифференциальных уравнений теплопроводности, имеющих свои особенности, то актуален вопрос обоснования корректности решения.

Ключевые слова: *расчетная математическая модель, корректность, оптимизационная математическая модель.*

Введение. Для оптимизации параметров физических полей многослойных систем необходимо многократное решение серии краевых задач в процессе моделирования. Существование и единственность решения можно гарантировать только в случае классической формы материала. В данной статье в качестве шарообразного микробиологического объекта многослойной (трехслойной) структуры, рассмотрим эмбрион. В основе расчетной математической модели, описывающей процесс действия лазерного луча на эмбрион, лежит краевая задача системы четырех неоднородных, нелинейных, многомерных и нестационарных дифференциальных уравнений теплопроводности в сферической системе координат. Для осуществления оптимизации параметров функции цели (температурного поля) необходимы корректная постановка и реализация рассматриваемой расчетной математической модели. Вопросы корректности краевой задачи рассмотрены в работах [1, 2]. С целью оптимизации параметров функции цели в данной работе построена расчетная математическая модель процесса действия лазерного луча на эмбрион, с учетом пространственной формы и трехслойной структуры микробиологического объекта. Учет на этапе математического моделирования неоднородной структуры микробиологического объекта позволит рассчитать тепловой режим лазерного нагрева эмбриона, что даст возможность на техническом уровне осуществить процессы лазерного деления и контроля травмируемости последнего. Некоторые аспекты оптимизации параметров температурного поля эмбриона, подвергаемого воздействию на него лазерным излучением, рассматривались в работах [3, 4].

Анализ последних достижений и публикаций. Остановимся на анализе научных публикаций [5 – 12], касающихся вопросов расчета и оптимизации однослойных и многослойных систем с локальным воздействием на них источников соответствующих физических полей.

Вопросы параметризации физических полей при проектировании технических систем с дискретными источниками рассматривались в монографиях [6, 7]. В этих работах отмечалась важность данного этапа для формализации оптимизационных математических моделей с целью рационального проектирования различных физико-механических систем. Однако, в них не рассматривались вопросы оптимизации технических параметров систем «многослойный микробиологический материал-лазер». Последние системы существенно отличаются не только их исходными расчётными моделями (краевыми задачами), но и особенностями действия лазерного луча на многослойную микробиологическую систему.

Некоторые способы параметризации температурных полей на базе приближённо-аналитических решений краевых задач рассматривались в работах [8, 9].

Особо следует отметить авторское свидетельство на изобретение [10] для сегментации лазерным лучом раннего элитного эмбриона с целью получения жизнеспособных частей эмбриона для их последующей трансплантации. При этом, луч лазера проходит через блок фокусирования и направляется на эмбрион, прорезает оболочку эмбриона и осуществляет его деление. Для эффективной реализации этого способа [10] необходимо предварительное рассмотрение вопросов расчёта и оптимизации теплофизического процесса в многослойной биологической среде, каковой является эмбрион.

В работе [11] авторами приведено распределение температурных полей в слоях эмбриона при действии лазерным лучом. Однако, несмотря на то, что в данной работе берется во внимание трехслойная структура эмбриона, в ней не учитывается неоднородность его слоев, что влечет к погрешности расчетов температур лазерного нагрева, и, как следствие чего, к излишней травмируемости эмбриона.

В работе [12] авторами рассмотрены вопросы применения действия лазерного луча для удаления бластомеров из частично поврежденных эмбрионов. Значительное внимание авторами работы [12] уделяется уменьшению травмируемости зародышей в процессе удаления бластомеров. При этом в работе не учитывается неоднородная структура эмбриона и её теплофизические параметры, что ведет к травмируемости микробиологического объекта, из-за усреднения теплофизических характеристик.

Цель исследования. Построить корректную расчетную математическую модель, описывающую процесс действия лазерного луча на многослойный шарообразный микробиологический объект.

Результаты исследований. На этапе математического моделирования, процесс действия лазерного луча на эмбрион описывается с помощью краевой задачи четырех многомерных, неоднородных, нестационарных, нелинейных дифференциальных уравнений теплопроводности в сферической системе координат:

$$\left\{ \begin{array}{l} \rho_1 c_1 \frac{\partial T_1}{\partial t} - \lambda_1 \left(\frac{\partial^2 T_1}{\partial r^2} + \frac{2}{r_1} \frac{\partial T_1}{\partial r} \right) + q_1 = 0 \quad \text{при } r \in [r_1; r_2], t \in [t_1; t_2]; \\ \rho_2 c_2 \frac{\partial T_2}{\partial t} - \lambda_2 \left(\frac{\partial^2 T_2}{\partial r^2} + \frac{2}{r_2} \frac{\partial T_2}{\partial r} \right) + q_2 = 0 \quad \text{при } r \in [r_2; r_3], t \in [t_2; t_3]; \\ \rho_3 c_3 \frac{\partial T_3}{\partial t} - \lambda_3 \left(\frac{\partial^2 T_3}{\partial r^2} + \frac{2}{r_3} \frac{\partial T_3}{\partial r} \right) + q_3 = 0 \quad \text{при } r \in [r_3; r_4], t \in [t_3; t_4]; \\ \rho_4 c_4 \frac{\partial T_4}{\partial t} - \lambda_4 \left(\frac{\partial^2 T_4}{\partial r^2} + \frac{2}{r_4} \frac{\partial T_4}{\partial r} \right) + q_4 = 0 \quad \text{при } r \in [r_4; r_5], t \in [t_4; t_5]. \end{array} \right. \quad (1)$$

где ρ_e – коэффициент плотности e -го слоя эмбриона; c_e – коэффициент теплоемкости; $T_e = T_e(r, t)$ – температурное поле эмбриона; r – пространственная переменная; t – длительность действия лазерного луча; r_e – расстояние от центра источника теплового воздействия в виде пятна до точки в e -ом слое эмбриона, в которой определяется значение температурного поля; λ_e – коэффициент теплопроводности e -го слоя; q_e – удельная плотность мощности тепловых нагрузок в эмбрионе.

Для учета начала и конца действия лазерного луча на эмбрион воспользуемся граничными условиями Дирихле:

$$\begin{cases} T(r_0, t_0) = T_n; \\ T(r_5, t_5) = T_k, \end{cases} \quad (2)$$

где T_n – температура эмбриона в начале действия лазерного луча; T_k – температура эмбриона в конце действия лазерного луча.

Для учета многослойной (трехслойной) структуры применяются равенства раздела сред и равенства непрерывности температурных полей по временной координате. Равенства раздела сред имеют следующий вид:

$$\begin{cases} T_1(r_1, t_1) = T_2(r_2, t_2), & -\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} = -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} \quad \text{при } r \in [r_1; r_2]; \\ T_2(r_2, t_2) = T_3(r_3, t_3), & -\lambda_2 \frac{\partial T_2}{\partial r} = -\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} \quad \text{при } r \in [r_2; r_3]; \\ T_3(r_3, t_3) = T_4(r_4, t_4), & -\lambda_3 \frac{\partial T_3}{\partial r} = -\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial r} \quad \text{при } r \in [r_3; r_4]; \\ T_4(r_4, t_4) = T_5(r_5, t_5), & -\lambda_4 \frac{\partial T_4}{\partial r} = -\lambda_5 \frac{\partial T_5}{\partial r} \quad \text{при } r \in [r_4; r_5]; \\ T_5(r_5, t_5) = T_6(r_6, t_6), & -\lambda_5 \frac{\partial T_5}{\partial r} = -\lambda_6 \frac{\partial T_6}{\partial r} \quad \text{при } r \in [r_5; r_6]. \end{cases} \quad (3)$$

Равенства непрерывности температурных полей по временной координате:

$$\begin{cases} T(r_1; t_1 - 0) = T(r_1; t_1 + 0); \\ T(r_2; t_2 - 0) = T(r_2; t_2 + 0); \\ T(r_3; t_3 - 0) = T(r_3; t_3 + 0); \\ T(r_4; t_4 - 0) = T(r_4; t_4 + 0); \\ T(r_5; t_5 - 0) = T(r_5; t_5 + 0). \end{cases} \quad (4)$$

Для задания граничных условий теплового обмена на границе раздела оболочки эмбриона (зоны пеллюцида) и окружающей среды (граничных условий третьего рода) воспользуемся граничными условиями:

$$\left(\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r} - A(T_1 - T_{ext}) \right) \Big|_{r=0} = 0, \quad (5)$$

где λ_1 – коэффициент теплопроводности зоны пеллюцида эмбриона; A – параметр теплоотдачи зоны пеллюцида; T_1 – температура зоны пеллюцида; T_{ext} – температура окружающей среды.

В случае действия на эмбрион лазерного луча, образующего источник теплового воздействия в виде пятна, граничные условия (5) будут иметь вид граничных условий теплового потока от зоны пеллюцида к окружающей среде:

$$-\lambda_1 \frac{\partial T_1}{\partial r}(0, t) = qS, \quad 0 \leq t \leq h, \quad (6)$$

где q – удельный тепловой поток; S – диаметр источника теплового воздействия, т.е. – пятна; h – длительность действия источника.

Для нахождения удельного теплового потока, воспользуемся следующей формулой:

$$q = \frac{T_1 - T_{ext}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_{ext}} + \sum_{e=1}^N \frac{\delta_{0e}}{\lambda_e}}, \quad (7)$$

где α_1 – коэффициент теплоотдачи зоны пеллюцида; α_{ext} – коэффициент теплоотдачи окружающей среды; δ_{0e} – толщина e -го слоя эмбриона.

Решив краевую задачу, получим распределения температурных полей в эмбрионе. Некоторые аспекты реализации данной расчетной математической модели рассмотрены в работе [13]. Алгоритмическая основа процедуры оптимизации параметров действия лазерного луча на эмбрион рассмотрена в работах [3, 4].

Выводы. В работе построена расчетная математическая модель процесса действия лазерного луча на эмбрион с учетом специфики электронно-лучевого нагрева и неоднородной, трехслойной структуры микробиологического объекта. Реализация математической модели с применением численных методов и на цифровых ПЭВМ, даст возможность:

- во-первых, формализации ограничений на результирующее температурное поле эмбриона, рассмотренных в работе [3];
- во-вторых, формализации функции цели в основной оптимизационной задаче и в её прикладных математических моделях, рассмотренных в работах [3, 4].

Литература:

1. Макаров А.А. Задача Коши для экспоненциально-корректных псевдодифференциальных операторов / А.А. Макаров, Д.А. Левкин // Вісник Харківського національного університету імені В.Н. Каразіна. Серія: Математика, прикладна математика і механіка; вип. 64. – Харків, 2012. – № 990. – С. 42–47.
2. Мегель Ю.Е. Математическая модель теплового нагрева многослойного микробиологического объекта / Ю.Е. Мегель, Д.А. Левкин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2012. – № 3/4 (57). – С. 4–8.
3. Левкін Д.А. Математичні моделі оптимізації параметрів дії лазерного променя на багаточарові біосистеми / Д.А. Левкін // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2014. – № 60 (1102). – С. 77–84.
4. Мегель Ю.Е. Математическое моделирование и оптимизация параметров действия лазерного луча на многослойные биоматериалы / [Мегель Ю.Е., Путятин В.П., Левкин Д.А., Левкин А.В.] // Вісник Національного технічного університету «ХПІ». Серія: Механіко-технологічні системи та комплекси. – Х.: НТУ «ХПІ». – 2017. – № 20 (1242). – С. 60–64.
5. Мегель Ю.Е. Обработка визуальной информации для оценки состояния биообъектов с помощью автоматической системы / Ю.Е. Мегель, А.И. Рыбалка // АСУ и приборы автоматики. – Х.: Вища школа, 2002. – Вып. 118. – С. 11 – 16.

6. Стоян Ю.Г. Размещение источников физических полей / Ю.Г. Стоян, В.П. Путятин. – К.: Наук. думка, 1981. – С. 59–87.
7. Стоян Ю.Г. Оптимизация технических систем с источниками физических полей / Ю.Г. Стоян, В.П. Путятин. – К.: Наук. думка, 1988. – С. 44–48.
8. Рвачев В.Л. Алгебро-логические и проекционные методы в задачах теплообмена / В.Л. Рвачев, А.П. Слесаренко. – К.: Наук. думка, 1978. – 140 с.
9. Рвачев В.Л. Алгебра логики и интегральные преобразования в краевых задачах / В.Л. Рвачев, А.П. Слесаренко. – К.: Наук. думка, 1976. – 290 с.
10. А.с. 1059584 СССР, МКИ³ G 06 G 7/56. Устройство для моделирования физических полей / Ю.М. Мацевитый, Ю.Г. Стоян, В.П. Путятин (СССР). – опубл. 07.12.83, Бюл. № 45.
11. Douglas-Hamilton D.H. Thermal effects in laser-assisted pre-embryo zona drilling / D.H. Douglas-Hamilton, J. Conia // Journal of Biomedical Optics. – 2001. – Vol. 6, Issue 2. – P. 205. doi: 10.1117/1.1353796.
12. Laser-assisted removal of necrotic blastomeres from cryopreserved embryos that were partially damaged / [Rienzi L., Nagy Z., Ubaldi F. и др.] // Fertility and Sterility. – 2002. – Vol. 77, Issue 6. – pp. 1196. – 1201.
13. Левкин Д.А. Аналитическое решение уравнения теплопроводности для многослойного микробиологического объекта / Д.А. Левкин // Восточно-Европейский журнал передовых технологий. – Харьков, 2012. – № 4/4 (58). – С. 29 – 32.

Summary

Levkin D.A. The mathematical model of an action process of a laser beam on a multilayer microbiological object

In the article, the calculated mathematical model of an action process of a laser beam on multilayer spherical microbiological material was constructed. The given mathematical model is universal, because, despite the consideration of multilayer structure of microbiological material, the numerical values of the biophysical parameters, which are peculiar to layers of specific microbiological material, and the technical parameters of an electron-beam impact are not established in it. It allows, setting the certain values of parameters, to get the correct calculated mathematical model of an action process of a laser beam on multilayer spherical microbiological material.

The researches given in this article have novelty in connection with the fact that the constructed calculated mathematical model is correct, the complex multilayer structure of microbiological material and peculiarities of an electron-beam impact are taken into account. The actuality of the researches is denoted in works of leading foreign and domestic scientists. The task of the researchers is calculation and search of rational values of technical parameters of biotechnological process of a laser division of multilayer microbiological material. It will allow to improve the quality of biotechnological process of a division of microbiological material due to the increase of exactness and operating speed of realization of the applied optimization mathematical models.

In the article, an embryo is considered as a spherical three-layered microbiological object with the heterogeneous inclusions. The basis of the calculated mathematical model is presented by the boundary-value problem of four multidimensional, nonlinear, unsteady and heterogeneous differential equations of thermal conductivity in the spherical coordinate system. In the construction of the calculated mathematical model of an action process of a laser beam, for the consideration of the spherical three-layered structure of a microbiological object under an influence of a laser beam, the conditions of the conjugation of temperature fields in layers of an embryo and of equality of division of environments are entered in the boundary-

value problem. Inserting the numeral values of biophysical and technical parameters of process of a laser effect on an embryo, we will get the correct calculated mathematical model of the action process. The realization, with the applying of numerical methods or net processors of the obtained calculated mathematical model, will allow to improve the quality of biotechnological process of a laser division of an embryo due to the increase of exactness and operating speed of realization of the applied optimization mathematical models.

Keywords: calculated mathematical model, correct, optimization mathematical models.

References

1. Makarov, A., Levkin, D. (2012). Zadacha Koshi dlya eksponentsialno-korrektnykh psevdodifferentsialnykh operatorov. *Visnyk Harkivskogo natsionalnogo universitetu imeni V.N. Karazina. Seriya: Matematika, prikladna matematika i mehanika*, 64. – Kharkiv, № 990, 42–47.
2. Megel', Yu., Levkin, D. (2012). Matematicheskaya model teplovogo nagreva mnogoslono-mikrobiologicheskogo ob'ekta. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. Kharkov, № 3/4 (57)*, 4–8.
3. Levkin, D. (2014). Matematychni modeli optymizatsii parametriv dii lazernoho promenia na bahatosharovi biosystemy. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya Mekhaniko-tekhnologichni systemy ta komplekсы, Kh.: NTU «KhPI, № 60 (1102)*, 77–84.
4. Megel', Ju., Putjatin, V., Levkin, D., Levkin, A. (2017). Matematicheskoe modelirovanie i optymizatsiya parametrov deystviya lazernogo luchu na mnogoslonyie biomaterialyi. *Visnyk NTU «KhPI». Seriya Mekhaniko-tekhnologichni systemy ta komplekсы, Kh.: NTU «KhPI, № 20 (1242)*, 60–64.
5. Megel', Ju., Rybalka, A. (2002). Obrabotka vizual'noj informatsii dlja ocenki sostojaniya bioob'ektov s pomoshh'ju avtomaticheskoy sistemy. *ASU i pribory avtomatiki. H.: Vyshha shkola*, 118, 11–16.
6. Stojan, Ju., Putjatin, V. (1981). Razmeshhenie istochnikov fizicheskikh polej. *K.: Nauk. dumka*, 59–87.
7. Stojan, Ju., Putjatin, V. (1988). Optimizatsiya tehniceskikh sistem s istochnikami fizicheskikh polej. *K.: Nauk. dumka*, 44–48.
8. Rvachev, V., Slesarenko, A. (1978). Algebro-logicheskie i proekcionnye metody v zadachah teploobmena. *K.: Nauk. dumka*, 140.
9. Rvachev, V., Slesarenko, A. (1976). Algebra logiki i integralnyie preobrazovaniya v kraevykh zadachah. *K.: Nauk. dumka*, 290.
10. Matsevityiy, M., Stojan, Ju., Putjatin, V. (1983). A.s. 1059584, MKI³ G 06 G 7/56. Ustroystvo dlya modelirovaniya fizicheskikh polej. *SSSR. Opubl. 07.12.83, Byul. № 45*.
11. Douglas-Hamilton, D., Conia, J. (2001). Thermal effects in laser-assisted pre-embryo zona drilling. *Journal of Biomedical Optics, Vol. 6, Issue 2.*, 205. doi: 10.1117/1.1353796.
12. Rienzi, L., Nagy, Z., Ubaldi, F. i dr. (2002). Laser-assisted removal of necrotic blastomeres from cryopreserved embryos that were partially damaged. *Fertility and Sterility, Vol. 77, Issue 6.*, 1196–1201.
13. Levkin, D. (2012). Analiticheskoe reshenie uravneniya teploprovodnosti dlya mnogoslono-mikrobiologicheskogo ob'ekta. *Vostochno-Evropeyskiy zhurnal peredovykh tekhnologiy. Kharkov, № 4/4 (58)*, 29–32.

Лімонт А.С.¹,
Климчук В.М.²,

¹Житомирський агротехнічний коледж
м. Житомир, Україна;
E-mail: lajla2412@ukr.net

²Інститут сільського господарства
Полісся НААНУ,
м. Житомир, Україна.

**ФАКТОРИ ПРОДУКТИВНОСТІ
ПРЕС-ПІДБИРАЧІВ ЛЬОНОТРЕСТИ
ЯК ОБ'ЄКТІВ ТЕХНІЧНОГО СЕРВІСУ**

УДК 633.521:631.172

Прес-підбирачі льонотрести розглянуто як об'єкти технічного сервісу, що полягав у визначенні умов високопродуктивного використання досліджуваних засобів механізації. Досліджено вплив швидкості руху прес-підбирачів на щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них та масу упаковок. Залежно від швидкості руху перераховані якісні показники рулонів описуються прямолінійними залежностями з від'ємними кутковими коефіцієнтами. З'ясовано характер зміни залежно від швидкості руху довжини стрічки трести, що піднята з поля для формування рулону, довжини шару стебел трести в рулоні, тривалості формування рулону та їх кількості на одному гектарі зібраної трести. З урахуванням перерахованих факторів проаналізована зміна залежно від швидкості руху продуктивності прес-підбирачів в тоннах піднятої і гектарах зібраної трести та нормативна продуктивність в розрізі груп господарств за нормоутворюючими факторами. Наведені графіки і рівняння, що визначають кількісну зміну досліджуваних результативних ознак залежно від швидкості руху прес-підбирачів.

Ключові слова: льонотреста, збирання, прес-підбирач, швидкість, продуктивність, рулон, якість.

Вступ. Технічний сервіс засобів механізації аграрного виробництва крім технічного забезпечення їх функціонування передбачає і пошук режимів експлуатації, що забезпечують високопродуктивне використання відповідних машин і обладнання. В загальному випадку продуктивність мобільних машинно-тракторних агрегатів (МТА) визначають за швидкістю їх руху, шириною захвату та коефіцієнтом використання робочого часу зміни, хоча можуть бути і інші залежності для визначення продуктивності відповідних МТА, що їх використовують в різних галузях. За умови відродження галузі льонарства в Україні [1] збирання льону-довгунця передбачається здійснювати комбайновим, роздільним, комбінованим та альтернативним способами [2, 3]. За таких способів збирання найбільш доцільно вилежану рошенцеву тресту збирати за рулонною технологією [4]. Основним засобом механізації збирання трести за такою технологією є прес-підбирачі, які підбирають (піднімають) тресту із її стрічок, що розташовані на полі, і формують упаковки льоносировини у вигляді рулонів.

Постановка проблеми. За комбайнового збирання першопочатковою операцією готування рошенцевої льонотрести є розстилання комбайном в стрічку на льонищі вибраних і очисаних ним стебел льоносоломи для перетворення її в тресту. Низкою дослідників висловлені рекомендації щодо вибору швидкості руху льонозбирального комбайна, ширини його захвату та визначення коефіцієнта використання робочого часу зміни. Своє бачення методики визначення швидкості руху комбайна автор цього повідомлення навів у статтях [5 – 8], а в статті [8] висвітлена також методика визначення ширини захвату комбайна. У вказаних джерелах наведені і значення швидкості руху та ширини захвату комбайна. Розподіл коефіцієнта використання робочого часу зміни льонозбиральних комбайнів наведений у [9], а можливі граничні його значення – у працях [10, 11].

В проблемі готування рошенцевої льонотрести залишилися поки що ще нез'ясовані питання щодо факторів продуктивності прес-підбирачів на її збиранні. Про деякі з таких питань і піде мова в цьому повідомленні.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Дослідження рулонних прес-підбирачів на збиранні льонотрести розпочав канд. техн. наук В.М. Климчук [12]. Крім швидкості руху, ширини захвату та коефіцієнта використання робочого часу зміни іншими факторами, які опосередковано визначають продуктивність прес-підбирачів, зважаючи, що їхньою продукцією є сформований рулон, можуть виступати довжина піднятої стрічки трести для формування одного рулону, тривалість його формування та кількість рулонів на одному гектарі (га) зібраної трести. В [13] опрацьовані графіки зміни довжини стрічки трести $l_{ст}$ (м), яку піднімають з поля для формування рулону, та довжини шару стебел трести в рулоні $l_{шр}$ (м) залежно від швидкості руху v_p (км/год) прес-підбирачів, що мають різні пресувальні камери (ПК) за установки регуляторів щільності рулонів (РЩР) в різні положення. У праці [14] наведені рівняння, що висвітлюють характер зміни $l_{ст}$ і $l_{шр}$ залежно від v_p і власне кількісну зміну результативних ознак від факторіальної. Зміна тривалості формування рулону $t_{фр}$ (хв) і їх кількості на 1 га зібраної трести $n_{р,га}$ (шт./га) у графічному поданні залежно від швидкості руху прес-підбирачів та відповідні рівняння наведені в [15]. Методика і результати розрахункового визначення продуктивності (т/год) прес-підбирачів льонотрести з урахуванням маси сформованих рулонів, довжини стрічки трести, яку піднімають з поля для формування рулону, та швидкості руху прес-підбирачів висвітлені в статті [16]. Визначення продуктивності (га/год) прес-підбирачів з урахуванням тривалості формування рулону та їх кількості на 1 га зібраної трести наведено в [17].

Зі швидкістю руху МТА пов'язують не тільки їхню продуктивність, але і якість виконання ними відповідного технологічного процесу. Оскільки продукцією прес-підбирачів є сформований рулон, то важливо простежити як змінюються якісні показники рулону залежно від швидкості прес-підбирачів. Товарні якості рулонів переважно оцінюють їхньою щільністю, пошкодженням стебел трести в них та масою упаковок [12]. Графіки зміни щільності рулонів формування прес-підбирачами з різними ПК залежно від швидкості прес-підбирачів за різних положень РЩР наведені в [14] і [18]. В [13] і [18] наведені графіки зміни пошкодження стебел трести в рулонах формування прес-підбирачами з різними ПК за установки РЩР в різні положення залежно від швидкості руху прес-підбирачів. Рівняння, що описують характер зміни щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них залежно від швидкості руху прес-підбирачів і кількісно оцінюють ці зміни, наведені в [18]. У [18] наведені і графіки зміни маси рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами залежно від швидкості їх руху за різних положень РЩР, а відповідні рівняння – у статті [16].

Мета роботи полягала в узагальненні результатів раніше проведених досліджень для поліпшення механізованого виробництва льонотрести шляхом пізнання і кількісного оцінювання факторів продуктивності прес-підбирачів на її збиранні з урахуванням якості формування рулонів. *Завдання дослідження:* 1) узагальнити зміну товарних якостей рулонів, які оцінюють їхньою щільністю, пошкодженням стебел трести в упаковках та масою залежно від швидкості руху прес-підбирачів як фактора продуктивності останніх; 2) охарактеризувати довжину стрічки трести, що піднімає з поля прес-підбирач для формування рулону і за якою та шириною захвату льонозбирального комбайна можна визначити площу зібраної трести; 3) дослідити тривалість формування рулону та їхню кількість при збиранні трести з 1 га; 4) з'ясувати продуктивність прес-підбирачів за годину основного часу в тоннах піднятої і гектарах зібраної трести; 5) проаналізувати продуктивність прес-підбирачів в гектарах зібраної трести за годину змінного часу, прогнозовану за розрахунками і нормовану згідно змінної норми продуктивності з урахуванням групи господарства за нормоутворюючими факторами.

Об'єкт і методика дослідження. Об'єкт дослідження – використання на збиранні льонотрести прес-підбирача лляного ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму і прес-підбирача сінного ППР-110 з ПК сталого об'єму, які агрегували з трактором МТЗ-80. Виробництво цих прес-підбирачів було налагоджено в Україні. В дослідженні збиральні агрегати працювали на швидкостях руху 4,26 км/год та 7,25 і 8,90 км/год, а РЦР прес-підбирачів установлювали в мінімальне, основне та максимальне положення. Збирали льонотресту із стрічок, які були попередньо утворені розстиланням вибраних і очисаних рослин льону-довгунця сорту Ірма комбайном ЛК-4А, що працював із шириною захвату 1,52 м. Урожайність трести і лінійна маса її стрічок становили відповідно 21,7 ц/га і 0,33 кг/м. Прес-підбирач ПР-1,2Л відрегулювали на формування рулонів діаметром 1,1 і шириною 1,2 м, які були такими ж як і в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110. Крім діаметра і ширини рулону до його товарних якостей як вказували раніше відносять щільність і пошкодження стебел трести в упаковці та її масу, а довжина стрічки трести піднятої для формування рулону і довжина шару стебел трести в рулоні характеризують його технологічні параметри [12]. Методика визначення товарних якостей рулону і вказаних його технологічних параметрів наведена в попередніх роботах, наприклад [19].

Пошук і з'ясування розрахункових залежностей для визначення продуктивності прес-підбирачів, тривалості формування рулону та їх кількості на гектарі піднятої трести здійснені шляхом логічних міркувань і абстрактного мислення.

Для забезпечення потокового збирання трести, що вимагає узгодження використання прес-підбирачів, навантажувачів і транспортних засобів, продуктивність агрегатів у складі з прес-підбирачами доцільніше виражати в одиницях маси, тобто в тоннах піднятої трести за годину (т/год). З іншого боку облік механізованих робіт переважно ведуть в одиницях обробленої (зібраної) площі і продуктивність агрегатів оцінюють в га/год. З урахуванням висловленого продуктивність прес-підбирачів за годину основного часу $W_{от}$ в тоннах піднятої трести (т/год) рекомендовано визначати за формулою:

$$W_{от} = (m_p \cdot v_p) / l_{ст}, \quad (1)$$

де m_p – маса сформованого рулону, кг; v_p – робоча швидкість збирального агрегату у складі з прес-підбирачем, км/год; $l_{ст}$ – довжина стрічки трести, що піднята з поля для формування одного рулону, м.

Продуктивність прес-підбирачів $W_{оч}$ в гектарах зібраної площі за годину основного часу (га/год) можна подати залежністю:

$$W_{оч} = 60 / (n_{р.га} \cdot t_{фр}), \quad (2)$$

де $n_{р.га}$ – кількість рулонів, що сформовані прес-підбирачем при підніманні (збиранні) трести з одного гектара, шт./га; $t_{фр}$ – тривалість формування рулону, хв.

Кількість рулонів, що сформовані прес-підбирачем при збиранні трести з одного гектара, визначають за формулою:

$$n_{р.га} = 10^4 / (b_p \cdot l_{ст}), \quad (3)$$

де b_p – робоча ширина захвату льонозбирального комбайна, що розстеляє стрічку соломи на льонищі для росяного мочіння, яку у вигляді трести піднімають прес-підбирачі і формують рулони, м (в проведеному експерименті $b_p = 1,52$ м).

Розрахунок тривалості формування рулону ведуть за формулою:

$$t_{фр} = 0,06 \cdot l_{ст} / v_p. \quad (4)$$

З урахуванням залежності (4) формулу (2) можна подати так:

$$W_{оч} = 1000 \cdot v_p / (n_{р.га} \cdot l_{ст}). \quad (5)$$

Продуктивність прес-підбирачів за годину змінного часу $W_{гз}$ (га/год) визначали за формулою:

$$W_{гз} = W_{оч} \cdot \tau, \quad (6)$$

де τ – коефіцієнт використання робочого часу зміни прес-підбирачів.

В праці [20] наведені нормативні значення коефіцієнта використання робочого часу прес-підбирачів, що має бути не нижче 0,75, а в праці [21] за результатами випробувань рулонного прес-підбирача ПРН-145 наведені коефіцієнти використання його робочого часу на підбиранні люцерни (0,41) і рисової соломи (0,52). Вимоги до продуктивності рулонних прес-підбирачів на збиранні льонотрести наведені в [20], а змінні норми їх продуктивності на підбиранні льонотрести відповідної урожайності з пресуванням і вивантажуванням рулонів в полі – в Типових нормах продуктивності машин [22].

Обробка експериментальних і розрахункових даних здійснена з використанням стандартних комп'ютерних програм.

Результати дослідження. На рис 1 наведені графіки зміни щільності рулонів і пошкодження стебел трести в них, а в табл. 1 – рівняння зміни цих показників залежно від швидкості руху прес-підбирачів ПР-1,2Л та ППР-110 за різних положень РЦР.

З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них зменшуються. За першими членами рівнянь (табл. 1) простежується, що стосовно установки РЦР у певні положення щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму дещо перевищують такі ж показники упаковок, які сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму. На швидкості руху 4,26 км/год у всьому діапазоні зміни положень РЦР рулони формування прес-підбирачем ПР-1,2Л мали щільність в межах 86,8–108,8 кг/м³, а прес-підбирачем ППР-110 – 94,7–128,8 кг/м³. З урахуванням положень РЦР підвищення швидкості руху на 1 км/год супроводжується зменшенням щільності рулонів на 2,6–3,8 кг/м³ в упаковках формування прес-підбирачем ПР-1,2Л та на 3,4–6,5 кг/м³ в упаковках формування прес-підбирачем ППР-110. Зміщення установки РЦР від мінімального до максимального положення із підвищенням швидкості супроводжується дещо сповільненим збільшенням щільності рулонів. Наприклад, на швидкості 4,26 км/год при формуванні рулонів прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 зміщення установки РЦР від мінімального до максимального положення на 1 мм призводить до збільшення щільності рулонів відповідно на 2,1 і 1,7 кг/м³, а на швидкості 8,90 км/год – на 1,6 і 1,01 кг/м³.

За установки РЦР в різні положення на швидкості руху 4,26 км/год пошкодження стебел коливалося від 8,0 до 10,2 % в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л і від 11,4 до 15,2 % в рулонах, що були сформовані прес-підбирачем ППР-110. На швидкості 8,90 км/год пошкодження стебел в рулонах формування вказаними прес-підбирачами коливалося в межах відповідно 6,8–8,5 % і 9,4–12,0 %. За установки РЦР в основне положення з підвищенням швидкості на 1 км/год пошкодження стебел зменшується на 0,32 % в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л і на 0,52 % в рулонах, що були сформовані прес-підбирачем ППР-110. Отже, з підвищенням швидкості інтенсивність зменшення пошкодження стебел в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 перевищує аналогічний показник, що властивий рулонам, які були сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л. Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення в досліджуваних межах на 1 мм пошкодження стебел трести на швидкості 4,26 км/год зростає в рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л на 0,22 %, а в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110 на 0,19 %. На швидкості 8,90 км/год пошкодження зростає дещо повільніше і становить 0,17 і 0,13 %.

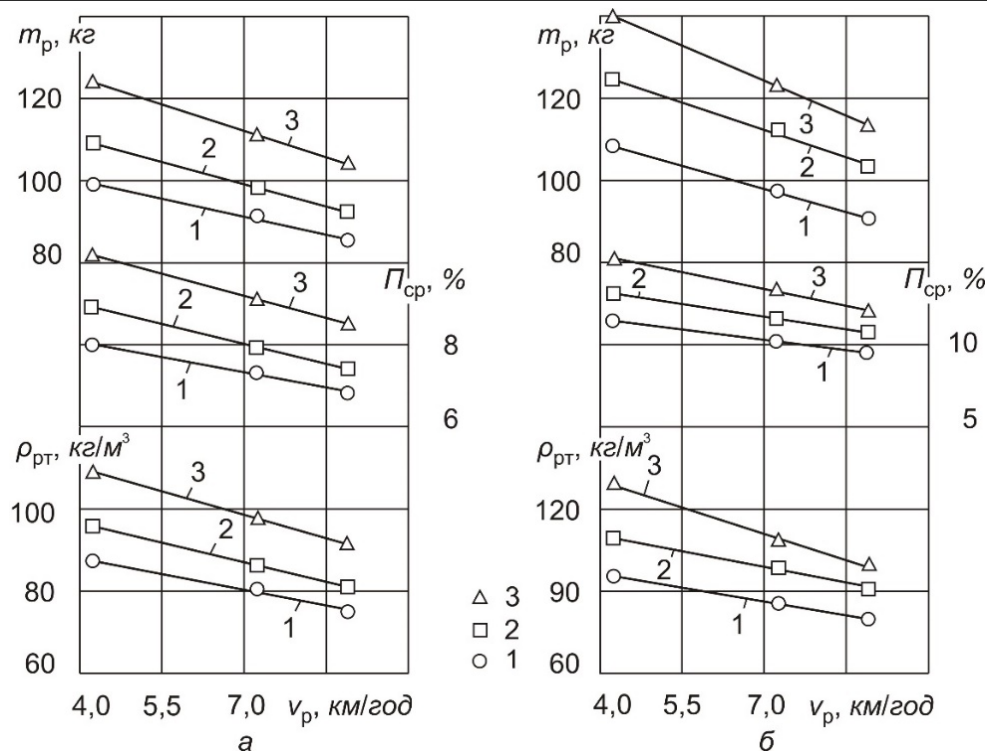


Рис. 1 – Вплив швидкості руху збиральних агрегатів на базі трактора МТЗ-80 у складі з прес-підбирачем ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму (а) та прес-підбирачем ППР-110 з ПК сталого об'єму (б) на щільність рулонів $\rho_{рт}$ і пошкодження стебел трости в них P_{cp} та масу рулонів m_p за положення РЦР: 1 – мінімального; 2 – основного; 3 – максимального

На тому ж рис. 1 наведена зміна маси рулонів за їх формування прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 залежно від швидкості руху збиральних агрегатів за установки РЦР в різні положення. З наведених графіків видно, що досліджувані зміни відбуваються за прямолінійними залежностями, рівняння яких наведені в табл. 1. З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів маса рулонів зменшується. Прес-підбирач ППР-110 у порівнянні з прес-підбирачем ПР-1,2Л формує рулони дещо більшої маси. Так, рулони формування прес-підбирачем ППР-110 мали масу в межах 90–140 кг, а що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л, – від 85 до 124 кг. За установки РЦР в основне положення підвищення швидкості руху від 4,26 до 8,90 км/год викликає зменшення маси рулонів, що формує прес-підбирач ПР-1,2Л, від 109 до 92 кг, а рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 – від 124 до 103 кг. Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення маса сформованих рулонів зростає. Так, на швидкості руху 7,25 км/год із зміщенням установки РЦР у вказаних межах маса рулонів, що сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л зростає від 91 до 111 кг, а рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 – від 97 до 123 кг. За значеннями кутових коефіцієнтів апроксимуючих рівнянь прямих (табл. 1) з підвищенням швидкості руху інтенсивність зменшення маси рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 перевищує аналогічний показник, що властивий рулонам, які сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л. Зі зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення з підвищенням швидкості інтенсивність зменшення маси рулонів зростає і має більше значення в рулонах формування прес-підбирачем ППР-110. За установки РЦР в мінімальне положення з підвищенням швидкості на 1 км/год маса рулонів, які сформовані прес-підбирачем ПР-1,2Л, зменшується майже на 3 кг, а рулонів формування прес-підбирачем ППР-110 майже на 4 кг. За установки РЦР в максимальне положення аналізовані показники рулонів формування досліджуваними прес-підбирачами становили відповідно 4,3 і 5,8 кг на 1 км/год підвищення швидкості руху.

Рівняння, що визначають кількісну зміну товарних якостей рулону залежно від швидкості руху v_p (км/год) прес-підбирачів ПР-1,2Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник)

Показник якості рулону	Положення регулятора щільності рулону (РЦР)*	Рівняння прямих з від'ємними кутовими коефіцієнтами	R^2 -коефіцієнт
Щільність $\rho_{рт}$, кг/м ³	1	$\rho_{рт}=98,147 - 2,613v_p$ $\rho_{рт}=109,240 - 3,381v_p$	<u>0,992</u> 0,998
	2	$\rho_{рт}=109,274 - 3,215v_p$ $\rho_{рт}=125,862 - 3,933v_p$	<u>0,999</u> 0,934
	3	$\rho_{рт}=124,955 - 3,795v_p$ $\rho_{рт}=155,958 - 6,476v_p$	<u>1,000</u> 0,995
Пошкодження стебел трести в рулоні $П_{ср}$, %	1	$П_{ср}=9,106 - 0,255v_p$ $П_{ср}=13,241 - 0,427v_p$	<u>0,995</u> 0,997
	2	$П_{ср}=10,275 - 0,324v_p$ $П_{ср}=15,300 - 0,519v_p$	<u>0,999</u> 0,999
	3	$П_{ср}=11,760 - 0,366v_p$ $П_{ср}=18,147 - 0,683v_p$	<u>1,000</u> 0,996
Маса m_p , кг	1	$m_p=111,313 - 2,976v_p$ $m_p=124,561 - 3,855v_p$	<u>0,993</u> 0,998
	2	$m_p=124,605 - 3,665v_p$ $m_p=143,370 - 4,464v_p$	<u>0,999</u> 0,993
	3	$m_p=142,355 - 4,314v_p$ $m_p=164,812 - 5,802v_p$	<u>0,999</u> 0,999

* 1 – положення РЦР мінімальне; 2 – основне; 3 – максимальне.

Зі зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення маса рулонів зростає. Проте інтенсивність збільшення маси рулонів неоднакова в упаковках формування різними прес-підбирачами. В рулонах формування прес-підбирачем ПР-1,2Л зі зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення на 1 мм маса упаковок збільшується на швидкостях руху 4,26 км/год, 7,25 і 8,90 км/год відповідно на 2,5 кг, 2,0 і 1,9 кг, тобто з підвищенням швидкості руху інтенсивність збільшення маси рулонів уповільнюється.

Аналогічний характер збільшення маси рулонів властивий і упаковкам формування прес-підбирачем ППР-100. Проте, числові значення збільшення маси дещо нижчі і дорівнюють на швидкостях руху 4,26 км/год, 7,25 і 8,90 км/год відповідно 1,60 кг, 1,30 і 1,15 кг на 1 мм зміщення установки РЦР від мінімального до максимального положення.

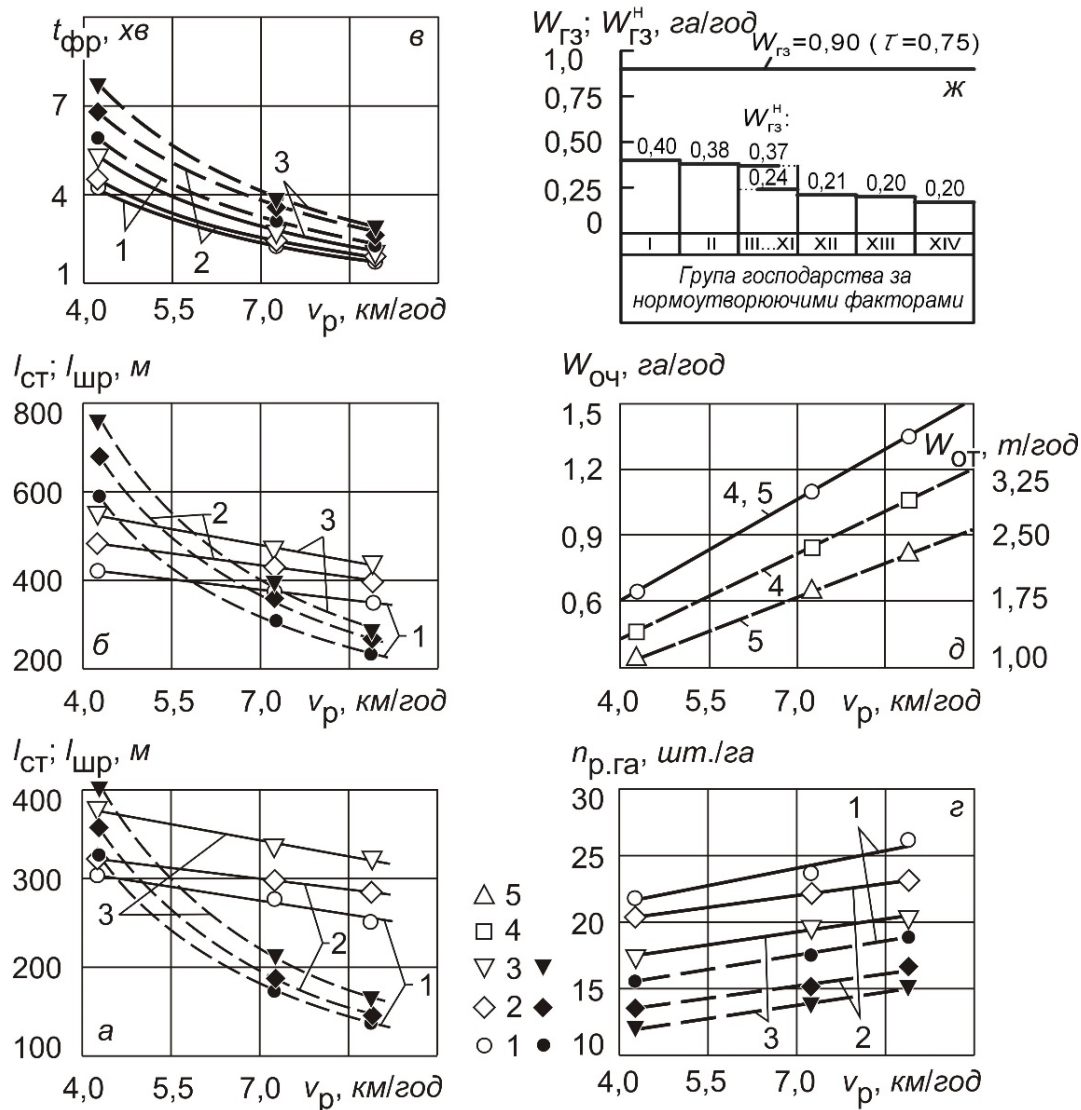


Рис. 2 – Вплив швидкості руху v_p прес-підбирачів на зміну:
 а) довжини піднятої з поля стрічки трести $l_{ст}$ (суцільної лінії) для формування одного рулону і довжини шару стебел в рулоні $l_{шр}$ (пунктирні лінії) при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л; б) те ж прес-підбирача ППР-110; в) тривалості формування рулону $t_{фр}$ і з) їх кількості на 1 га зібраної площі $n_{р,га}$ при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л (суцільні лінії) і ППР-110 (пунктирні) за установки регулятора щільності рулонів в положення мінімальне (1), основне (2) і максимальне (3); д) продуктивності агрегату за годину основного часу в тоннах піднятої трести $W_{от}$ (т/год) і зібраної площі $W_{оч}$ (га/год) у складі з прес-підбирачем ПР-1,2Л (4) і ППР-110 (5); ж) прогнозована продуктивність агрегатів з прес-підбирачами за годину змінного часу $W_{гз}$ (га/год) і годинна норма продуктивності $W_{гз}^H$ з урахуванням групи господарства за нормоутворюючими факторами

Вплив швидкості v_p руху прес-підбирачів на зміну довжини піднятої з поля стрічки трести для формування одного рулону $l_{ст}$ та довжини шару стебел в рулоні $l_{шр}$ при використанні прес-підбирачів ПР-1,2Л і ППР-110 наведено на рис. 2, а в табл. 2 наведені рівняння, які кількісно оцінюють зміну $l_{ст}$ і $l_{шр}$ залежно від v_p .

Прогностичні функції (рівняння) зміни довжини піднятої з поля стрічки трести $l_{ст}$ (м) для формування рулону, довжини шару стебел в рулоні $l_{шр}$ (м), тривалості формування рулону $t_{фр}$ (хв) та їх кількості $n_{р.га}$ (шт.) на одному гектарі залежно від швидкості руху v_p (км/год) прес-підбирачів ПР-1,2Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник)

Фактори продуктивності прес-підбирача	Положення регулятора щільності рулону (РЦР)*	Рівняння прямих з від'ємними і додатними кутовими коефіцієнтами та спадних гіпербол і степеневих функцій	R^2 -коефіцієнт
Довжина стрічки трести, що піднята з поля і скошена в рулон $l_{ст}$, м	1	$l_{ст}=347,37 - 10,29v_p$ $l_{ст}=489,98 - 15,92v_p$	<u>0,976</u> 0,999
	2	$l_{ст}=355,96 - 7,98v_p$ $l_{ст}=564,16 - 18,40v_p$	<u>1,000</u> 0,998
	3	$l_{ст}=429,18 - 12,22v_p$ $l_{ст}=649,82 - 23,98v_p$	<u>0,994</u> 0,999
Довжина шару стебел трести в рулоні $l_{шр}$, м	1	$l_{шр}=1819,615v_p^{-1,186}$ $l_{шр}=3650,686v_p^{-1,258}$	<u>0,999</u> 0,999
	2	$l_{шр}=2069,425v_p^{-1,212}$ $l_{шр}=4217,154v_p^{-1,262}$	<u>1,000</u> 0,999
	3	$l_{шр}=2382,033v_p^{-1,220}$ $l_{шр}=5038,565v_p^{-1,301}$	<u>1,000</u> 0,999
Тривалість формування рулону $t_{фр}$, хв	1	$t_{фр}=20,32/v_p - 0,51$ $t_{фр}=29,48/v_p - 0,96$	<u>0,999</u> 0,999
	2	$t_{фр}=21,54/v_p - 0,51$ $t_{фр}=33,31/v_p - 0,97$	<u>0,999</u> 0,999
	3	$t_{фр}=25,99/v_p - 0,77$ $t_{фр}=39,17/v_p - 1,45$	<u>0,999</u> 0,999
Кількість рулонів на одному гектарі $n_{р.га}$, шт.	1	$n_{р.га}=17,90 + 0,87v_p$ $n_{р.га}=12,54 + 0,71v_p$	<u>0,952</u> 0,996
	2	$n_{р.га}=17,92 + 0,58v_p$ $n_{р.га}=10,85 + 0,62v_p$	<u>0,999</u> 0,989
	3	$n_{р.га}=14,60 + 0,65v_p$ $n_{р.га}=9,19 + 0,65v_p$	<u>0,996</u> 0,998

* 1 – положення РЦР мінімальне; 2 – основне; 3 – максимальне

Довжина піднятої з поля стрічки трести для формування одного рулону і довжина шару стебел в рулоні із підвищенням швидкості руху прес-підбирачів зменшуються відповідно за прямолінійними і степеневими залежностями. Аналізовані довжини більші у разі підбирання трести і формування рулонів прес-підбирачем ППР-110 (рис. 2, б) у порівнянні з використанням прес-підбирача ПР-1,2Л (рис. 2, а). Із зміщенням установки РЦР від мінімального до максимального положення вказані довжини дещо зростають. За кутовими коефіцієнтами рівнянь зміни $l_{ст}$ залежно від v_p (табл. 2) дійшли висновку, що в прес-підбирачах ПР-1,2Л з ПК змінного

об'єму з підвищенням швидкості на 1 км/год залежно від положення РЩР шлях формування рулону зменшується на 8–12 м, а в прес-підбирачах ППР-110 з ПК сталого об'єму – на 16–24 м.

На швидкості 4,26 км/год довжина шару стебел, що скочений (запресований) в рулон, перевищує довжину стрічки трести, яка піднята з поля для формування рулону. За такого співвідношення досліджуваних довжин створюються умови, що спричиняють підвищене пошкодження стебел трести в рулоні, яке зумовлене з одного боку дією пальців підбирального барабана на стебло, а з іншого потоншенням шару стебел у формованому рулоні. З подальшим підвищенням швидкості довжина шару стебел трести в рулоні зменшується, що викликає потовщення шару і відповідно сприятиме зменшенню пошкодження стебел трести.

Прес-підбирач ПР-1,2Л для формування одного рулону залежно від швидкості руху і положення РЩР проходить шлях за відповідних урожайності і щільності стрічки трести в межах 253–378 м, а прес-підбирач ППР-110 має пройти шлях в межах 348–548 м (табл. 3).

Таблиця 3

Швидкість руху збирального агрегату у складі з прес-підбирачами ПР-1,2Л (чисельник) і ППР-110 (знаменник), розмірно-масові і кількісно-часові показники формування рулону льонотрести та продуктивність прес-підбирачів

Показники використання прес-підбирача	Значення показників		
Швидкість руху v_p , км/год	4,26	7,25	8,90
Маса сформованого рулону m_p , кг	<u>99–124</u> 108–140	<u>91–111</u> 97–123	<u>85–104</u> 90–113
Довжина стрічки трести, що піднята з поля для формування рулону $l_{ст}$, м	<u>302–378</u> 422–548	<u>277–338</u> 375–475	<u>253–322</u> 348–437
Тривалість формування рулону $t_{фр}$, хв	<u>4,3–5,3</u> 6,0–7,7	<u>2,3–2,8</u> 3,1–3,9	<u>1,7–2,2</u> 2,3–3,0
Кількість рулонів, що сформовані прес-підбирачем на 1 га зібраної трести $n_{р.га}$, шт./га	<u>17–22</u> 12–16	<u>19–24</u> 14–18	<u>20–26</u> 15–19
Продуктивність прес-підбирача за годину основного часу:			
$W_{от}$, т/год	<u>1,43</u> 1,09	<u>2,37</u> 1,87	<u>2,90</u> 2,30
$W_{оч}$, га/год	<u>0,64</u> 0,64	<u>1,10</u> 1,10	<u>1,34</u> 1,34
Зміну показників у вказаних межах наведено залежно від установки регулятора щільності рулонів (РЩР) у відповідне положення.			

Зміна тривалості формування рулонів прес-підбирачами ПР-1,2Л і ППР-110 з урахуванням установки РЩР в різні положення залежно від швидкості прес-підбирачів наведена на рис. 2, в. З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів тривалість формування рулонів зменшується. Так, з урахуванням зміни положення РЩР із підвищенням швидкості руху від 4,26 до 8,90 км/год тривалість формування рулону прес-підбирачем ПР-1,2Л зменшувалася від 5,3 до 1,7 хв, а прес-підбирачем ППР-110 – від 7,7 до 2,3 хв (табл. 3). Якщо це зменшення подати рівняннями прямих з від'ємним кутовим коефіцієнтом ($R^2 = 0,971–0,976$), то за його значеннями можна зробити такі опосередковані висновки щодо темпів зменшення тривалості формування рулонів з підвищенням швидкості руху прес-підбирачів. При використанні прес-підбирача ПР-1,2Л залежно від установки РЩР у відповідне положення підвищення швидкості на 1 км/год супроводжується

зменшенням тривалості формування рулону на 0,55–0,70 хв. При використанні прес-підбирача ППР-110 з підвищенням швидкості його руху на 1 км/год темп зменшення тривалості формування рулону дещо зростає і становить 0,80–1,06 хв. В обох прес-підбирачах зміщення установки РЦР від мінімального до максимального положення супроводжується збільшенням тривалості формування рулону.

Найкраще вирівнювання розрахункових значень тривалостей формування рулону залежно від швидкості руху прес-підбирачів забезпечила апроксимація цих значень рівняннями гіпербол (табл. 2), графіки яких наведені на рис. 2, в. З графіків видно, що із підвищенням швидкості руху прес-підбирачів тривалість формування рулонів, зменшуючись, наближається до відповідного асимптотичного значення. За рівняннями гіпербол (табл. 2) стосовно прес-підбирача ПР-1,2Л це асимптотичне значення коливається в межах 0,51–0,77 хв, а прес-підбирача ППР-110 – 0,96–1,45 хв. В прес-підбирачі з ПК змінного об'єму формування рулону відбувається швидше і за умови вибору швидкості руху і регулювань РЦР та відповідної щільності стрічки трести може здійснитися близько за 1 хв. В прес-підбирачі з ПК сталого об'єму з урахуванням тих же факторів прогнозована тривалість формування рулону дещо більша і може сягати 2 хв.

Кількість сформованих прес-підбирачами рулонів в розрахунку на 1 га піднятої трести $n_{р.га}$ залежно від робочої швидкості v_p збиральних агрегатів зростає (табл. 3 і рис. 2, з). З таблиці і рисунка видно, що ця кількість рулонів при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л більша аналогічного показника при використанні прес-підбирача ППР-110. Для з'ясування характеру зміни $n_{р.га}$ залежно від v_p здійснено вирівнювання експериментальних даних рівняннями прямих з додатним кутовим коефіцієнтом та степеневих і експоненціальних функцій. Із шести досліджуваних зв'язків у п'яти краще узгодження експериментальних і вирівняних даних забезпечувало вирівнювання за експоненціальними залежностями ($R^2 = 0,963–1,0$) та в одному – за степеневою функцією ($R^2=0,995$). У разі вирівнювання за прямолинійними залежностями R^2 -коефіцієнти приймали значення в межах 0,952–0,999. Графічне зображення вказаних апроксимуючих залежностей засвідчило про їх майже цілковитий збіг, за якого відповідні лінії накладаються одна на іншу. Тому на рисунку зображено вирівнювання експериментальних даних прямолинійними залежностями. Зі зміною швидкості від 4,26 до 8,90 км/год за різних положень РЦР при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л кількість рулонів на 1 га зростає від 17 до 26 шт., а при використанні прес-підбирача ППР-110 – від 12 до 19 шт. За кутовими коефіцієнтами рівнянь прямих (табл. 2), які знаходяться в межах 0,58–0,87, простежується, що підвищення швидкості руху на 1 км/год супроводжується майже однаковою інтенсивністю зростання кількості рулонів на 1 га зібраного поля, що їх формують прес-підбирачі з різними ПК.

В сформованих статистичних вибірках продуктивності прес-підбирачів за годину основного часу в тоннах піднятої трести $W_{от}$ (т/год) з урахуванням швидкості руху прес-підбирачів v_p і установки РЦР у відповідне положення середнє арифметичне значення і середнє квадратичне відхилення та коефіцієнт варіації продуктивності прес-підбирача ПР-1,2Л становили відповідно 2,23 і 0,66 т/год та 29,6 %, а прес-підбирача ППР-110 у тій же послідовності 1,75 і 0,53 т/год та 30,3 %. У графічному поданні зміна $W_{от}$ залежно від v_p наведена на рис. 2, д. Математично цю зміну можна описати такими рівняннями:

прес-підбирача ПР-1,2Л з ПК змінного об'єму –

$$W_{от} = 0,323v_p \text{ при } S_y = 0,021 \text{ т/год;} \quad (7)$$

прес-підбирача ППР-110 з ПК сталого об'єму –

$$W_{от} = 0,261v_p \text{ при } S_y = 0,017 \text{ т/год,} \quad (8)$$

де S_y – помилка рівнянь (7) і (8).

З рівнянь (7) і (8) простежується, що в межах досліджуваних швидкостей руху їх підвищення на 1 км/год супроводжується збільшенням продуктивності прес-підбирачів ПР-1,2Л і ППР-110 відповідно на 0,32 і 0,26 т/год. Продуктивність (т/год) прес-підбирача ПР-1,2Л вища продуктивності прес-підбирача ППР-110 (рис. 2, д і табл. 3), а установка РЦР в різні положення не призводить до зміни продуктивності прес-підбирачів. Підвищення швидкості руху від 4,26 до 8,90 км/год, тобто майже в 2,1 рази, супроводжується збільшенням продуктивності прес-підбирача ПР-1,2Л від 1,43 до майже 2,9 т/год (дещо більш ніж у 2 рази), а прес-підбирача ППР-110 – від 1,09 до 2,3 т/год (у 2,11 рази). З підвищенням швидкості у вказаних межах пошкодження стебел трести в рулонах зменшується. Тому роботу прес-підбирачів на швидкості 8 км/год і вище слід визнати доцільною.

З урахуванням досліджених і визначених тривалості формування рулонів та їх кількості на 1 га зібраної трести з'ясована також зміна продуктивності прес-підбирачів в гектарах зібраної площі за годину основного часу $W_{оч}$ (га/год) залежно від швидкості їх руху v_p (км/год). Зміна $W_{оч}$ залежно від v_p описується прямою лінією, що виходить з початку координат, з кутовим коефіцієнтом 0,152 га/км (рис. 2, д). За вимогами до льонозбиральної техніки [20] продуктивність рулонного прес-підбирача на збиранні трести за годину основного часу має становити 1,2 га. З графіка на рис. 2, д видно, що продуктивність прес-підбирачів за годину основного часу 1,2 га може бути реалізована за робочої швидкості близько 8 км/год (7,9 км/год). Таке значення швидкості слід вважати раціональним при організації механізованого збирання льонотрести. За техніко-експлуатаційними вимогами до рулонного прес-підбирача його робоча швидкість має бути не більше 9 км/год [20]. За швидкості 7,9 км/год продуктивність прес-підбирача ПР-1,2Л в тоннах зібраної трести при її урожайності 21,7 ц/га може становити 2,55 т/год, а прес-підбирача ППР-110 – 2,06 т/год (рис. 2, д). З урахуванням мінімального нормативного значення коефіцієнта використання робочого часу прес-підбирача ($\tau = 0,75$) його «прогнозована» продуктивність на збиранні льонотрести становить 0,90 га за годину змінного часу (рис. 2, ж). За коефіцієнта використання робочого часу зміни 0,41 [21] «реальна» продуктивність прес-підбирача може становити 0,49 га за годину змінного часу. На рис. 2, ж з використанням інформації [22] у вигляді стовпчикової діаграми наведена годинна норма продуктивності збирального агрегату у складі трактора МТЗ-80 і прес-підбирача ПРП-1,6 за урожайності трести 20–40 ц/га з однієї стрічки. З наведених даних видно, що залежно від групи господарства за нормоутворюючими факторами, годинна норма продуктивності коливається в межах 0,17–0,40 га. Розрахована «реальна» продуктивність прес-підбирачів за годину змінного часу (га/год) з урахуванням тривалості формування рулонів та їх кількості на 1 га зібраної трести і коефіцієнта використання робочого часу зміни 0,41 наближається до годинної норми продуктивності збирального агрегату у складі трактора МТЗ-80 і прес-підбирача ПРП-1,6 стосовно першої і другої групи господарств за нормоутворюючими факторами.

Висновки. З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів і зміщенням установки РЦР від максимального до мінімального положення щільність рулонів і пошкодження стебел трести в них та маса упаковок зменшуються за прямолінійними залежностями. Використання прес-підбирача ППР-110 у порівнянні з прес-підбирачем ПР-1,2Л супроводжується формуванням рулонів, що мають більшу щільність, пошкодження стебел трести в них та масу. Крім загальновідомих для мобільних МТА факторів їхньої продуктивності стосовно рулонних прес-підбирачів можна віднести і такі фактори впливу, як довжина піднятої з поля стрічки трести для формування одного рулону, тривалість його формування та кількість рулонів, що сформовані прес-підбирачем на одному гектарі поля піднятої трести. З підвищенням швидкості руху прес-підбирачів довжина стрічки піднятої з поля трести для формування рулону досліджуваними прес-підбирачами

зменшується за законом прямих, а довжина шару стебел в рулоні зменшується за степене-ними залежностями. Тривалість формування рулонів льонотрести при використанні прес-підбирача ПР-1,2Л З ПК змінного об'єму і прес-підбирача ППР-110 з ПК сталого об'єму з підвищенням швидкості руху прес-підбирачів в досліджуваних межах зменшується за гіперболічними залежностями відповідно від 5,3 і 7,7 хв до 1,7 і 2,3 хв. За умовами досліду із підвищенням швидкості з урахуванням установки РЩР в різні положення на 1 га зібраної трести прес-підбирач ПР-1,2Л формує від 17 до 26 рулонів, а прес-підбирач ППР-110 – від 12 до 19 рулонів. Висловлені міркування щодо швидкості руху прес-підбирачів на збиранні льонотрести, яка має бути близько 8,0 км/год або дещо її перевищувати для реалізації «прогнозованої» і «реальної» їх продуктивності в гектарах зібраної площі за годину змінного часу. З'ясовано, що ця продуктивність може бути су-мірною з годинною нормою продуктивності збиральних агрегатів у складі з прес-підби-рачами трести.

Напрямок подальших розвідок на нашу думку слід спрямувати на з'ясування впливу режиму роботи підбирального барабана прес-підбирачів і параметрів скочува-ного шару стебел трести в пресувальній камері на масу рулонів льоносировини.

Література:

1. Приймачук Т.Ю. Розвиток галузі льонарства в Україні / Т.Ю. Приймачук, Т.А. Штанько, В.Б. Ковальов // Вісн. аграр. науки. – 2017. – № 7 – С. 68–75.
2. Шейченко В.О. Льонозбиральна техніка: проблеми та перспективи розвитку / В.О. Шейченко // Вісн. аграр. науки. – 2010. – № 5. – С. 60–65.
3. The technologies of fiber flax harvesting, their production efficiency and the prerequisites of their technological substantiation / A. Limont, V. Sheichenko, M. Tolstushko, N. Tolstushko // American Journal of Science and Technologies. – “Princeton University Press”, 2016. – № 1 (21). – Vol. III. – January – June. – P. 878–895.
4. Лімонт А.С. Технологізація збирання рошенцевої льонотрести / А.С. Лімонт // Інженерія природокористування: наук. журнал / Харків. нац. техн. ун-т с. г. ім. Петра Василенка. – Х., 2016. – № 1 (5). – С. 8–15.
5. Лімонт А. Передумови до обґрунтування швидкості руху льонозбирального комбайно-вого агрегату / А. Лімонт // Техніка і технології АПК. – 2012. – № 11 (38). – С. 14–18.
6. Лімонт А.С. Соломистість льону-довгунця і швидкість руху льонозбиральних комбайнових агрегатів / А.С. Лімонт // Біоресурси і природокористування. – 2012. – Т. 4. – № 1–2. – С. 121–128.
7. Лімонт А.С. Швидкість руху льонозбиральних комбайнів і закономірності уро-жайності насіння і соломи льону-довгунця / А.С. Лімонт // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України: Серія «Техніка та енергетика АПК». – К., 2011. – Вип. 166, Ч. 2. – С. 212–220.
8. Лімонт А.С. Параметри льонозбирального комбайна й густота стеблостою та уро-жайність льону-довгунця / А.С. Лімонт // Вісн. Житомир. нац. агроеколог. ун-ту. – Житомир, 2011. – № 2, Т. 1 (29). – С. 209–221.
9. Лімонт А.С. Циклограма роботи льонозбирального комбайнового агрегату та його корисне використання / А.С. Лімонт // Наук. вісн. Нац. ун-ту біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – Вип. 140. – С. 321–329.
10. Шейченко В.О. Виробнича ефективність технологічної надійності льонозбираль-них комбайнів / В.О. Шейченко, А.С. Лімонт, Т.Л. Коваль // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів ме-ханізації с.-г. виробництва. – Х., 2014. – Вип. 151. – С. 91–100.

11. Шейченко В.А. Прогнозирование производительности и технологическая надежность льноуборочных комбайнов / В.А. Шейченко, А. С. Лимонт // Машинно-технологическая модернизация льняного агропромышленного комплекса на инновационной основе: науч. труды Всероссийского НИИ механизации льноводства (ВНИИМЛ). – Тверь: Твер. гос. ун-т, 2014. – С. 67–74.
12. Порівняння технологічних параметрів і товарних якостей рулонів льнотрести, сформованих пресами з камерами змінюваного і постійного об'єму / [В.М. Климчук, В.В. Любченко, В.І. Камінський, Г.І. Карпека] // Механізація та електрифікація с. г. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ» УААН, 2008. – Вип. 92. – С. 493–500.
13. Лимонт А.С. Пошкодження льнотрести в рулонах як показник надійності прес-підбирачів / А.С. Лимонт, В.М. Климчук // Вісн. Харків. нац. техн. ун-ту с. г. ім. Петра Василенка: проблеми надійності машин та засобів механізації с.-г. виробництва. – Х., 2013. – Вип. 139. – С. 94–102.
14. Шейченко В.А. Режимы эксплуатации пресс-подборщиков и плотность рулонов льнотресты / В.А. Шейченко, А.С. Лимонт, В.М. Климчук // Современные проблемы освоения новой техники, технологий, организации технического сервиса в АПК: материалы Международ. науч.-практ. конф., посвященной 60-летию Белорус. гос. аграр. техн. ун-та и памяти первого ректора БИМСХ (БГАТУ), докт. техн. наук, проф. В.П. Сулова (Минск, 4–6 июня 2014 г.); в 2 ч. – Ч. 2; ред. И.Н. Шило [и др.]. – Минск: БГАТУ, 2014. – С. 33–41.
15. Лимонт А.С. Вплив швидкості руху прес-підбирачів на тривалість формування рулонів льнотрести під час її збирання / А.С. Лимонт, В.М. Климчук // Вісн. аграр. науки. – 2013. – № 11. = С. 41–43.
16. Limont A. The productivity of balers under flax harvesting / A. Limont // British Journal of Science, Education and Culture. – London: “London University Press”, 2014. - № 2 (6). – P. 22–27.
17. Limont A. Pickup baler productivity as a factor of flax stock harvesting line production / A. Limont // Proceeding of the 6th International Academic Congress “Science, Education and Culture in Eurasia and Africa” (France, Paris, 23–25 March 2016). – “Paris University Press”, 2016. – Vol. VI. – P. 93–99.
18. Товарні якості рулонів льнотрести сформованих прес-підбирачами / [В.О. Шейченко, А.С. Лимонт, М.М. Толстушко, В.М. Климчук] // Сільськогосподарські машини: зб. наук. ст. – Луцьк: РВВ Луцького нац. техн. ун-ту, 2014. – Вип. 28. – С. 121–129.
19. Лимонт А.С. Технологічні параметри формування рулону і його товарні якості при використанні на збиранні льнотрести прес-підбирачів / А.С. Лимонт, В.М. Климчук // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: наук. журнал / Харків. нац. техн. ун-т с. г. ім. Петра Василенка. – Х., 2017. – № 9. – С. 6–20.
20. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва: довідник-посібник / [Адамчук В.В., Адамчук О.В., Барановський О.С. та ін.]; за ред. В.В. Адамчука, М.І. Грицишина. – К.: Аграрна наука, 2012. – 416 с.
21. Комаренко В. Прес-підбирачі: огляд конструкцій та результати випробувань / В. Комаренко, М. Костюнін // Техніка і технології АПК. – 2014. – № 3 (54). – С. 13–15.
22. Типові норми продуктивності машин і витрати палива на збиранні сільськогосподарських культур: економічні нормативи / [В. В. Вітвіцький, І. М. Демчак, В. С. Пивовар та ін.]. – К.: НДІ «Укראгропромпродуктивність», 2005. – 544 с.

Summary

A. Limont, V. Klymchuk The factors of productivity of flax stock pickup balers as object of maintenance service

The paper is aimed at enhancing the efficiency of using pickup balers for harvesting dew-retted flax stock. The objective of the research was specifying the effects of movement velocity pickup baler on the change in the roll density, damage of flax stalks in them and the mass of packages. Consideration is given to the change in the length of flax stock belt on the field, according to which one roll was formed; the duration of forming one roll and the quantity of rolls formed per hectare depending on the velocity of movement of pickup balers. The productivity of balers in the tons of picked up flax stock and hectares of harvested flax stock per hour of the main time is calculated. With respect to the design velocity of movement of balers and the standard coefficient of using the shift work hours the author determines the productivity of the harvesting unit together with flax stock baler per hour of the shift time, which is compared to the hour norm of productivity for the corresponding group of enterprises as to the standard forming factors.

The tasks specified were solved through the corresponding experimental research and separate calculations. The investigation covered the use of harvesting units that included MT3-80 tractor and flax baler ПП-1.2Л with baking chamber of accessory volume and ППП-110 hay baler with the baling chamber of constant volume. In the investigated baler the roll density controller was fixed in the minimum, basic and maximum position. At the investigated movement speed the shift of the roll density controller from minimum to maximum was accompanied by the increase in the roll density, damage of flax stock, roll mass length of flax stock belt which was picked up for forming one roll, the length stock layer in the roll and duration of the roll formation. The shift in the position of the roll density controller from minimum to maximum result in the decrease in the quantity of rolls formed per one hectare of the field. Along with the increase in the speed of balers the length of flax stock belt, which is picked up from the field to form a roll, decreases linearly; and the length of flax stock layer in the roll decreases accordingly to the degree-oriented dependencies; the duration of the roll formation decreases accordingly to the gradually descending hyperbolae; the quantity of the rolls formed per hectare of the flax stock harvested area increases linearly. The author also specifies the change in the productivity of balers per hour of the main time depending on the working speed of harvesting units. In the context of enterprise groups according to standard forming factors the standard productivity of balers per hour of the shift time is characterized.

Keywords: flax stock, harvesting, pickup baler, speed, productivity, roll, quality.

References

1. Pryimachuk T.Iu. Rozvytok haluzi lonarstva v Ukraini / T.Iu. Pryimachuk, T.A. Shtanko, V.B. Kovalov // Visn. ahrar. nauky. – 2017. – № 7 – S. 68–75.
2. Sheichenko V.O. Lonozbyralna tekhnika: problemy ta perspektyvy rozvytku / V.O. Sheichenko // Visn. ahrar. nauky. – 2010. – № 5. – S. 60–65.
3. The technologies of fiber flax harvesting, their production efficiency and the prerequisites of their technological substantiation / A. Limont, V. Sheichenko, M. Tolstushko, N. Tolstushko // American Journal of Science and Technologies. – “Princeton University Press”, 2016. – № 1 (21). – Vol. III. – January – June. – P. 878–895.
4. Limont A.S. Tekhnolohizatsiia zbyrannia roshentsevoi lonotresty / A.S. Limont // Inzheneriia pryrodokorystuvannia: nauk. zhurnal / Kharkiv. nats. tekhn. un-t s. h. im. Petra Vasylenka. – Kh., 2016. – № 1 (5). – S. 8–15.

5. Limont A. Peredumovy do obgruntuvannya shvydkosti rukhu lonozbyralnoho kombainovoho ahrehatu / A. Limont // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2012. – № 11 (38). – S. 14–18.
6. Limont A.S. Solomystist lonu-dovhuntsia i shvydkist rukhu lonozbyralnykh kombainovykh ahrehativ / A.S. Limont // Bioresursy i pryrodokorystuvannia. – 2012. – Т. 4. – № 1–2. – S. 121–128.
7. Limont A.S. Shvydkist rukhu lonozbyralnykh kombainiv i zakonornosti urozhainosti nasinnia i solomy lonu-dovhuntsia / A.S. Limont // Nauk. visn. Nats. un-tu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy: Serii «Tekhnika ta enerhetyka APK». – K., 2011. – Vyp. 166, Ch. 2. – S. 212–220.
8. Limont A.S. Parametry lonozbyralnoho kombaina y hustota steblostoiu ta urozhainist lonu-dovhuntsia / A.S. Limont // Visn. Zhytomyr. nats. ahroekoloh. un-tu. – Zhytomyr, 2011. – № 2, T. 1 (29). – S. 209 – 221.
9. Limont A.S. Tsyklohrama roboty lonozbyralnoho kombainovoho ahrehatu ta yoho korysne vykorystannia / A.S. Limont // Nauk. visn. Nats. un-tu bioresursiv i pryrodokorystuvannia Ukrainy. – K., 2009. – Vyp. 140. – S. 321–329.
10. Sheichenko V.O. Vyrobnycha efektyvnist tekhnolohichnoi nadiinosti lonozbyralnykh kombainiv / V.O. Sheichenko, A.S. Limont, T.L. Koval // Visn. Kharkiv. nats. tekhn. un-tu s. h. im. Petra Vasylenka: problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii s.-h. vyrobnytstva. – Kh., 2014. – Vyp. 151. – S. 91–100.
11. Sheichenko V.A. Prohnozyrovanye proyzydytel'nosti y tekhnolohycheskaia nadezhnost lnouborochnykh kombainov / V.A. Sheichenko, A. S. Lymont // Mashynno-tekhnolohycheskaia modernyzatsiia lnianoho ahroprymyshlennoho kompleksa na ynnovatsyonnoi osnove: nauch. trudy Vserosyiskoho NYY mekhanyzatsyy lnovodstva (VNYYML). – Tver: Tver. hos. un-t, 2014. – S. 67–74.
12. Porivniannia tekhnolohichnykh parametriv i tovarnykh yakosti ruloniv lonotresty, sformovanykh presamy z kameramy zminiuvanoho i postiinoho obiemu / [V.M. Klymchuk, V.V. Liubchenko, V.I. Kaminskyi, H.I. Karpeka] // Mekhanizatsiia ta elektryfikatsiia s. h. – Hlevakha: NNTs «IMESH» UAAN, 2008. – Vyp. 92. – S. 493–500.
13. Limont A.S. Poshkodzhennia lonotresty v rulonakh yak pokaznyk nadiinosti pres-pidbyrachiv / A.S. Limont, V.M. Klymchuk // Visn. Kharkiv. nats. tekhn. un-tu s. h. im. Petra Vasylenka: problemy nadiinosti mashyn ta zasobiv mekhanizatsii s.-h. vyrobnytstva. – Kh., 2013. – Vyp. 139. – S. 94–102.
14. Sheichenko V.A. Rezhymy ekspluatatsyy press-podborshchykov y plotnost rulonov lnotresty / V.A. Sheichenko, A.S. Lymont, V.M. Klymchuk // Sovremennyye problemy osvoeniya novoi tekhniky, tekhnolohyi, orhanyzatsyy tekhnicheskoho servysa v APK: materyaly Mezhdunarod. nauch.-prakt. konf., posviashchennoi 60-letiyu Belorus. hos. ahrar. tekhn. un-ta y pamiaty pervoho rektora BYMSKh (BHATU), dokt. tekhn. nauk, prof. V.P. Suslova (Mynsk, 4–6 yunia 2014 h.); v 2 ch. – Ch. 2; red. Y.N. Shylo [y dr.]. – Mynsk: BHATU, 2014. – S. 33–41.
15. Limont A.S. Vplyv shvydkosti rukhu pres-pidbyrachiv na tryvalist formuvannia ruloniv lonotresty pid chas yii zbyrannia / A.S. Limont, V.M. Klymchuk // Visn. ahrar. nauky. – 2013. – № 11. = S. 41-43.
16. Limont A. The productivity of balers under flax harvesting / A. Limont // British Journal of Science, Education and Culture. – London: “London University Press”, 2014. - № 2 (6). – P. 22–27.
17. Limont A. Pickup baler productivity as a factor of flax stock harvesting line production / A. Limont // Proceeding of the 6th International Academic Congress “Science, Education and Culture in Eurasia and Africa” (France, Paris, 23-25 March 2016). – “Paris University Press”, 2016. – Vol. VI. – P. 93–99.

18. Tovarni yakosti ruloniv lonotresty sformovanykh pres-pidbyrachamy / [V.O. Sheichenko, A.S. Limont, M.M. Tolstushko, V.M. Klymchuk] // Silskohospodarski mashyny: zb. nauk. st. – Lutsk: RVV Lutskoho nats. tekhn. un-tu, 2014. – Vyp. 28. – S. 121–129.
19. Limont A.S. Tekhnolohichni parametry formuvannia rulonu i yoho tovarni yakosti pry vykorystanni na zbyranni lonotresty pres-pidbyrachiv / A.S. Limont, V.M. Klymchuk // Tekhnichniy servis ahropromysloвого, lisovoho ta transportnoho kompleksiv: nauk. zhurnal / Kharkiv. nats. tekhn. un-t s. h. im. Petra Vasylenka. – Kh., 2017. – № 9. – S. 6–20.
20. Systema tekhniko-tekhnolohichnoho zabezpechennia vyrobnytstva produktsii roslynnystva: dovidnyk-posibnyk / [Adamchuk V.V., Adamchuk O.V., Baranovskyi O.S. ta in.]; za red. V.V. Adamchuka, M.I. Hrytsyshyna. – K.: Ahrarna nauka, 2012. – 416 s.
21. Komarenko V. Pres-pidbyrachi: ohliad konstruksii ta rezultaty vyprobuvan / V. Komarenko, M. Kostyunin // Tekhnika i tekhnolohii APK. – 2014. – № 3 (54). – S. 13–15.
22. Typovi normy produktyvnosti mashyn i vytraty palyva na zbyranni silskohospodarskykh kultur: ekonomichni normatyvy / [V. V. Vitvitskyi, I. M. Demchak, V. S. Pyvovar ta in.]. – K.: NDI «Ukrahropromproduktyvnist», 2005. – 544 s.

Марченко Д.Д.

Николаевский национальный
аграрный университет,
г. Николаев, Украина,
E-mail: marchenkodd1984@gmail.com

РАЗРАБОТКА И ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕХНОЛО-
ГИИ РАЗДАЧИ ВТУЛОК С ПОМОЩЬЮ ЭЛЕК-
ТРОГИДРАВЛИЧЕСКОГО ЭФФЕКТА ПРИ РЕ-
МОНТЕ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

УДК 521.7.044

Статья посвящена совершенствованию технологического процесса раздачи втулок при помощи электрогидравлического эффекта. В статье выполнен теоретический анализ определения оптимальных параметров разрядного контура, определено усилие раздачи посредством цангового устройства для обеспечения качественного развальцовывания втулки. Приведены результаты исследования параметров парогазовой полости и перемещений пластины ЭРГУК. Использование данного устройства дает возможность повысить надежность и срок службы втулок и уменьшить затраты на их ремонт.

Ключевые слова: электрогидравлическая раздача, втулка, ремонт машин, упругоконтактный метод, разряд.

Вступление. В данное время в ремонтном производстве получила наибольшее распространение технология, при которой восстановление размеров детали происходит путем раздачи [1]. Однако восстановленные по данной технологии детали имеют ряд существенных недостатков, основным из которых является наличие больших остаточных напряжений в материале втулки, что, в конечном итоге, приводит к разрушению детали.

Одним из перспективных путей развития технологии восстановления изношенных деталей типа втулок является применение с этой целью электрогидравлического эффекта.

Сущность технологии, применяемой в современном ремонтном производстве, заключается в том, что восстанавливаемая втулка помещается в неметаллический технологический патрон, который направляет электрический разряд по оси детали и исключает пробой на её боковую поверхность. Для увеличения эффективности процесса в полость ножки патрона устанавливается специальный проводник. Внутренняя полость восстанавливаемой детали заполняется рабочей жидкостью. В результате электрогидравлического взрыва и действия ударной волны металлическая втулка деформируется и увеличивает свои размеры по внешнему диаметру [2].

Однако при прохождении электрического взрыва металлической проволоки имеет место некоторая неравномерность развития взрыва, и, соответственно, деформация втулки происходит неравномерно. Вследствие этого втулка после восстановления имеет большую бочкообразность, конусность, большую криволинейность оси, которая приводит к неравномерному или недостаточному припуску при чистовой механической обработке. Поэтому эта технология не нашла широкого практического применения.

Также известен способ и устройство электрогидравлического восстановления геометрических размеров изношенных поршневых пальцев, втулок [3, 4], с помощью которого раздача происходит высоковольтным разрядом между двумя электродами, сопровождающимся взрывом проволоки, соединяющей эти электроды.

Но, при взрыве проволоки в канале, который значительно отличается от прямолинейного, в результате этого появляется большая эллипсность, конусность и бочкообразность поверхности пальца, что приводит к снижению качества восстанавливаемой детали.

Постановка проблеми. Предлагается способ и технология раздачи втулок механическими ударными импульсами, который заключается в том, что с помощью цангового устройства ударный импульс, который генерируется электроразрядным генератором упругих колебаний, передается восстанавливаемой детали. Большой амплитуде ударного импульса, который производит работу по раздаче втулки, предшествует высокоскоростной ЦУГ упругих высокочастотных колебаний. Эти колебания возбуждают диффузионную активность атомов деформируемого металла. Благодаря этому снижаются силы трения между цангой и деформируемым металлом и увеличивается его пластичность. Равномерность деформации втулки обеспечивается равномерностью распределения давления, создаваемого цангой по поверхности втулки. Увеличение величины раздачи втулки обеспечивается за счет повышения диффузионной подвижности атомов деформируемого металла.

Целью исследования и разработки технологии раздачи втулок машин и механизмов при помощи электрогидравлического эффекта являются повышение эффективности и равномерной раздачи по длине втулки, по ее внутреннему и наружному диаметрам. Использование устройства для электрогидравлической раздачи дает возможность повысить надежность и срок службы втулок и уменьшить затраты на их ремонт.

Результаты исследований. Устройство для электрогидравлической раздачи втулок приведено на рис. 1.

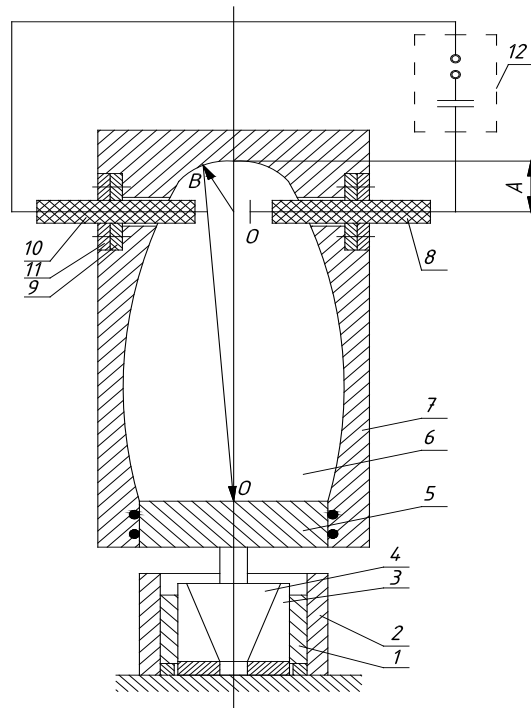


Рис. 1 – Устройство для электрогидравлической раздачи втулок:

1 – втулка; 2 – обойма; 3 – цанга; 4 – пуансон; 5 – пластина; 6 – корпус; 7 – электроразрядная камера; 8 – отрицательный электрод; 9 – положительный электрод; 10 – генератор импульсов тока; 11 – втулка электрода; 12 – резиновые прокладки

Втулка 1, установлена в обойме 2, с помощью цанги 3 соединена с пуансоном 4, на который действует упругая пластина 5, которая закреплена в корпусе 6 на дне электроразрядной камеры 7. Внутри электроразрядной камеры 7 установлены отрицательный 8 и положительный 9 электроды, соединенные с генератором импульсов тока 10. Внутренняя поверхность электроразрядной камеры 7 выполнена в виде эллипсоида вращения, один из фокусов O_1 которого совмещен с дном электроразрядной камеры 7, являющийся упругой пластиной 5, передающей ударный импульс на пуансон 4, а в другом фокусе O расположены оси электродов, закрепленных в двух втулках 11, установленных в отверстиях корпуса 6 вместе с резиновыми прокладками 12.

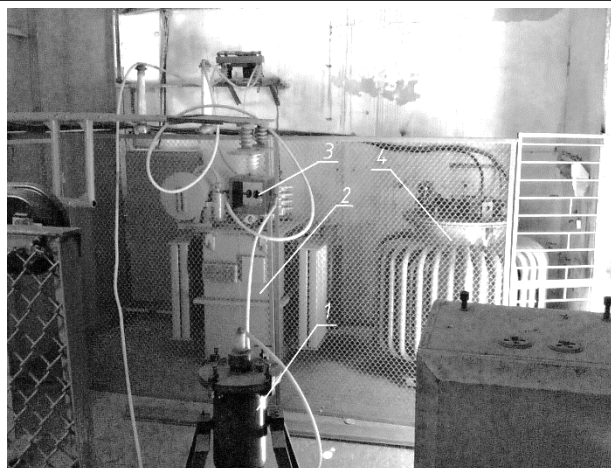


Рис. 2 – Внешний вид высоковольтной установки с энергией разряда 5 кДж:
1 – разрядная камера; 2 – высоковольтный повышающий трансформатор; 3 – разрядник;
4 – регулятор низкого напряжения

Устройство работает следующим образом.

Корпус 6 электроразрядной камеры 7 подводится с помощью упругой пластины 5 вибратора к пуансону 4. Напряжение, которое подается из электрической сети, повышается с помощью трансформатора через выпрямитель, который заряжает конденсатор. В конденсаторе генератора импульсов тока 10 накапливается электроэнергия и между отрицательным 8 и положительным 9 электродами электроразрядной камеры 7 происходит высоковольтный пробой, в результате которого на пуансоне 4 образуется ударный импульс, который через цангу 3 передается на стенки втулки 1.

Обойма 2 предназначена для того, чтобы втулка 1 не разрушилась во время раздачи и приняла правильную геометрическую форму.

При высоковольтном разряде в камере 7 с жидкостью (вода) первичная ударная волна достигает упругой пластины 5, пройдя расстояние O_1O , отраженная волна проходит путь $OB - BO_1$, разница этих расстояний для всех точек эллипсоида составляет величину амплитуды равную $2A$. С учетом скорости звука в воде ($c = 1500$ м/с) время прохождения волной расстояния $2A$ составляет 40 мкс, что соответствует частоте 25 кГц.

При высоковольтном разряде, во время раздавания жесткой втулки (например поршневого пальца), количество выделенной энергии можно определить так:

$$Q = \frac{CU^2}{2}, \quad (1)$$

где C – емкость разрядного контура, мкФ; U – напряжение разрядного контура, В.

Усилие, измеренное упруго-контактным методом [5], составляет $P_e = 0,15$ МН.

Время выделения энергии в канале разряда электрогидравлического вибратора рассчитывается за формулой:

$$t = \pi\sqrt{LC}, \quad (2)$$

где L – индуктивность разрядного контура, мкГ.

За счет превращения ударной волны в канале разряда в механическую энергию перемещения пластины вибратора и передачи ее на цанговое устройство, которое раздает палец, время действия ударного импульса на палец увеличивается до 15...20 мс. Это обеспечивает плавность процесса пластического деформирования пальца.

Усилие, прилагаемое к внутренней поверхности пальца, рассчитывается по формуле:

$$P_n = \frac{P_e}{tga}, \quad (3)$$

где P_6 – усилие на пластине вибратора, МН; α – угол конуса цанги, град.

Следовательно, удельное давление на внутренней поверхности пальца можно найти так:

$$p_6 = \frac{P_n}{S}, \quad (4)$$

где S – площадь внутренней поверхности пальца, м².

$$S = L_n \cdot \pi \cdot d_6, \quad (5)$$

где L_n – длина пальца, м; d_6 – внутренний диаметр пальца, м².

Для пластического деформирования материала поршневого пальца (сталь пруток 12ХНЗА) необходимо превысить его предел текучести, который составляет $[\sigma_T] = 800$ МПа, то есть удовлетворить условие:

$$[\sigma_T] \leq \sigma_T. \quad (6)$$

Растягивающее напряжение σ_T , равномерно распределенное по длине пальца, можно определить из выражения:

$$\sigma_T = \frac{p_6 \cdot \frac{d_6}{2}}{\frac{d_n}{2} - \frac{d_6}{2}}, \quad (7)$$

где d_n – наружный диаметр поршневого пальца, м.

Для измерения силы удара, пластины ЭРГУК по детали нами применен упруго-контактный метод, основанный на измерении местных упругих деформаций при ударе тел со сферическим и плоским торцами. Давление на поверхности пластины ЭРГУК измерено с помощью метания груза (см. рис. 3).

3-х процентный раствор парафина на бензоле наносился кисточкой на плоскую стальную пластину твердостью $HRC = 59 - 64$. При испарении бензола на пластине образовывался тонкий слой парафина. Устройство для измерения усилия показано на рис. 4.

Тарировочная кривая для определения силы удара по диаметру отпечатка шарика диаметром 44,47 мм показана на рис. 3.

Тарирование проведено на прессе Бринелля по десяти измерениям при силах 2,5; 5,0; 10; 15 кН. Доверительный интервал на значение диаметра отпечатка рассчитан с доверительной достоверностью 0,95. Дисперсия не превышала значения $S = 0,05$. Погрешность измерения силы с ростом ее снижается. Для силы 2,5 кН – $e = 16\%$, для силы 10 кН – $e = 8\%$. Погрешность измерения силы удара может быть снижена до $e = 3\%$, если тарирование провести на более точном прессе.

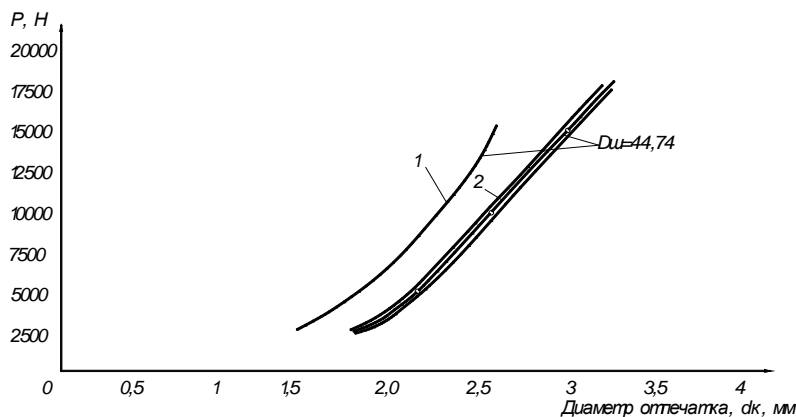


Рис. 3 – Зависимость силы удара от диаметра отпечатка:
 1 – теоретическая кривая; 2 – тарировочная кривая

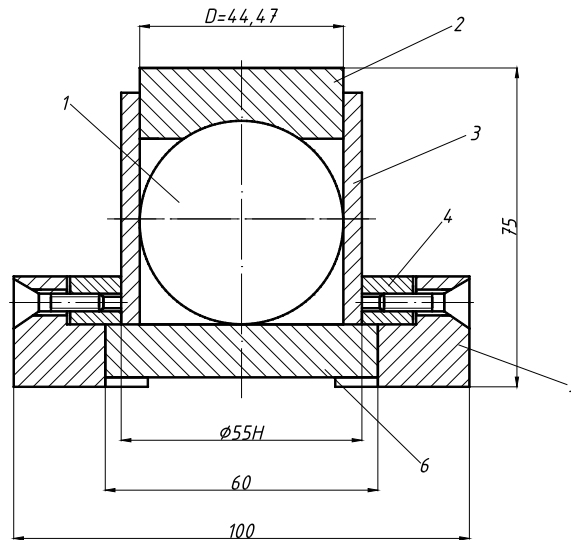


Рис. 4 – Схема устройства для измерения силы удара упругоконтактным методом:
 1 – шар; 2 – пуансон; 3 – втулка; 4 – корпус; 5 – упор; 6 – пластина

Величина сближения шарика и плоскости при усилии 10 кН, $D_{ш} = 44,47$ мм, рассчитывалась по формуле

$$\lambda_c = 1,54 \sqrt{\frac{P^3}{E_y^2 D_{ш}}} \quad (8)$$

и равняется 0,06 мм

С целью исключения пластической деформации в контакте шара с плоскостью сила должна быть ограничена величиной $[P]$, где $[P]$ в Ньютонах, рассчитанная по формуле $[P] = 490 D_{ш}^2$.

Для шара диаметром 44,47 мм допустимое усилие $[P] = 10$ кН. С целью измерения больших усилий применялись шары большего диаметра или пуансоны с увеличенными радиусами кривизны.



Рис. 5 – Внешний вид устройства для измерения силы удара упругоконтактным методом:
 1 – пластина; 2, 5, 6 – пуансоны; 3 – шар; 4 – корпус

Упругоконтактное измерительное устройство (рис. 4) устанавливалось закаленной пластиной в центре пластины ЭРГУКа, плотно без заметного усилия с помощью винтовых механизмов поджималось к измерителю силы. Перед этим наносился на пластину слой парафина, проводился высоковольтный разряд и устройство разбиралось. Размеры упругого отпечатка измерялись на микроскопе. При каждом режиме измерение проводилось по 3 раза.

Давление, скорость и интенсивность в волне сжатия на поверхности пластины ЭРГУКа определялись методом с использованием мерных стержней Гопкинсона. Этот метод применен Гопкинсоном и Кольским для определения давления, которое развивается при взрывах и ударах шаров по препятствию. Давление, которое необходимо было измерить, прикладывалось нормально к одному из концов однородного стального груза в виде стержня, вызывая волну сжатия, которая распространялась с постоянной скоростью

$$C_0 = \sqrt{\frac{E_y}{\rho}},$$

где ρ – плотность стали. При этих условиях сам стержень не вызывает иска-

жения волны, которая достигнув свободного конца стержня (см. рис. 6) отразится как волна растяжения. В дальнейшие моменты времени давление в любом сечении стержня определится как сумма давления от падающей и отраженной волн.

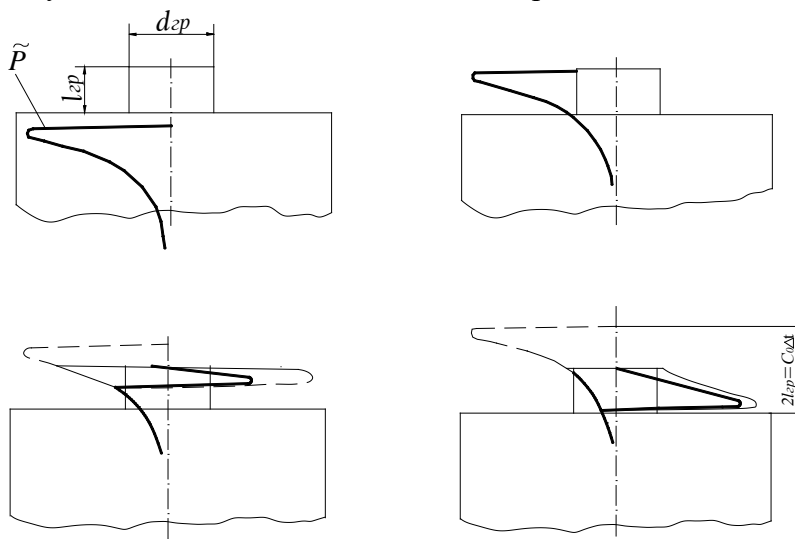


Рис. 6 – Схема прохождения волны сжатия по грузу

На нижнем конце стержень плоско зашлифован и через густую смазку установлен на шлифованную поверхность пластины ЭРГУКа. Волна сжатия от ЭРГУКа проходит через контакт стержня с пластиной, отражается от верхнего его торца и в виде волны растягивания идет обратно к пластине ЭРГУКа.

Когда суммарное давление на поверхности пластины будет растягивающим, стержень вылетит вверх на величину h , со скоростью, $V_{сп} = \sqrt{2gh}$ где g – ускорение свободного падения. Количество движения, импульс силы, которое захватит с собой груз определится по формуле

$$\tilde{P}_{сп} t = mV_{сп}, \quad (9)$$

где $\tilde{P}_{сп}$ – средняя сила на торце груза, Н; t – время, за которое волна сжатия пройдет расстояние, равное удвоенной длине груза $2L_{сп}$

$$t = \frac{2L_{сп}}{C_0}, \quad (10)$$

где C_0 – скорость звука в стали, $C_0 = 5 \cdot 10^3$ м/с.

В исследовании применены грузы разной длины (12,5; 25; 50; 100; 200; 400 мм) и диаметром 40 мм (погонная масса 0,100 кг – 10 мм длины). Высота вылета грузов разной длины, а, следовательно, и разной массы фиксировалась при каждом разряде визуально относительно линейки с ценой деления 1 мм, а при высоте вылета меньшей 50 мм с помощью фиксации величины смятия пластилиновых столбиков, устанавливаемых над

грузом на жесткой подвеске. Для каждого режима высоковольтного разряда проводилось по три измерения. Доверительные интервалы для среднего значения высоты вылета груза, рассчитывались при $\sigma = 0,05$.

Для груза диаметром 40 мм в соответствии из (9) и (10) сила на его торце определяется $\tilde{P}_{sp} = \frac{m\sqrt{2gh}}{2L} = 108\sqrt{h}$, кН (где h в м), откуда среднее давление на торце груза:

$$\tilde{P}_{sp} = \frac{\tilde{P}_{sp}}{\frac{\pi d_{sp}^2}{4}} = 86\sqrt{h}, \text{ МПа.} \quad (11)$$

Среднюю скорость в волне сжатия определим, как величину скорости вылета груза:

$$V = \frac{V_{sp}}{2} = 2,20\sqrt{h}, \text{ м/с.} \quad (12)$$

Способ электрогидравлической раздачи втулок защищен патентом Украины [6] и Российской Федерации на изобретение [7].

Разработанный способ электрогидравлической раздачи втулок нашел свое применение в ремонтном производстве при восстановлении поршневых пальцев двигателей внутреннего сгорания автомобилей.

Равномерное давление на стенки поршневого пальца будет составлять:

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon}}{tg\alpha \cdot L_{\epsilon} \cdot \pi \cdot d_{\epsilon}}, \text{ МПа,} \quad (13)$$

где P_{ϵ} – усилие на упругой пластине вибратора и на пуансоне цанги. Значение его измерено упруго-контактным методом [5], $P_{\epsilon} = 0,15$ МН; α – угол конуса цанги, $\alpha = 2^{\circ}$; L_{ϵ} – длина поршневого пальца, $L_{\epsilon} = 0,11$ м; d_{ϵ} – внутренний диаметр поршневого пальца, $d_{\epsilon} = 0,035$ м.

Следовательно, имеем:

$$p_{\epsilon} = \frac{P_{\epsilon}}{tg\alpha \cdot L_{\epsilon} \cdot \pi \cdot d_{\epsilon}} = \frac{0,15}{tg 2^{\circ} \cdot 0,11 \cdot 3,14 \cdot 0,035} = \frac{0,15}{0,0004} = 375 \text{ МПа.}$$

Для пластического деформирования материала поршневого пальца (сталь прутковая 12ХНЗА) необходимо превысить предел текучести стали, который составляет $[\sigma_T] = 800$ МПа, то есть удовлетворить условие:

$$[\sigma_T] \leq \sigma_T.$$

Растягивающее напряжение σ_T , равномерно распределенное по толщине стенки поршневого пальца, можно определить из выражения:

$$\sigma_T = \frac{p_{\epsilon} \cdot \frac{d_{\epsilon}}{2}}{\frac{d_n}{2} - \frac{d_{\epsilon}}{2}}, \text{ МПа,}$$

где d_n – наружный диаметр поршневого пальца, $d_n = 0,050$ м.

Тогда

$$\sigma_T = \frac{375 \cdot \frac{0,035}{2}}{\frac{0,050}{2} - \frac{0,035}{2}} = \frac{375 \cdot 0,0175}{0,025 - 0,0175} = 875 \text{ МПа;}$$

$$800 \text{ МПа} < 875 \text{ МПа.}$$

Таким образом, условие пластического деформирования выполнено.

Выводы:

1. Созданный высокоэффективный импульсный источник на основе использования электрогидравлического эффекта, импульс давления которого имеет широкий спектр частот от десятых долей герц до сотен килогерц.
2. Разработано устройство на основе электрогидравлического вибратора и цангового механизма, с помощью которых осуществляется эффективная раздача втулок, например, поршневых пальцев.
3. Для изучения характеристик ударного импульса (силы удара, давления, скорости, интенсивности, градиента давления) применены два теоретико-экспериментальных методы: упругоконтактный метод и метод мерных стержней Хопкинсона, которые позволили определить характеристики ударного импульса с точностью до 5 – 10% в условиях сильных электромагнитных полей.

Литература:

1. Бутаков Б. И. Основные принципы технологии импульсного и малоскоростного воздействия на структуру и свойства металлов и сплавов: дис. на соискание ученой степени доктора техн. наук: 05.02.01 / Бутаков Борис Иванович. – К., 1992. – 533 с.
2. Каспарянц А. А. Использование электрогидравлического эффекта для восстановления поршневых пальцев / А. А. Каспарянц, В. А. Какуевичкий // Автомоб. трансп. – 1982. – № 8 – С. 103–106.
3. Юткин Л. А. Электрогидравлический эффект и его применение в промышленности / Л. А. Юткин. – Л.: Машиностроение, 1986. – С. 147–148.
4. А. с. № 147917 СССР. Способ восстановления размеров полых деталей машин / Л.А. Юткин, Л.И. Гольцова (СССР). – опубл. 1962, Бюл. № 11.
5. Ульянов В.А. Формирование слитков при внешних динамических воздействиях / В.А. Ульянов, Б.И. Бутаков, А.Р. Ризун, В.Г. Сысоев, К.П. Фоменко, П.И. Царенко; Отв. ред. Скворцов А.А. АН УССР. ПКБ электрогидравлики. – Киев: Наук. думка, 1989. – С. 83–91.
6. Патент України на винахід UA 102155 МПК В21D 26/12 (2006.01) В21J 5/04 (2006.01). Спосіб електрогидравлічного роздавання втулок / Бутаков Б.І., Письмак С.В., Марченко Д.Д., Приймак А.Ю.; заявник і патентовласник Бутаков Б.І. – №u201113321; заявл. 14.11.2011; опубл. 10.06.2013, Бюл. №11.
7. Патент Российской Федерации на изобретение RU 2497622 МПК В21D 26/12 (2006.01) В21D 31/04 (2006.01). Способ электрогидравлической раздачи втулок / Бутаков Б.И., Письмак С.В., Марченко Д.Д., Приймак А.Ю.; заявитель и патентообладатель Бутаков Б.И. – №2011154319/02; заявл. 28.12.2011; опубл. 10.11.2013, Бюл. №31.

Summary

Marchenko D.D. Development and research of technology of distribution of bushings by means of electrohydraulic effect at repair of machines and mechanisms

On the basis of the experiment, the influence of design parameters and operating conditions of the dispenser on the quality and productivity of the bushing process was investigated. The dependence of the parameters of the vapor-gas cavity and the shift of the plate of the electric-discharge generator of elastic oscillations on the modes of operation of the device is established. With the help of theoretical and experimental studies it was shown that, taking into account the electrohydraulic discharge, localizing the plastic deformation in a thin surface

layer we managed to achieve optimum distribution regimes and, therefore, to expand the nomenclature of the work parts. The method and technology of distribution of bushings by mechanical shock impulses is proposed. It is established that with the help of a collet device the impact pulse, which is generated by the electric-discharge generator of elastic vibrations, is transferred to the renewable part. The large amplitude of the shock pulse, which performs the work on the distribution of the sleeve, is preceded by a high-speed CEV of elastic high-frequency vibrations. These vibrations excite the diffusion activity of atoms of the deformed metal. Due to this, the frictional forces between the collet and the deformable metal decrease, and also its plasticity increases. Uniformity of the bushing deformation is ensured by the uniformity of pressure distribution created by the collet over the surface of the bushing. An increase in the size of the distribution of the sleeve is provided by increasing the diffusion mobility of the atoms of the deformed metal. Two theoretical-experimental methods are used: the elastic-contact method and the Hopkinson method of measuring bars, which made it possible to determine the characteristics of the shock pulse with an accuracy of 5-10% under conditions of strong electromagnetic fields.

Keywords: electrohydraulic distribution, bushing, machine repair, elastic contact method, discharge.

References

1. Butakov B. I. Osnovnye principy tehnologii impul'snogo i maloskorostnogo vozdejstvija na strukturu i svojstva metallov i splavov: dis. na soiskanie uchenoj stepeni doktora tehn. nauk: 05.02.01 / Butakov Boris Ivanovich. – K., 1992. – 533 s.
2. Kasparjanc A. A. Ispol'zovanie jelektrogidravlicheskogo jeffekta dlja vosstanovlenija porshnevnyh pal'cev / A. A. Kasparjanc, V. A. Kakuevickij // Avtomob. transp. – 1982. – № 8 – S. 103–106.
3. Jutkin L. A. Jelektrogidravlicheskij jeffekt i ego primenenie v promyshlennosti / L. A. Jutkin. – L.: Mashinostroenie, 1986. – S. 147–148.
4. A. s. № 147917 SSSR. Sposob vosstanovlenija razmerov polyh detalej mashin / L.A. Jutkin, L.I. Gol'cova (SSSR). – opubl. 1962, Bjul. № 11.
5. Ul'janov V.A. Formirovanie slitkov pri vneshnih dinamicheskikh vozdejstvijah / V.A. Ul'janov, B.I. Butakov, A.R. Rizun, V.G. Sysoev, K.P. Fomenko, P.I. Carenko; Otv. red. Skvortcov A.A. AN USSR. PKB jelektrogidravliki. – Kiev: Nauk. dumka, 1989. – S. 83–91.
6. Patent Ukraïni na vinahid UA 102155 MPK B21D 26/12 (2006.01) B21J 5/04 (2006.01). Sposib jelektrogidravlichnogo rozdavannja vtulok / Butakov B.I., Pis'mak S.V., Marchenko D.D., Prijmak A.Ju.; zajavnik i patentovlasnik Butakov B.I. – №u201113321; zajavl. 14.11.2011; opubl. 10.06.2013, Bjul. №11.
7. Patent Rossijskoj Federacii na izobritenie RU 2497622 MPK B21D 26/12 (2006.01) B21D 31/04 (2006.01). Sposob jelektrogidravlicheskoj razdachi vtulok / Butakov B.I., Pis'mak S.V., Marchenko D.D., Prijmak A.Ju.; zajavitel' i patentoobladatel' Butakov B.I. – №2011154319/02; zajavl. 28.12.2011; opubl. 10.11.2013, Bjul. №31.

Гевко Ів. Б.,
Гудь В. З.,
Дубиняк Т. С.,
Слободян Л. М.,
Круглик О. А.
Тернопільський державний
технічний університет
імені Івана Пулюя
м. Тернопіль, Україна

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ
ЗАВАНТАЖУВАЛЬНО-ЗАХИСНИХ НАСАДОК
ГНУЧКИХ ГВИНТОВИХ КОНВЕЄРІВ

УДК 621.867.42

З метою захисту гнучких гвинтових конвеєрів від перевантажень і підвищення продуктивності транспортування вантажів проаналізовано принципи функціонування існуючих конструкцій завантажувально-захисних насадок та інших захисних механізмів, і запропоновано раціональні конструктивні рішення. Запатентовано, виготовлено і експериментально досліджено завантажувально-захисну насадку гнучкого гвинтового конвеєра. Проведено експериментальні дослідження видовження гнучкої шинкової спіралі під навантаженням і встановлено взаємозв'язок між її деформаційно-силовими та конструктивними параметрами. Встановлено, що величина відносного видовження шинкової спіралі є стабільною і незначною, і даний тип насадки доцільно використовувати на практиці, з метою регулювання зазорів просипання до завантажувальних магістралей гнучких гвинтових конвеєрів. Також встановлено, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально. Виведено аналітичні залежності для визначення параметрів найбільш типових отворів просипання насадок для різних типів гнучких гвинтових конвеєрів.

Ключові слова: насадка, гнучкий гвинтовий конвеєр, завантаження, захист, перевантаження, продуктивність.

Вступ. Гнучкі гвинтові конвеєри широко (ГГК) використовуються в сільськогосподарському виробництві при завантаженні сівалок, перевантаженні різного роду сільськогосподарських сипких вантажів тощо. Найважливішими критеріями функціонування ГГК вважається продуктивність, енерговитрати та виробнича і експлуатаційна собівартість. Тому при проектуванні ГГК необхідно забезпечувати як найбільшою продуктивність за мінімальних витрат усіх видів. Відповідно для реалізації ефективного процесу перевантаження матеріалів з допомогою ГГК необхідно забезпечувати їх оптимальне завантаження, але при цьому слід врахувати, що завантаження магістралей, яке відбувається через насадки, повинно передбачати не потрапляння до них сторонніх габаритних кускових предметів і відбуватися з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралей.

Питанням теоретичного обґрунтування процесу роботи гнучких гвинтових конвеєрів, методик розрахунку їх конструктивно-силових параметрів, розробки прогресивних конструкцій присвячені роботи А.М. Григор'єва [5], Б.М. Гевка [1], Р.М. Рогатинського [10], В.С. Ловейкіна [7] та інших. У відомих дослідженнях особлива увага звернута на питання вибору параметрів робочих органів і процесів транспортування вантажів, проте проблема підвищення продуктивності транспортування вантажів і їх захисту від перевантажень завжди залишається актуальною.

Постановка проблеми. Обґрунтування параметрів завантажувально-захисних насадок гнучких гвинтових конвеєрів.

Результати дослідження. До найважливіших критеріїв роботи ГГК відносять продуктивність, енерговитрати та виробничу і експлуатаційну собівартість. Відповідно продуктивність необхідно забезпечувати як найбільшою за мінімальних витрат усіх

видів. Тому для реалізації ефективного процесу перевантаження матеріалів з допомогою ГГК необхідно забезпечувати їх оптимальне завантаження, але при цьому слід врахувати, що завантаження магістралей, яке відбувається через насадки, повинно забезпечувати і не потрапляння до них сторонніх габаритних кускових предметів і відбуватися з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралей. Відповідно функціональне призначення насадок ГГК – бездеформаційний ввід спіралі в матеріал, її безпечна робота та здійснення оптимального завантаження кожуха ГГК за умови запобігання явища перевантаження технологічного характеру і поломок транспортних засобів [4]. Насадки ГГК поділяються на насадки з механізмом регулювання процесу завантаження магістралей (з регульованими отворами) і без (з постійними отворами). Проте ще однією функцією даних пристроїв є захист спіралей від перевантажень. Тому вони можуть бути із запобіжним механізмом відключення подачі, з механізмом регулювання подачі матеріалу під час процесу транспортування і без функції захисту.

На рис. 1 зображено жорсткі і гнучкі гвинтові конвеєри, в яких завантаження здійснюється через насадки з нерегульованим механізмом завантаження магістралей. Частина з представлених насадок володіють певним механізмом захисту від потрапляння габаритних кускових предметів, але усі вони не володіють механізмом регулювання протікання матеріалу до магістралей, що може призвести до перевантаження конвеєра, викликане технологічним процесом.



Рис. 1 - Гвинтові конвеєри із завантаженням через насадки

а) ПАТ «Завод елеваторного обладнання», м. Кіровоград, <http://transport-sv.com.ua>; б) ООО «Промстройкомплект» Росія, <http://promstrojkomplekt.all.biz>; в) ООО «Флона», Білорусія, <http://www.flona.by>; г) ЕТ «КИСИ-Иван Маринов», Болгарія, <http://prodajba.net>; д) ООО «ТехРесурс», Росія, <http://www.tehresurs-altay.ru>; е) ООО ТД «БМЗ», Росія, <http://shneka.ru>

Для забезпечення надійної та продуктивної роботи ГГК й унеможливлення їх поломок, викликаних як випадковими, так і явищами технологічного характеру, необхідно використовувати захисні та регульовальні елементи. Так у ГГК, завантаження яких здійснюється через насадку, необхідно окрім захисних решіток використовувати регулюючі елементи, що забезпечують обсяг потрапляння певного матеріалу до магістралі за

одиноцю часу. Це забезпечуватиме, при їх правильному використанні, оптимальне завантаження магістралей та максимальну продуктивність при транспортуванні різноманітних матеріалів. Також у ГТК, завантаження яких здійснюється через насадку, можна використовувати запобіжні елементи, які можуть припинити завантаження магістралі шляхом відключення частину шнека, який знаходиться в насадці, при потрапленні до неї значних частин стороннього матеріалу, що можуть викликати поломки гвинта. Окрім того, завантажувальні пристрої в обов'язковому порядку повинні бути оснащені запобіжними муфтами. Класифікацію захисних механізмів гвинтових конвеєрів представлено на рис. 2.

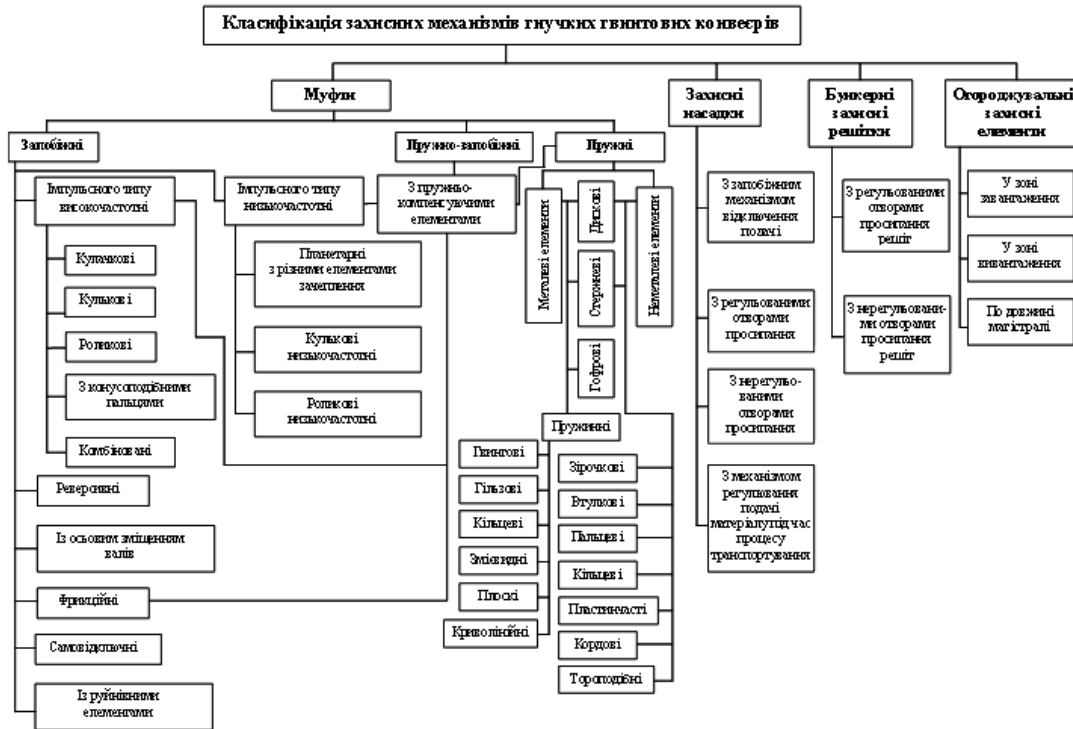


Рис. 2 - Класифікація захисних механізмів гнучких гвинтових конвеєрів

Відомі конструкції завантажувально-захисних насадок гвинтових конвеєрів, опис роботи яких здійснено в [4], представлено на рис. 3. До недоліків насадок представлених на рис. 3.а – рис. 3.в слід віднести неможливість регулювання величини завантаження конвеєра, а насадки зображені на рис. 3.д і рис. 3.е є надто складними.

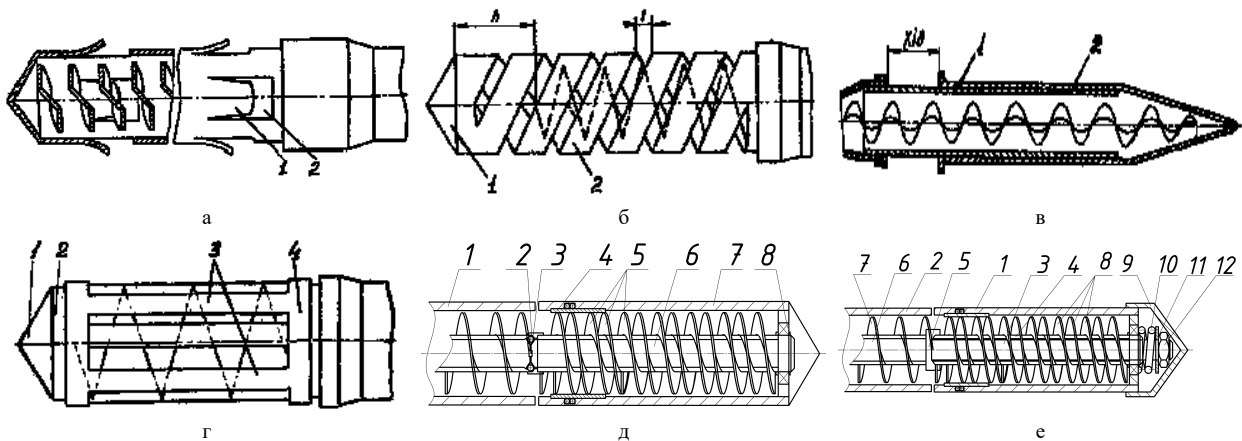


Рис. 3 - Конструкції завантажувально-захисних насадок гвинтових конвеєрів

Тому нами розроблено ряд завантажувально-захисних насадок ГГК (рис. 4). Насадка зображена на рис. 4.а [8] містить наконечник 1. Її закріплено в гнучкому кожусі 5 завантажувальної магістралі ГГК. Наприкінці гнучкого гвинтового робочого органу 3 на його зовнішньому контурі розміщено втулку 4. При перевантаженні магістралі та розтягуванні гнучкого гвинтового робочого органу 3 проходить його осьове зміщення в сторону наконечника 1, що забезпечує часткове перекривання отворів просипання 6, зменшуючи, тим самим, завантаження ГГК.

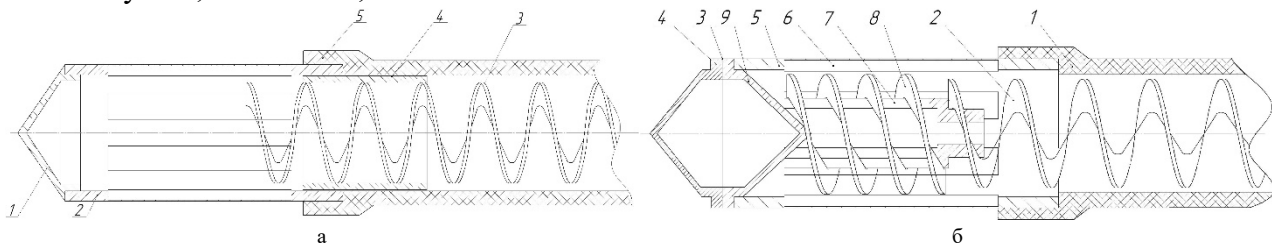


Рис. 4 - Завантажувально-захисні насадки гвинтового конвеєра

На рис. 4.б зображено конструкцію завантажувально-захисної насадки ГГК з еластичним елементом [9]. Її виконано у вигляді гнучкого кожуха 1 з розміщеною у ньому гнучкою гвинтовою спіраллю 2. З гнучким кожухом 1 з'єднано наконечник 3, що має конічну 4 і циліндричну 5 поверхні, де на циліндричній поверхні 5 наконечника 3 виконані отвори 6. До кінця гнучкої гвинтової спіралі 2, що заходить в наконечник 3, закріплено цангову втулку 7, на якій розташовано еластичну спіраль 8. Цангова втулка 7 контактує з конусом 9, який розташовано у циліндричній частині наконечника 3 і закріплено до його конічної частини 4. В процесі роботи сипкий матеріал через отвори 6 циліндричної поверхні 5 наконечника 3 потрапляє на гнучку гвинтову спіраль 2, якою транспортується по гнучкому кожуху 1 у зону вивантаження (на рисунку не показано). При перевантаженні конвеєра, коли занадто велика кількість сипкого матеріалу потрапляє до кожуха 1, проходить розтягування спіралі 2 під дією матеріалу, що призводить до осьового зміщення цангової втулки 7 у бік конуса 9 і її розтиску, що призводить до деформації еластичної спіралі 8, яка перекриває отвори 6 і зменшення завантаження. Після зменшення завантаження конвеєра проходить стиснення спіралі 2 і процес транспортування сипкого матеріалу відбувається в сталому режимі.

Конструкції насадок (рис. 4) дозволяють ефективно регулювати завантаження магістралей ГГК і захищати їх від потрапляння сторонніх кускових предметів і від технологічного перевантаження. Для підтвердження наших передбачень було виготовлено і експериментально досліджено завантажувально-захисну насадку ГГК, зображену на рис. 4.а [8]. Її загальний вигляд представлено на рис. 5, а вигляд навантаженої спіралі при проведенні статичних досліджень та їх результати на рис. 6 і рис. 7.

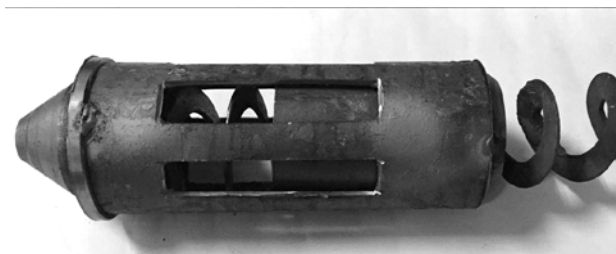


Рис. 5 - Загальний вигляд завантажувально-захисної насадки гнучкого гвинтового конвеєра

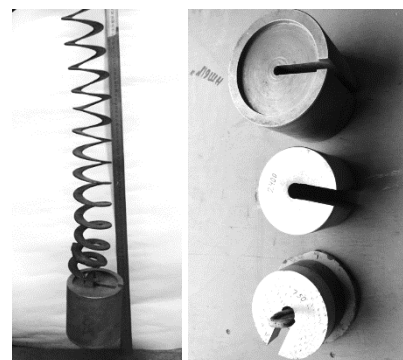


Рис. 6 - Загальний вигляд навантаженої спіралі і тягарців, що використовувались при виконання досліджень

Виконавши експериментальні дослідження видовження спіралі під навантаженням було встановлено взаємозв'язок між її деформаційно-силовими та конструктивними параметрами (довжина шнека $L = 1$ м, висота витка спіралі $b = 16$ мм, товщина спіралі $h = 3$ мм, зовнішній діаметр спіралі $D_1 = 68$ мм; $D_2 = 98$ мм; крок спіралі $t_{\text{крок1}} = 59$ мм; $t_{\text{крок2}} = 85$ мм). При проведенні досліджень враховувалось, що при максимальному заповненні внутрішнього простору магістралі ($D_{\text{max}} = 100$ мм, $L = 1$ м, коефіцієнт завантаження $\varphi = 0,5$) різними матеріалами з різною густиною (сіль, пісок, зернові) маса матеріалу, яка знаходиться в цьому об'ємі, коливатиметься від 1 кг до 8,6 кг.

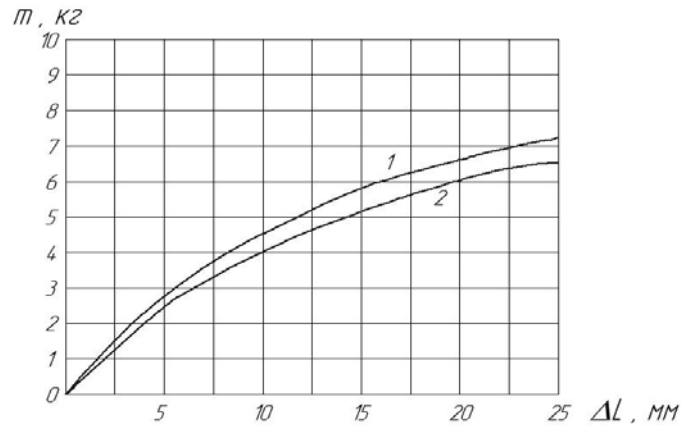


Рис. 7 - Залежність величини відносного видовження шнекової спіралі ΔL від маси підвішеного вантажу m при зовнішньому діаметрі спіралі:
 1 - $D_1 = 68$ мм; 2 - $D_2 = 98$ мм

За результатами досліджень встановлено, що величина відносного видовження шнекової спіралі ГГК (рис. 7) є прямолінійною, і якщо даний тип насадки використовувати на практиці, то вона буде ефективно регулювати зазори просипання до завантажувальних магістралей ГГК для різних матеріалів з різною густиною забезпечуючи захист спіралі від перевантажень. Якщо враховувати видовження спіралі довжиною 4–6 м (раціональні конструктивні розміри завантажувальних магістралей ГГК), то воно при транспортуванні різних матеріалів різними типами спіралей коливатиметься приблизно в межах від 10 до 150 мм. Відповідно можна зробити висновок, що для перевантаження матеріалів із значною різницею в густині конструктивні параметри насадок слід підбирати індивідуально.

Вихідними даними для проектування ГГК є його тип (функціональне призначення згідно виконуваних операцій), продуктивність, характеристики транспортно-технологічного процесу, тип технологічного вантажу (густина, коефіцієнти внутрішнього і зовнішнього тертя, кут природного відкосу) тощо. Для забезпечення протікання нормального технологічного процесу транспортування ГГК з втягуючою магістраллю необхідно визначати оптимальні геометричні розміри отворів просипання насадок.

Продуктивність вивантаження відповідно рівна продуктивності завантаження сипкого матеріалу. Залежності для визначення продуктивності транспортування ГГК представлено в [2]. У випадку завантаження сипких вантажів через насадку, продуктивність визначається залежністю [3]:

$$Q_3 = k_3 \cdot F \cdot n_n \cdot V_3$$

де F – площа одного отвору; n_n – кількість завантажувальних отворів в насадці; k_3 – коефіцієнт просипання (враховує відношення робочої площі просипання до загальної; для насадок з розташованими отворами просипання на верхній площині $k_3 = 1$, для циліндричних з розташованими отворами просипання по всій поверхні циліндра $k_3 = 0.5 \dots 0.7$); V_3 – швидкість просипання сипкого матеріалу, яка визначається по формулі [6]:

$$V_3 = \lambda \cdot \sqrt{3,2 \cdot g \cdot R}$$

де λ – коефіцієнт просипання; g – прискорення земного тяжіння; R – гідравлічний радіус отвору просипання насадки (відношення площі до периметра отвору): для круглого отвору $R = D_o / 4$, де D_o – діаметр отвору просипання; для квадратного отвору $R = a / 4$, де a – сторона квадрата отвору просипання; для насадок зображених на рис. 4 $R = b \cdot L / 2 \cdot (b + L)$, де b і L – відповідно ширина і довжина отвору просипання насадки.

Провівши відповідні перетворення, отримуємо залежності для визначення параметрів отвору просипання насадки для різних типів ГТК (табл. 1).

Таблиця 1

Залежності для визначення параметрів отвору просипання насадки ГТК

Тип ГТК	Розрахункова формула*
Гнучкий тихохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
Гнучкий швидкохідний:	
- з спіральним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з гофрованим ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$
- з секційним ГРО	$D_o = \sqrt[5]{\frac{90 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}}; a = \sqrt[5]{\frac{56,25 \cdot D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}};$ $\frac{b^3 \cdot L^3}{b + L} = 1265,625 \frac{D^6 \cdot k_s^2 \cdot k_c^2 \cdot k_z^2 \cdot n^2 \cdot \varphi^2 \cdot \rho^2 \cdot \psi_{np}^2}{k_z^2 \cdot n_n^2 \cdot \lambda^2 \cdot g}$

* де D – зовнішній діаметр шнека, м²; $k_s = p/D$ – коефіцієнт кроку спіралі, $k_s = 0,8 \dots 1,5$; p – крок спіралі; k_c – коефіцієнт зменшення швидкості транспортування і продуктивності внаслідок перегину шляху, $k_c = 0,8 \dots 1$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гофр гвинтової спіралі, $k_z = 0,9 \dots 0,98$; k_z – коефіцієнт, що враховує профіль гвинтової секції, $k_z = 0,85 \dots 0,95$; n – частота обертання робочого органу, об/хв.; φ – коефіцієнт наповнення ГТК; ρ – густина транспортованого вантажу, т/м³; ψ_{np} – коефіцієнт, що враховує відхилення осьової швидкості потоку.

Ширина отвору просипання ЗЗН визначається із умови не потрапляння до магістралі кускового матеріалу, розміри якого можуть викликати заклинювання спіралі. Цей розмір повинен бути в межах 0,8 кроку спіралі. Враховуючи можливі перекосяні спіралі і зменшення її кроку на малих радіусах кривизни під час транспортування та виходячи із величини коефіцієнта кроку спіралі $k_s = p/D = 0,8 \dots 1,5$, ширина отвору просипання насадки b повинна становити $b = 0,7 \cdot p$ або $b = 0,56 \cdot D$ (при розрахунку слід приймати менше значення).

Задавшись відповідною шириною отвору просипання насадки b можна визначити його необхідну довжину. Оскільки ширина і кількість отворів в циліндричній насадці взаємопов'язані (обмежені діаметром для циліндричної чи шириною периметру просипання для прямокутної насадки), то впливати на обсяг потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК можна лише довжиною насадки. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів завантажувально-захисних насадок в залежності від величини раціонального потрапляння сипкого вантажу до магістралі ГГК та її захисту від потрапляння до неї сторонніх габаритних кускових предметів і з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралі запропоновано раціональну конструкцію насадки (рис. 7) і конструктивні параметри прямокутних отворів просипання для неї (табл. 2).

Таблиця 2

Конструктивні параметри отворів просипання завантажувально-захисної насадки

Діаметр насадки D , мм	Ширина отвору просипання насадки b , мм	Довжина отвору просипання насадки L , мм
70	20	300
	30	250
	40	200
100	20	350
	30	300
	40	250
130	20	400
	30	350
	40	300

Загалом для практичного використання досить важко передбачити необхідні конструктивні параметри насадок, оскільки ГГК використовуються в одиничному і дрібно-серійному виробництві, а відтак при використанні однієї і тієї ж конструкції відбувається транспортування вантажів з різною густиною по різних криволінійних траєкторіях, що призводить до різного видовження спіралі і перекривання отворів просипання. Крім того, довжина отворів просипання, а відтак і всієї площі потрапляння вантажу до магістралі ГГК, обмежені габаритними розмірами насадки, які по діаметру обмежені зовнішнім діаметром спіралі, а по довжині не можуть бути габаритними (максимально до 350 мм). Відтак запропонована конструкція насадки (рис. 8) дозволяє в кожному конкретному випадку перевантаження вантажів регулювати процес завантаження.

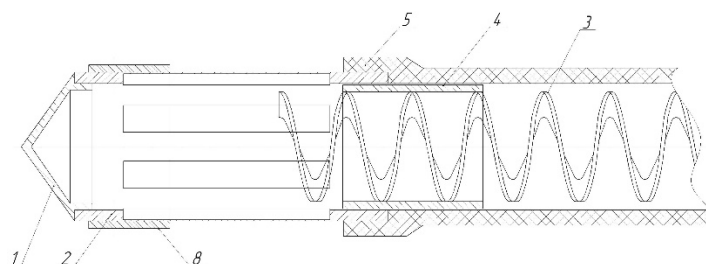


Рис. 8 - Завантажувально-захисна насадка гвинтового конвєсера з регулюванням процесу завантаження

Висновки:

1. Виведено аналітичні залежності завдяки яким можна забезпечити потрібні конструктивні розміри отворів просипання насадок і добитися максимальної продуктивності гнучких гвинтових конвеєрів при дотриманні встановлених норм виконання технологічного процесу транспортування.

2. Для практичного використання при підборі основних конструктивних параметрів завантажувально-захисних насадок в залежності від величини раціонального потрапляння сипкого вантажу до магістралі конвеєра та її захисту від потрапляння до неї сторонніх габаритних кускових предметів і з врахуванням обмежень по технологічному забиванню магістралі запропоновано раціональну конструкцію насадки і конструктивні параметри прямокутних отворів просипання.

Література:

1. Гевко Б.М. Механізми з гвинтовими пристроями [Текст] / Б. М. Гевко, Р. М. Рогатинський. – Львів: Світ, 1993. – 208с.
2. Гевко І. Б. Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук : спец. 05. 02.02 «Машинознавство» / І. Б. Гевко. – Львів, 2013. – 42 с.
3. Гевко І.Б. Аналіз конструкцій і розрахунок завантажувальної здатності насадок гвинтових конвеєрів [Текст] / І.Б. Гевко // Збірник наукових праць Національного аграрного університету. – Київ, 2000. – Т. 7. – С. 160-163.
4. Гевко І.Б. Обґрунтування параметрів гвинтових завантажувачів [Текст] / І.Б. Гевко, Ю.М.Тарасюк, В.М. Клендій // Міжвузівський збірник "Наукові нотатки" ЛНТУ. - Луцьк, 2014. - Випуск 44, - С. 57-62.
5. Григорев А. М. Винтовые конвейеры [Текст] / А. М. Григорев. - М. : Машиностроение, 1972. - 184с.
6. Зенков Р. Л. Механика насыпных грузов / Р. Л. Зенков. – М. : Машиностроение, 1973. – 220 с.
7. Ловейкін В. С. Вибір раціональних параметрів та режимів роботи вертикальних гвинтових конвеєрів [Текст] / В. С. Ловейкін, О. Р. Рогатинська // Збірник наукових праць Вінницького державного аграрного університету. – 2005. – Вип. 23. – С. 181–195.
8. Пат. 122609 Завантажувально-захисна насадка гнучкого гвинтового конвеєра Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С., 25.01.2018, бюл. № 2 номер заявки № а201708195.
9. Пат. 122610 Гнучкий гвинтовий конвеєр із завантажувально-захисною насадкою з еластичним елементом Гевко Ів.Б., Стадник І.Я., Дубиняк Т.С. номер заявки № а201708201.
10. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.

Summary

Hevko Iv.B., Good V.Z., Dubynyak T.S., Slobodyan L.M., Kruglik O.A. Grounds of parameters loading-protected nozzle for screw conveyers

In order to protect the flexible screw conveyors from overloads and increase the productivity of cargo transportation, the principles of functioning of existing structures of loading and protective attachments and other protective mechanisms have been analyzed, and rational design solutions have been proposed. Patented, manufactured and experimentally investigated

the boot-protective nozzle of a flexible screw conveyor. Experimental investigations of elongation of a flexible screw helix under load are carried out and the interrelation between its deformation force and structural parameters is established. It is established that the magnitude of the relative lengthening of the screw spiral is stable and insignificant, and it is advisable to use this type of nozzle in practice, in order to regulate the gaps between the protrusions and the loading lines of the flexible screw conveyors. It was also found that for the overload of materials with a significant difference in density, the design parameters of the nozzles should be selected individually. The analytical dependencies are derived for determining the parameters of the most typical apertures for protrusion of nozzles for different types of flexible screw conveyors.

Keywords: nozzle, flexible screw conveyor, loading, protection, overload, performance

References

1. Gevko B.M. Mexanizmy z gvyntovymy prystroyamy. B. M. Gevko, R. M. Rogatynskiy. – Lviv: Svit, 1993. – 208s.
2. Gevko I. B. Naukovo-prykladni osnovy stvorennya gvyntovykh transportno-texnologichnykh mexanizmiv: avtoref. dys. na zdobuttya nauk. stupenya doktora texn. nauk: specz. 05.02.02 «Mashynoznavstvo» I. B. Gevko. – Lviv, 2013. – 42 s.
3. Gevko I.B. Analiz konstrukcij i rozrazunok zavantazhuval'noyi zdatnosti nasadok gvyntovykh konveyeriv. I.B. Gevko. Zbirnyk naukovykh pracz Nacionalnogo agrarnogo universytetu. – Kiev, 2000. T. 7. – S. 160-163.
4. Gevko I.B. Obgruntuvannya parametriv gvyntovykh zavantazhuvachiv. I.B. Gevko, Y.M. Tarasyuk, V.M. Klendij. Mizhvuzivskiy zbirnyk "Naukovi notatky" LNTU. - Luczk, 2014. - Vypusk 44, - S. 57-62.
5. Grygorev A. M. Vyntovye konvejeru. A. M. Grygorev. M.: Mashynostroenye, 1972. 184s.
6. Zenkov R. L. Mexanyka nasupnux gryzov. R. L. Zenkov. – M.: Mashynostroenye, 1973. – 220 s.
7. Lovejkin V. S. Vybir racionalnykh parametriv ta rezhymiv roboty vertykalnykh gvyntovykh konveyeriv. / V. S. Lovejkin, O. R. Rogatynska. Zbirnyk naukovykh pracz Vinnyczkogo derzhavnogo agrarnogo universytetu. – 2005. – Vypusk. 23. – S. 181–195.
8. Pat. 122609 Zavantazhuvalno-zaxysna nasadka gnuchkogo gvyntovogo konveyera Gevko Iv.B., Stadnyk I.Ya., Dubyniak T.S., 25.01.2018, nomer zayavky a201708195.
9. Pat. 122610 Gnuchkyj gvyntovyj konveyer iz zavantazhuvalno-zaxysnoyu nasadkoyu z elastychnym elementom Gevko Iv.B., Stadnyk I.Ya., Dubyniak T.S. nomer zayavky a201708201.
10. Rogatynskiy R. Model konstruyuvannya i vyboru gvyntovykh konveyeriv z rozshyrenymy texnologichnymy mozhlyvostyamy / R. Rogatynskiy, I. Gevko // Visnyk TNTU. – 2012. – # 3 (67). – S.197–210.

Ольшанський В.П.,
Бурлака В.В.,
Сліпченко М.В.,
Харківський національний
технічний університет сільського
господарства імені П.Василенка,
м. Харків, Україна,
E-mail: teoriyaTMM@gmail.com.

**ПРО КОЛИВАННЯ ПІДРЕСОРЕНОГО ТІЛА
ПРИ УДАРНОМУ ЙОГО НАВАНТАЖЕННІ**

УДК 534.1:539.3

Досліджено коливання системи з одним ступенем вільності, спричинені механічним ударом твердого тіла. Пружна характеристика осцилятора апроксимована відрізками двох прямих ліній. Методом припасовування побудовано аналітичні розв'язки задачі динаміки підресореної платформи для варіантів непружного та частково пружного ударів. Виведено компактні формули для розрахунків переміщення у часі та обчислення максимальних зусиль у деформованих елементах системи. Встановлено умови, за яких крім основного пружного елемента (ресори), піддається деформуванню і додатковий пружний елемент (підресорник). Для порівняння теоретичних результатів розглянуто також енергетичний варіант розв'язку задачі удару. Він дає можливість досить просто обчислити максимальні переміщення і зусилля в системі, підданій удару, без розв'язування диференціального рівняння руху. Наведено приклади розрахунків.

Ключові слова: осцилятор, кусково-лінійна пружна характеристика, механічний удар твердим тілом, переміщення, зусилля в деформованих елементах

Актуальність. При механічному ударі в елементах конструкцій можуть виникати великі деформації та напруження, що призводить до передчасної втрати працездатності конструкції або часткового її руйнування. Тому розрахунки на удар відіграють важливу роль при проектуванні деталей машин.

Аналіз останніх публікацій. Існує декілька теорій механічного удару, в основу яких покладено різні гіпотези [1 – 4]. Динаміку типових елементів конструкцій при імпульсному або ударному навантаженні досліджували також в [5 – 7]. В інженерній розрахунковій практиці набула поширення технічна теорія удару, яка ґрунтується на енергетичних міркуваннях [8]. В більшості публікацій технічна теорія стоїть на лінійно пружних систем. Значно менше уваги присвячено дослідженню поведінки нелінійних систем при ударі. Виходячи з цього, тут розглядаємо динаміку осцилятора з кусково-лінійною характеристикою пружності в умовах ударного навантаження.

Мета статті. Метою статті є виведення та апробація нових формул для обчислення переміщень та зусиль у нелінійному осциляторі при механічному ударі.

Одержані формули можуть знадобитись для розрахунку переміщень та зусиль в елементах підвіски вантажних транспортних засобів при вертикальному ударному навантаженні падаючими твердими тілами, зокрема при постановці важкого контейнера на кузов підйомним краном.

Викладення основного матеріалу. Розглянемо два варіанти механічного удару: непружний вертикальний, коли після удару з'єднуються дві маси і далі здійснюють спільний рух та частково-пружний горизонтальний, коли ударяюче тіло відскакує від осцилятора і рухається окремо.

1. Непружний удар. Припускаємо, що осцилятор має масу m , яка підресорена основним пружним елементом (ресорою) жорсткістю c_1 та додатковим пружним елементом (підресорником) жорсткістю c_2 . Додатковий пружний елемент підсилювач

включається в роботу, коли деформування (переміщення рухомого кінця) основного елемента перевершує зазор x_1 . Розрахункова схема осцилятора показана на рис. 1.

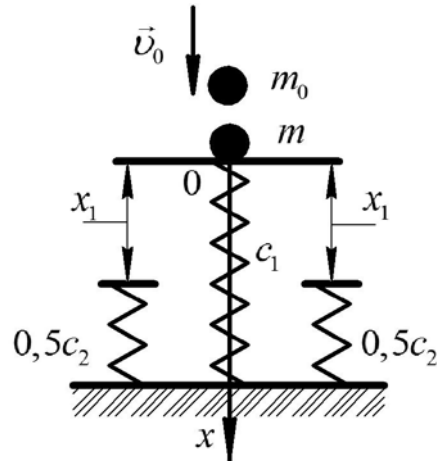


Рис. 1 – Розрахункова схема

Нехай тверде тіло масою m_0 рухається вертикально вниз і вдаряє зі швидкістю v_0 по масі m , що знаходиться в стані спокою. За теоремою про збереження кількості руху, після миттєвого з'єднання мас (удару), новоутворена маса $M = m_0 + m$ буде рухатись вниз зі швидкістю:

$$v = m_0 v_0 / M. \quad (1)$$

Переміщення осцилятора $x(t)$, спричинені ударом, описуємо диференціальним рівнянням:

$$M\ddot{x} + c_1 x + c_2 (x - x_1) \cdot H(x - x_1) = 0. \quad (2)$$

При початкових умовах:

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = v. \quad (3)$$

Тут швидкість v визначається виразом (1); $H(x - x_1)$ – одинична функція Хевісайда; крапка над x означає похідну за часом t .

У відповідності з (2), (3) при малих t рух проходитиме за законом:

$$x(t) = \frac{v}{\omega_1} \sin(\omega_1 t),$$

де $\omega_1 = \sqrt{c_1 / M}$.

Якщо виконується умова:

$$\frac{v}{\omega_1} = \frac{m_0 v_0}{M c_1} \leq x_1,$$

то рух осцилятора при любых t проходить без деформування підресорника.

Деформування цього пружного елемента буде відбуватись лише при виконанні нерівності:

$$\frac{v}{\omega_1} = \frac{m_0 v_0}{\sqrt{M c_1}} > x_1.$$

Таке деформування почнеться в момент часу

$$t = t_1 = \frac{1}{\omega_1} \arcsin \frac{\omega_1 x_1}{v},$$

зі швидкістю:

$$v_1 = \dot{x}(t) = v \cdot \cos(\omega_1 t_1) = \sqrt{v^2 - (\omega_1 x_1)^2}.$$

Для розрахунку подальшого руху осцилятора треба розв'язати диференціальне рівняння:

$$M\ddot{x} + (c_1 + c_2)x = c_2 x_1,$$

при початкових умовах:

$$x(t_1) = x_1; \quad \dot{x}(t_1) = v_1.$$

Ця задача Коші має розв'язок:

$$x(t) = B + A \sin[\omega_2(t - t_1) + \varphi], \quad (4)$$

в якому $\omega_2 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{M}};$ $A = \sqrt{\left(\frac{c_1 x_1}{c_1 + c_2}\right)^2 + \left(\frac{v_1}{\omega_2}\right)^2} = \sqrt{\frac{M v^2}{c_1 + c_2} - \frac{c_1 c_2 x_1^2}{(c_1 + c_2)^2}};$

$$B = \frac{c_2 x_1}{c_1 + c_2}; \quad \varphi = \arctg \frac{c_1 x_1 \omega_2}{(c_1 + c_2) v_1}.$$

Згідно з (4), максимальне переміщення коливальної системи становить:

$$\max x(t) = x(t_*) = A + B, \quad (5)$$

причому $t_* = t_1 + \frac{1}{\omega_2} \left(\frac{\pi}{2} - \varphi \right).$

Максимальні зусилля в ресорі $\max F_1$ і підресорнику $\max F_2$ далі легко обчислити за формулами:

$$\max F_1 = c_1(A + B); \quad \max F_2 = c_2(A + B - x_1).$$

Значимо, що коли не цікавиться процесом руху, то формулу (5) можна вивести іншим шляхом, прирівнявши кінетичну енергію T , яку мала система після удару, максимальній потенціальній енергії Π деформації пружних елементів. У нашій задачі:

$$T = \frac{1}{2} M v^2 = \Pi = \frac{1}{2} c_1 x_1^2 + \frac{1}{2} (c_1 + c_2) (x_* - x_1)^2 + c_1 x_1 (x_* - x_1), \quad x_* = x(t_*).$$

Це квадратичне рівняння зводиться до більш компактного:

$$(x_* - x_1)^2 + \frac{2c_1 x_1}{c_1 + c_2} (x_* - x_1) - \frac{M v^2 - c_1 x_1^2}{c_1 + c_2} = 0$$

і має розв'язок:

$$x_* - x_1 = -\frac{c_1 x_1}{c_1 + c_2} + \sqrt{\left(\frac{c_1 x_1}{c_1 + c_2}\right)^2 + \frac{M v^2 - c_1 x_1^2}{c_1 + c_2}}.$$

Звідки випливає, що:

$$x_* = \max x(t) = \frac{c_2 x_1}{c_1 + c_2} + \sqrt{\frac{M v^2}{c_1 + c_2} - \frac{c_1 c_2 x_1^2}{(c_1 + c_2)^2}} = B + A.$$

Отже, розрахунок непружного удару осцилятора з кусково-лінійною характеристикою пружності зводяться до використання компактних формул. Проілюструємо їх використання на числовому прикладі.

Приклад 1. Розглянемо рух осцилятора після удару при: $m = 900$ кг; $c_1 = 10^5$ Н/м; $c_2 = 44 \cdot 10^3$ Н/м; $m_0 = 100$ кг; $v_0 = 6$ м/с; $x_1 = 0,02$ м. Для таких числових даних: $v = 0,6$ м/с; $\omega_1 = 10$ с⁻¹; $t_1 = 0,03398$ с; $v_1 = 0,56569$ м/с; $\omega_2 = 12$ с⁻¹; $A = 0,04914$ м; $B = 0,00611$ м; $\max x(t) = 0,05525$ м; $\varphi = 0,28652$; $t_* = 0,14100$ с; $\max F_1 = 5525$ Н; $\max F_2 = 1551$ Н.

Статичне переміщення осцилятора під дією ваги тіла, що вдаряє m_0g легко знайти за формулою:

$$x_{\text{ст}} = \begin{cases} \frac{m_0g}{c_1} & m_0g \leq c_1x_1 \\ x_1 + \frac{m_0g - c_1x_1}{c_1 + c_2} & m_0g > c_1x_1, \end{cases}$$

де g – прискорення вільного падіння.

Для заданого вище m_0 $m_0g < c_1x_1$ і $x_{\text{ст}} = 0,00981$ м. Це статичне переміщення значно менше, ніж розраховане вище максимальне динамічне. Коефіцієнт динамічності: $K_d = \max x(t) / x_{\text{ст}}$ більший 5,6.

2. Виведемо далі формули для розрахунку частково пружного удару по осцилятору, коли маси m і m_0 після удару рухаються з різними швидкостями по горизонталі. Згідно з теорією Ньютона, після удару маса m буде рухатись зі швидкістю:

$$u = \frac{m_0v_0(1+K)}{M},$$

де K – коефіцієнт відновлення.

Моделювання руху осцилятора після удару зводиться до розв'язання рівняння:

$$m\ddot{x} + c_1x + c_2(x - x_1) \cdot H(x - x_1) = 0,$$

при початкових умовах:

$$x(0) = 0; \quad \dot{x}(0) = u.$$

Ця задача аналогічна попередній. Тому, опускаючи подробиці, приводимо кінцеві результати.

При

$$\frac{u}{p_1} = \frac{m_0v_0(1+K)}{Mp_1} \leq x_1, \quad p_1 = \sqrt{c_1/m},$$

осцилятор буде рухатись за законом:

$$x(t) = \frac{u}{p_1} \sin(p_1t),$$

без деформування підресорника.

Якщо:

$$\frac{u}{p_1} > x_1,$$

то деформування підресорника почнеться в момент часу:

$$t = \tau_1 = \frac{1}{p_1} \arcsin \frac{p_1 x_1}{u},$$

зі швидкістю: $\dot{x}(\tau_1) = u_1 = \sqrt{u^2 - (p_1 x_1)^2}$.

При $t > \tau_1$ рух осцилятора буде описуватись виразом:

$$x(t) = B + C \sin [p_2(t - \tau_1) + \psi],$$

у якому:

$$p_2 = \sqrt{\frac{c_1 + c_2}{m}}; C = \sqrt{\left(\frac{c_1 x_1}{c_1 + c_2}\right)^2 + \left(\frac{u_1}{p_1}\right)^2}; \psi = \arctg \frac{c_1 x_1 p_2}{(c_1 + c_2) u_1}.$$

Максимальне переміщення становить:

$$\max x(t) = x(\tau_*) = B + C \quad (6)$$

і досягається в момент часу:

$$t = \tau_* = \tau_1 + \frac{1}{p_2} \left(\frac{\pi}{2} - \psi \right).$$

Для обчислення максимальних зусиль маємо залежності:

$$\max F_1 = c_1 (B + C), \quad \max F_2 = c_2 (B + C - x_1).$$

Зазначимо, що, як і вище, формулу (6) можна також вивести із енергетичних міркувань.

Приклад 2. Проведемо розрахунок руху осцилятора масою: $m = 800$ кг та попередніми c_1, c_2, x_1 при горизонтальному ударі тілом, у якого $m_0 = 10$ кг; $v_0 = 20$ м/с; $K = 0,5$. Для цих вихідних даних одержуємо: $u = 0,37037$ м/с; $p_1 = 11,18034$ с⁻¹; $\tau_1 = 0,05798$ с; $u_1 = 0,29525$ м/с; $p_2 = 13,41641$ с⁻¹; $C = 0,02602$ м; $\max x(t) = 0,03213$ м; $\psi = 0,56299$; $\tau_* = 0,13310$ с; $\max F_1 = 3213$ Н; $\max F_2 = 533,7$ Н.

Висновки:

1. Задача руху осцилятора з кусково-лінійною характеристикою пружності при ударі має замкнутий аналітичний розв'язок в елементарних функціях і його побудовано в роботі.

2. Обчислення основних динамічних параметрів руху зводиться до використання компактних формул, вірогідність яких підтверджена числовими розрахунками.

Література:

1. Гольдсмит В. Удар. Теория и физические свойства соударяемых тел / В. Гольдсмит. – Москва: Госстройиздат, 1965. – 447 с.
2. Кильчевский Н.А. Теория соударения твердых тел / Н.А. Кильчевский. – Киев: Наукова думка, 1969. – 247 с.
3. Филиппов А.П. Колебания деформируемых систем / А.П. Филиппов. – Москва: Машиностроение, 1970. – 734 с.
4. Пановко Я.Г. Введение в теорию механического удара / Я.Г. Пановко. – Москва: Наука, 1977. – 232 с.

5. Филиппов А.П. Деформирование элементов конструкций под действием ударных и импульсных нагрузок / А.П. Филиппов, Ю.С. Воробьев, Я.Г. Янютин. – Киев: Наукова думка, 1978. – 183 с.
6. Янютин Е.Г. Задачи импульсного деформирования элементов конструкций / Е.Г. Янютин, И.В. Янчевский, А.В. Воропай, А.С. Шарапата. – Харьков: ХНАДУ, 2004. – 392 с.
7. Ольшанский В.П. Колебания стержней и пластин при механическом ударе / В.П. Ольшанский, Л.Н. Тищенко, С.В. Ольшанский. – Харьков: Місдрук, 2012. – 320 с.
8. Писаренко Г.С. Опір матеріалів / Г.С. Писаренко, О.Л. Квітка, Е.С. Уманський. – Київ: Вища школа, 2004. – 655 с.

Summary

Olshanskiy V.P., Burlaka V.V., Slipchenko M.V. On oscillations of a springsed body under shock loading

The oscillations of systems with one degree of freedom caused by mechanical shock of a solid body are investigated. The elastic characteristic of the oscillator is approximated by segments of two straight lines. The addition method is used to construct analytical solutions to the problem of the dynamics of a sprung platform for variants of inelastic and partially elastic shocks. Compact formulas are derived for calculating the time of displacement and calculating the maximum forces in the deformed elements of the system. Conditions are established for which, in addition to the main elastic element (springs), an additional elastic element (sub-springs) is deformed. For comparison of theoretical results, the energy variant of the solution of the shock problem is also considered. It makes it possible to calculate simply the maximum displacements and forces in the impacted system without solving the differential equation of motion. Examples of calculations are given.

Keywords: oscillator, piecewise linear elastic characteristic, mechanical impact by a solid body, displacements, forces in deformed elements.

References

1. Goldsmit V. Udar. Teoriya i fizicheskie svoystva soudaryaemih tel / V. Goldsmit. – Moskva: Gosstroyizdat, 1965. – 447 s.
2. Kilchevskiy N.A. Teoriya soudareniya tverdyih tel / N.A. Kilchevskiy. – Kiev: Naukova dumka, 1969. – 247 s.
3. Filippov A.P. Kolebaniya deformiruemyih sistem / A.P. Filippov. – Moskva: Mashinostroenie, 1970. – 734 s.
4. Panovko Ya.G. Vvedenie v teoriyu mehanicheskogo udara / Ya.G. Panovko. – Moskva: Nauka, 1977. – 232 s.
5. Filippov A.P. Deformirovanie elementov konstruktsiy pod deystviem udarnih i impulsnyih nagruzok / A.P. Filippov, Yu.S. Vorobev, Ya.G. Yanyutin. – Kiev: Naukova dumka, 1978. – 183 s.
6. Yanyutin E.G. Zadachi impulsnogo defomirovaniya elementov konstruktsiy / E.G. Yanyutin, I.V. Yanchevskiy, A.V. Voropay, A.S. Sharapata. – Harkov: HNADU, 2004. – 392 s.
7. Olshanskiy V.P. Kolebaniya stержnej i plastin pri mehanicheskom udare / V.P. Olshanskiy, L.N. Tischenko, S.V. Olshanskiy. – Harkov: Miskdruk, 2012. – 320 s.
8. Pisarenko G.S. Opir materialiv / G.S. Pisarenko, O.L. Kvitka, E.S. Umanskiy. – Kiyiv: Vischa shkola, 2004. – 655 s.

де σ – механічне напруження; T – температура зразка; U_0 – енергія активації процесу руйнування; τ_0 – період міжатомних коливань; k – коефіцієнт Больцмана; γ – параметр, пов'язаний з властивостями матеріалу.

На основі експериментального дослідження кінетики накопичення і розвитку субмікроскопічних тріщин [5] методом малокутового рентгенівського розсіювання були обчислені розміри тріщин і їх концентрація. Далі дослідженнями Куксенко В.С., Слуцкера А.І. і Тамужа В.П. [6] було визначено, що розміри початкових мікротріщин обумовлені структурою матеріалу, яка як формує локальні перенавантаження, так і обмежує їх зростання на кордонах гетерогенності. Встановлено, що кінетика накопичення мікротріщин визначає довговічність навантаженого зразка, і залежність швидкості накопичення мікротріщин (\dot{C}) описується рівнянням такого вигляду:

$$\dot{C} = \dot{C}_0 \exp(U_0 - \gamma\sigma/kT). \quad (3)$$

Визначальну роль в руйнуванні матеріалів грає передрозривна концентрація мікротріщин, яка не залежить від режиму навантаження, а залежить тільки від розмірів утворилися мікротріщин. Ця концентрація може приймати великі значення при переході від руйнувань на мікро рівні до руйнувань на макро рівні.

В результаті статистичних узагальнень в відділі фізики міцності ФТИ імені О.Ф. Іоффе РАН була запропонована модель руйнування гетерогенних матеріалів, що базується на кінетичній моделі міцності і, яка складається з двох стадій [7]. Головна гіпотеза моделі полягає в тому, що дефекти (тріщини) накопичуються на першій стадії і потім прискорено розвиваються на другій заключній стадії. Модель була заснована на фізично обґрунтованих умовах прогнозування руйнування, апробованих на різних об'єктах з використанням акустичної та сейсмічної емісії [8]. На першій стадії відбувається накопичення одиночних стабільних мікротріщин у всьому обсязі тіла, що через флуктуації концентрації тріщин призводить до утворення комплексів кластерів близько розташованих тріщин, здатних до взаємодії, злиття і формуванню вогнища руйнування. На другій стадії відбувається локалізоване розвиток вогнища руйнування, в результаті чого з'являється магістральна тріщина, і зразок руйнується.

Крім моделі руйнування авторами [6] був виведений концентраційний критерій $k = r_i/l$, де l – розмір тріщин, що утворюються, r_i – середня відстань між тріщинами. Цей критерій визначає перехід від однієї стадії до другої. Визначено, що активне утворення починається при $k \approx 3$.

Першими дослідженнями, присвяченими проблемі сухого (Холмса і Патчінга) і мокрого (Д.В. Фюрстенау) подрібнення сумішей різних мінералів, встановлено, що подрібнення кварцу і вапняку в суміші дає продукти, характеристики крупності яких до певної міри подібні характеристикам крупності, отриманим при роздільному подрібненні кожного мінералу.

Своїми дослідженнями Л.Ф. Біленко [9, 10] довів положення про незалежне подрібненні різномісних компонентів в суміші. Причому встановлено, що характеристика крупності компонента, подрібненого в суміші з іншим компонентом, залишається такою ж, як і при роздільному подрібненні його до тієї ж крупності. При подрібненні суміші різномісних матеріалів коефіцієнт випереджувального подрібнення, що показує ступінь попереднього помелу твердого компонента в схемі подрібнення двокомпонентних сумішей, не залежить від кількості твердої складової в суміші, а визначається тільки властивостями подрібнюють матеріалів.

Постановка проблеми. Метою даної роботи є обґрунтування закономірностей подрібнення сумішей різномісних матеріалів, використовуваних для створення композиційних матеріалів із застосуванням механоактивації.

Основна частина. Подрібненням називається процес руйнування (деформування) твердих тіл під дією зовнішніх сил (наприклад, механічних, теплових і ін.). Руйнування (деформування) тіл, наприклад гірських порід, під дією зовнішніх механічних сил відбувається переважно по ослабленим перетинам, тріщинуватим і іншим дефектним місцям після переходу за межу міцності (пружності). Подрібнення умовно поділяється на дроблення, коли виходить продукт розміром більше 5 мм, і помел - продукт розміром менше 5 мм. Залежно від виду деформації тіл (характеру прикладення зовнішніх сил) застосовуються такі способи подрібнення: роздавлювання, розколювання, злам, удар і стирання. Перераховані способи подрібнення є спільними як для дроблення, так і для помелу і в більшості випадків присутні в поєднанні, наприклад, роздавлювання і стирання, удару і стирання і т. д. [11].

Подрібнення характеризується ступенем подрібнення (дроблення) і, яка визначається відношенням середніх розмірів матеріалу до і після подрібнення: $i = D_{cp}/d_{cp}$. Величина ступеня подрібнення досягає 1000 і визначається фізикомеханічними властивостями і розміром матеріалу і конструкцією машини. Розрізняють дроблення велике ($d_{cp}=100... 350$ мм), середнє ($d_{cp}=40... 100$ мм) і дрібне ($d_{cp}=5 ... 40$ мм). Для дроблення матеріалу використовуються дробарки. Ступінь дроблення в сучасних дробарках не перевищує 30.

Помел матеріалу буває грубий ($d_{cp} \geq 0,1$ мм), тонкий ($d_{cp} = 0,1...0,05$ мм) і надтонкий ($d_{cp} < 0,05$ мм) і здійснюється в млинах різних конструкцій.

Для подрібнення тіла до необхідного розміру необхідно затратити певну кількість енергії, що залежить від його розміру, міцності, форми, вологості, умов подрібнення і інших параметрів. Існує кілька теорій оцінки витрат енергії на подрібнення матеріалів.

Вперше гіпотеза про те, що робота, яка витрачається на подрібнення матеріалу, пропорційна новоствореній поверхні була запропонована П. Ріттінгером в 1867 році [12]. Звідки випливає, що така робота переходить в вільну поверхневу енергію в еквівалентних кількостях:

$$A = k_p S, \quad (4)$$

де A – питома робота подрібнення; k_p – коефіцієнт, який визначає роботу, затрачену на виробництво одиниці поверхні.

Однак, Гіпотеза Ріттингера застосовна тільки при дрібному дробленні і помолі матеріалів з огляду на невелику похибку в оцінці витрат енергії на подрібнення. Практичне значення гіпотези невелике, так як важко визначити коефіцієнт пропорційності.

Відповідно до закону Кирпичева - Кіка, отриманого з теорії пружності, для руйнування ідеально крихкого тіла обсягу V потрібно зробити роботу, рівну:

$$A = \frac{P_0}{2E} V = k_k V, \quad (5)$$

де P_0 – межа міцності; E – модуль Юнга; k_k – коефіцієнт пропорційності.

Ця теорія справедлива для великого і середнього дроблення, де енергія витрачається в основному на деформацію матеріалу.

У 1940 р П. Ребиндер запропонував розрахункову формулу, в якій об'єднана робота, що витрачається на деформацію і утворення нових поверхонь:

$$A = k_p S + k_k V. \quad (6)$$

Дана формула Ребиндера також не отримала практичного застосування через відсутність рекомендацій щодо вибору значень коефіцієнтів пропорційності.

Існують і інші теорії процесів руйнування, такі як теорія Ф. Бонда, по якій робота, витрачена на подрібнення, пропорційна збільшенню параметра, що є середньгеометричним між обсягом і поверхнею. Досить численні спроби розвитку теорії подрібнення з повнішим урахуванням реальної структури і фізичних властивостей твердих тіл, впливу середовища, в якій йде подрібнення на сучасному етапі.

Порошкові матеріали, що надходять на механоактиваційну обробку, являють собою суміш окремих частинок різного розміру, розділених на класи відповідно до гранулометричного складу вихідного матеріалу. Відомо, що частинки різної величини одного і того ж матеріалу володіють різними властивостями: міцністю, пружністю, здатністю до подрібнення [13], тим більше різних матеріалів, як в нашому випадку. Є результати, які підтверджують незалежність подрібнення різноміцних компонентів в суміші [14], тоді можна припустити, що інгредієнти суміші для синтезування композиційних матеріалів із застосуванням СВС-процесу, подрібнюються кожен за своїми законами незалежно один від одного.

З метою підтвердження гіпотези про незалежне подрібнення часток різних матеріалів і фракцій крупності було здійснено експериментальне подрібнення оксидів алюмінію і заліза гранулометричного складу 40-70 мкм і 63-100 мкм відповідно. Подрібнення здійснювалося на кульовому млині протягом 2, 6, 10 хв.

На рис. 1 представлена кінетика окремого подрібнення оксидів Al_2O_3 та Fe_2O_3 .

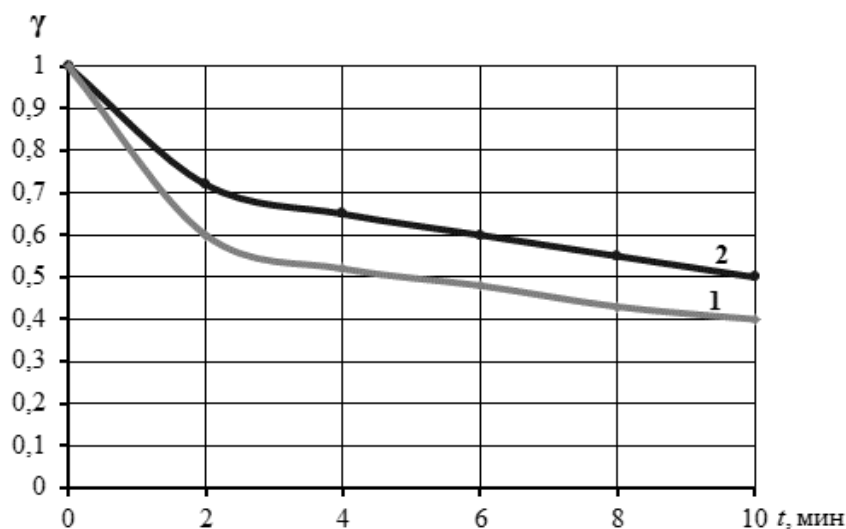


Рис. 1 – Кінетика подрібнення оксидів Al_2O_3 (40-70 мкм) (2) та Fe_2O_3 (40-70 мкм) (1)

З рис. 1 видно, що характер кінетики подрібнення оксидів алюмінію і заліза однаковий. Аналіз кінетики подрібнення здійснювався за величиною залишків (γ) на контрольному ситі розміром 0,04 мм.

Для зіставлення кінетики окремого подрібнення фракцій з їх подрібненням в суміші розраховувалися середньозважені залишки обраних фракцій в суміші, тобто

$$\gamma_{\text{см мат}}^i = \gamma_1 R_1^i + \gamma_2 R_2^i, \quad (7)$$

де R_j^i – залишок j фракції на i ситі; γ_j – вихід j фракції в гранулометричному складі вихідного продукту.

Таким чином, вироблялося моделювання процесу спільного подрібнення фракцій різної крупності.

На рис. 2 показана кінетика подрібнення суміші матеріалів (50% Al_2O_3 та 50% Fe_2O_3) (1) і змодельованої суміші (2), обчисленої за результатами подрібнення окремих фракцій (7).

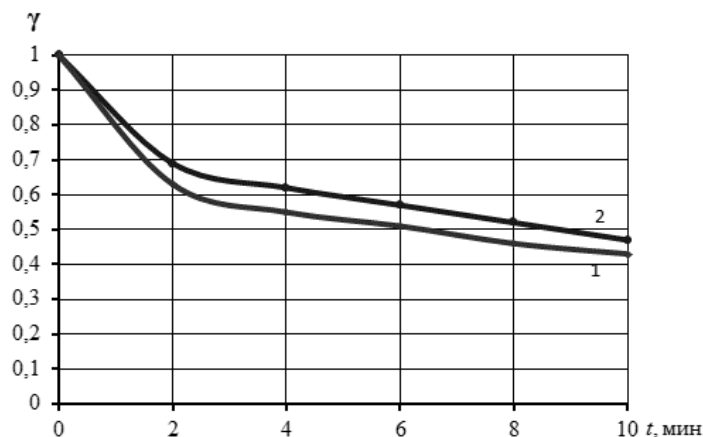


Рис. 2 – Кінетика подрібнення суміші матеріалів (50% Al_2O_3 та 50% Fe_2O_3) (1) і змодельованої суміші (2).

Однаковий характер і досить близьке їх розташування кінетичних кривих підтверджує гіпотезу про незалежність подрібнення частинок різних матеріалів і фракцій крупності при їх спільному подрібненні в суміші.

Висновки. На основі результатів експериментальних досліджень встановлено, що кінетика незалежного подрібнення компонентів суміші оксидів алюмінію і заліза різного гранулометричного складу має однаковий характер.

Кінетика подрібнення суміші матеріалів (50% Al_2O_3 та 50% Fe_2O_3) добре узгоджується з кінетикою подрібнення змодельованої суміші, відповідно виразу (7), що дозволяє моделювати процес спільного подрібнення різних матеріалів.

Література:

1. Молчанов В.И. Активация минералов при измельчении / Молчанов В.И., Селезнева О.Г., Жирнов Е.Н. – Недра, 1988. – 208 с.
2. Дугуев С.В. Тонкое и сверхтонкое измельчение твердых материалов – путь к нанотехнологиям / Дугуев С.В., Иванова В.Б. // Строит. материалы. – 2007. – № 11 (635). – С. 29-31.
3. Ломаева С.Ф. Температурная стабильность Fe_3C в системах, полученных механоактивацией железа в жидких органических средах / С.Ф. Ломаева, Н.В. Иванов, Е.П. Елсуков [и др.] // Журн. структ. химии. – 2004. – Т. 45. – С. 163-171.
4. Фундаментальные основы механической активации, механосинтеза и механохимических технологий / [В.В. Болдырев, Е.Г. Аввакумов и др.]; под ред. Е.Г. Аввакумов. – Новосибирск: Издательство СО РАН, 2009. – 343 с.
5. Тамуж В.П. Микромеханика разрушения полимерных материалов / В.П. Тамуж, В.С. Куксенко. – Зинатне. Рига. – 1978. – 294 с.
6. Куксенко В.С. Диагностика и прогнозирование разрушений крупномасштабных объектов / В.С. Куксенко // ФТТ, 2005, том 47, вып. 5. – С. 788-794.
7. Журков С.Н. Физические принципы прогнозирования механического разрушения / С.Н. Журков, В.С. Куксенко, В.А. Петров // ДАН СССР, 1981. – 259, №6. – С. 1350-1352.
8. Куксенко В.С. Прогнозирование потери устойчивости нагруженных элементов конструкций методом акустической эмиссии / В.С. Куксенко, Н.Г. Томилин, Х.Ф. Махмудов [и др.] // Письма в ЖТФ. – 2007, том 33, вып. 2. – С. 67-69.
9. Перов В.А. Дробление, измельчение и грохочение полезных ископаемых / Перов В.А., Андреев Е.Е., Биленко Л.Ф. – М.: Недра, 1990. – 301 с.
10. Биленко Л.Ф. Промышленная проверка положения о независимом измельчении компонентов в шаровой мельнице / Л.Ф. Биленко, Ю.И. Орлов, И.М. Костин // Обогащение руд, 1974, № 4. – С. 20 - 22.
11. Борщевский А.А. Механическое оборудование для производства строительных материалов и изделий / Борщевский А.А., Ильин А.С. – Альянс, 2014. – 368 с.

12. Зайков, В.И. Эксплуатация горных машин и оборудования / Зайков В.И., Берлявский Г.П. – М.: МГУ, 2006. – 257 с.
13. Ходаков Г. С. Тонкое измельчение строительных материалов / Ходаков Г.С. – 1972. – 239 с.
14. Григорьев В.И. Транспортные машины и комплексы подземных разработок / В.И. Григорьев, В.А. Дьяков, Ю.С. Пухов. – М.: Недра, 1979. – 302 с.

Summary

Sidashenko A., Luzan S.O. Regularities of grinding mixtures of various materials

Theoretical bases of grinding various-strength components in a mixture are considered. The kinetics of crushing of aluminum and iron oxides has been studied, and also mixtures thereof. A model the process joint grinding fractions of different materials is proposed.

Keywords: grinding, mechanoactivation, components, mixture, fraction, oxide.

References

1. Molchanov V.I. Aktivacija mineralov pri izmel'chenii / Molchanov V.I., Selezneva O.G., Zhirnov E.N. – Nedra, 1988. – 208 s.
2. Duguev S.V. Tonkoe i sverhtonkoe izmel'chenie tverdyh materialov – put' k nanotehnologii-jam / Duguev S.V., Ivanova V.B. // Stroit. materialy. – 2007. – № 11 (635). – S. 29-31.
3. Lomaeva S.F. Temperaturnaja stabil'nost' Fe₃C v sistemah, poluchennyh mehanoaktivaciej zheleza v zhidkih organicheskikh sredah / S.F. Lomaeva, N.V. Ivanov, E.P. Elsukov [i dr.] // Zhurn. strukt. himii. 2004. T. 45. – S. 163-171.
4. Fundamental'nye osnovy mehanicheskoy aktivacii, mehanosinteza i mehanohimicheskikh tehnologij / [V.V. Boldyrev, E.G. Avvakumov i dr.]; pod red. E.G. Avvakumov. – Novosibirsk: Izdatel'stvo SO RAN, 2009. – 343 s.
5. Tamuzh V.P. Mikromehanika razrushenija polimernyh materialov / V.P. Tamuzh, V.S. Kuksenko. – Zinatne. Riga. – 1978. – 294 s.
6. Kuksenko V.S. Diagnostika i prognozirovanie razrushenij krupnomasshtabnyh ob#ektov / V.S. Kuksenko // FTT, 2005, tom 47, vyp. 5. – S. 788-794.
7. Zhurkov S.N. Fizicheskie principy prognozirovaniya mehanicheskogo razrushenija / S.N. Zhurkov, V.S. Kuksenko, V.A. Petrov // DAN SSSR, 1981. – 259, №6. – S. 1350-1352.
8. Kuksenko V.S. Prognozirovanie poteri ustojchivosti nagruzhennyh jelementov konstrukcij metodom akusticheskoy jemissii / V.S. Kuksenko, N.G. Tomilin, H.F. Mahmudov [i dr.] // Pis'ma v ZhTF.– 2007, tom 33, vyp. 2. – С. 67-69.
9. Perov V.A. Droblenie, izmel'chenie i grohochenie poleznyh iskopaemyh / Perov V.A., Andreev E.E., Bilenko L.F. – М.: Nedra, 1990. – 301 s.
10. Bilenko L.F. Promyshlennaja proverka polozhenija o nezavisimom izmel'chenii komponentov v sharovoj mel'nice / L.F. Bilenko, Ju.I. Orlov, I.M. Kostin // Obogashhenie rud, 1974, № 4. – S. 20 - 22.
11. Borshhevskij A.A. Mehanicheskoe oborudovanie dlja proizvodstva stroitel'nyh materialov i izdelij / Borshhevskij A.A., П'ин A.S. – Al'jans, 2014. – 368 s.
12. Zajkov, V.I. Jekspluatacija gornyh mashin i oborudovaniya / Zajkov V.I., Berl'javskij G.P. – М.: МГУ, 2006. – 257 с.
13. Hodakov G. S. Tonkoe izmel'chenie stroitel'nyh materialov / Hodakov G.S. – 1972. – 239 с.
14. Grigor'ev V.I. Transportnye mashiny i komplekсы podzemnyh razrabotok / V.I. Grigor'ev, V.A. D'jakov, Ju.S. Puhov. – М.: Nedra, 1979. – 302 с.

Сліпуха Т.І.

Національний університет
біоресурсів та
природокористування України
м. Київ, Україна

**АНАЛІЗ ПАСАЖИРСЬКИХ ПЕРЕВЕЗЕНЬ ТА
ПЕРСПЕКТИВИ ЙОГО РОЗВИТКУ В УКРАЇНІ**

УДК 656.613

Сучасна економіка розвивається колосальними темпами, економічні відносини стають більш комплексними. У забезпеченні сталого розвитку цих відносин важливу роль відіграє транспорт. Транспортний комплекс України поєднує в собі різні види транспорту, такі як: автомобільний, залізничний, авіаційний, морський та річковий, трубопровідний. В статті проаналізовано кількість перевезених пасажирів за останні роки. В транспортній системі України основний обсяг перевезень пасажирів здійснюється автомобільним, залізничним транспортом.

В умовах конкуренції на ринку пасажирських перевезень основними завданнями є надання максимального сприяння автомобільним перевізникам на державному рівні.

У роботі наведено залежності у % відповідного періоду попередніх років. Статистичний аналіз транспортної галузі надасть реальні результати основних задач та проблем, які виникають при перевезеннях різними видами пасажирського транспорту. Стаття присвячена аналізу окремих показників розвитку транспортної системи України. Особлива увага приділена пасажирообігу у міському та приміському транспорті.

Ключові слова: транспорт, економіка, пасажирські перевезення, транспортні послуги.

Постановка проблеми. На сьогодні Ліцензування автоперевізників є суто формальною процедурою, яка, з одного боку, створює зайві бюрократичні перепони на ринку, а з другого – не забезпечує реальної оцінки можливостей перевізника щодо виконання своїх зобов'язань. Пропонується запровадження процедури допуску до ринку пасажирських та вантажних автомобільних перевезень, яка передбачатиме необхідність відповідності пасажирського перевізника та його керівного персоналу певним вимогам щодо: доброї ділової репутації, задовільного фінансового стану, наявності транспортних засобів, необхідної професійної компетентності персоналу. Така процедура унеможливить допуск до ринку перевезень недобросовісних перевізників, які нездатні нести матеріальну відповідальність за своїми зобов'язаннями, та в силу фінансової неспроможності не можуть забезпечити належну якість та безпеку перевезень, відповідність вимогам європейських країн. Існування такої процедури дозволить відмовитися в майбутньому від проведення конкурсів на пасажирські автоперевезення та перейти до ринку з вільною конкуренцією, за зразком країн Євросоюзу. Відсутній також механізм компенсацій за пільгові перевезення пасажирів. Використання автобусів малої місткості, переобладнаних із вантажних автомобілів.

Дана проблема знайома усім пасажирам на території України та вже тривалий час не вирішується органами державної влади, оскільки під гаслом необхідності зменшення тиску на підприємців, на ринку автобусних перевезень працює значна кількість «мікроавтобусів», якими здійснюються перевезення пасажирів, в тому числі, й на значні відстані.

Надання послуг пасажирського автомобільного транспорту має виконуватися транспортними засобами, що забезпечують зручність, комфортність та безпеку перевезень.

Крім того, використання зазначених транспортних засобів створює передумови для існування великої кількості нелегальних автоперевізників, до яких, на практиці, дуже важко застосовувати певні санкції. Натомість перевізники, які придбавають автобуси більш високого класу, самі зацікавлені в упорядкуванні та легалізації своєї діяльності.

Таким чином, пропонується запровадити обмеження на використання на ринку пасажирських автоперевезень автобусів невеликої місткості, переобладнаних з вантажних та вантажопасажирських транспортних засобів.

Основними проблемами міського електротранспорту є:

- старіння та зменшення парку рухомого складу;
- зношеність трамвайних колій та контактних мереж;
- занижені тарифи та неповна компенсація за пільгові перевезення;
- недобросовісна конкуренція з боку приватних автоперевізників;
- відсутність інвестицій у розвиток.

Довжина доріг загального користування з твердим покриттям в Україні (без урахування окупованої АР Крим) на кінець 2016 р. становила 159,5 тис. км., 21,7 тис. км залізничних колій. [3].

Найбільша кількість перевезень здійснюється наземними видами транспорту (68% – автомобільним, 24% – залізничним).

Аналізуючи проблематику в транспортній галузі України, поганий стан доріг України не відповідає не лише міжнародним вимогам, але й внутрішнім стандартам середині нашої держави.

В зв'язку з тим, що інші країни мають більш розвинуту транспортну інфраструктуру в зв'язку з цим перерозподіл транспортних потоків працює не на користь України.

Аналіз останніх досліджень. Вагомий внесок у розвиток теоретичних та методологічних аспектів вивчення транспортної галузі України зробили такі відомі учені, як О. Бакаев, І. Бакаева, О. Котлубай, Ю. Кулаев, Ю. Кутах, І. Малярчук, В. Ревенко, С. Пирожков, Є.М. Сича, Ю. Цветов та інші науковці. Дослідження теоретичних та практичних аспектів статистичного аналізу автомобільного транспорту відображені в працях провідних фахівців, зокрема: Я. Гнатика, В. Маслія, Е. Петрової, О. Ганченко, І. Алексеевої, М. Макаренко, І. Калачової, Д. Прейгера, О. Собкевича, О. Ємельянової, Г. Голубової.

Метою дослідження є статистичний аналіз транспортної галузі України при перевезенні пасажирів.

На українському ринку перевізників автомобільний транспорт є основним видом транспорту в освоєнні пасажиропотоків, його питома вага в загальному пасажирообороті країни у 2017 р. становить 38,2%. За період 2005-2017 рр. попит на перевезення пасажирів автомобільним транспортом зріс на 30,8%, а пасажирооборот на 70,1%. Зазначено, що в цей період відбувся перерозподіл суб'єктів ринку, що пропонують пасажирські послуги в бік скорочення автоперевізників державної форми власності [1, 4].

Структура потреб населення у внутрішніх перевезеннях має вигляд: міжміське сполучення – 4,4%, приміське – 18,6%, міське сполучення – 77,0% і задовольняється повністю. При цьому відмічено, що у 2013 р. перевезення пасажирів автомобільним транспортом у міжнародному сполученні становить лише 0,04% від загального обсягу ринку. Разом із задоволенням потреб населення у пасажирських перевезеннях існує очевидний дефіцит якості, комфорту та безпеки на всіх видах транспортних засобів [1, 2].

Згідно із офіційною статистикою Держстату за 2017 рік частка перевезень пасажирів автомобільним транспортом становить понад 43%, міський електричний транспорт близько 53%. (табл. 1).

Особливістю ринку автомобільних перевезень є відсутність на ньому державного сектору економіки. Діють лише приватні автоперевізники. Таким чином, головною функцією Міністерства є формування та забезпечення реалізації державної політики у даній сфері, визначення «правил гри», забезпечення сталого функціонування пасажирських та вантажних автомобільних перевезень.

Пасажирообіг та кількість перевезених пасажирів у 2017 році¹
 (таблиця з Укрстат http://www.ukrstat.gov.ua/operativ/menu/menu_u/tr.htm)

	Пасажирообіг		Кількість перевезених пасажирів	
	млн.пас.км	у % до 2016р.	млн	у % до 2016р.
Транспорт	99277,7	107,4	4647,2	100,3
залізничний ^{2,3}	28043,4	103,6	165,0	98,0
автомобільний	35412,4	102,5	2018,7	99,7
водний	30,3	99,8	0,6	122,9
авіаційний	20345,7	131,0	10,6	127,5
трамвайний	3922,6	98,2	675,6	97,4
тролейбусний	6016,0	102,0	1057,8	101,8
метрополітенівський	5507,3	102,9	718,9	102,9

¹ Без урахування тимчасово окупованої території Автономної Республіки Крим, м. Севастополя та частини зони проведення антитерористичної операції.

² Кількість відправлених пасажирів за оперативними даними ПАТ "Укрзалізниця"

³ З урахуванням перевезень міською електричкою

Аналізуючи табл. 1 у порівнянні з аналогічним періодом 2016 року обсяги перевезень пасажирів автотранспортом зменшились на 0,3%, а в міському електричному транспорті є тенденція збільшення пасажироперевезень на 0,7%. Відповідно до даних Укрстат у міжміському сполученні автомобільним транспортом (автобуси) перевезено 148 млн. пасажирів із 225 млн., тролейбусами 6 млн. у приміському сполученні автомобільним транспортом (автобуси) перевезено 621 млн. пасажирів із 990 млн. у міському сполученні перевезено 5407 млн. пасажирів з них:

- автомобільним транспортом (автобуси) 2575 млн.;
- тролейбусами 1300 млн.;
- трамваями 757 млн.;
- метрополітеном 775 млн.;

Пасажирообіг автомобільним транспортом (автобуси) становить: 49 млрд.пас.км, що становить 38 % від всіх видів транспорту, тролейбусами – 7,6 млрд.пас.км, що становить 6 %, трамваями – 4.1 млрд.пас.км, що становить 3 %.

На даний час автомобільна транспортна система України налічує більше 9,2 млн. транспортних засобів, у тому числі:

- 6,9 млн. легкових автомобілів
- ≈ 250 тис. автобусів
- ≈ 1,3 млн. вантажних автомобілів
- понад 840 тис. од. мототранспорту.

У цілому, на ринку комерційних перевезень в цей час здійснюють підприємницьку діяльність майже 56,2 тис. перевізників, які в своїй діяльності використовують більш 154 тис. транспортних засобів.

Висновки. Визнаючи провідне значення автомобільного громадського автомобільного пасажирського транспорту для розвитку інфраструктури міст України в умовах євроінтеграції України для забезпечення технологічного оновлення необхідно: – забезпечити сприятливі умови для залучення інвестицій. В той же час, необхідно розуміти, що автомобільний транспорт – джерело підвищеної небезпеки, а пасажирські перевезення – сфера, в якій головне значення мають права пасажирів, а не лібералізація вимог до підприємців. А для покращення привабливості пасажироперевезень необхідно: по-перше, оновити електротранспорт (тролейбусний та трамвайний парк), що задовольнить потреби споживачів у комфорті та швидкості; по-друге, оптимізувати схему руху, забезпечивши таким чином потребу в зручності та інтенсивності курсування. Реформування

системи державного контролю та регулювання діяльності автомобільного та міського електричного транспорту.

Література:

1. Гречка Ольга Віталіївна. Статистичний аналіз ринку послуг автомобільного транспорту. – Дисертація канд. екон. наук: 08.00.10, Держ. ВНЗ "Київ. нац. екон. ун-т ім. Вадима Гетьмана". - Київ, 2015. – 200 с.
2. www.ukrstat.gov.ua – Держстат Головне управління статистики України
3. Кулицький С. Проблеми розвитку мережі автомобільних доріг в Україні [Електронний ресурс] / С. Кулицький // Україна: події, факти, коментарі. – 2017. – № 22. – С. 56–65. – Режим доступу: <http://nbuviar.gov.ua/images/ukraine/2017/ukr22.pdf>. – Назва з екрану.
4. Овчар П.А., Савченко Л.А. Особливості імплементації державою європейських вимог щодо законодавства в галузі автомобільного транспорту. [Монографія.] – Київ: АСПЕКТ – Поліграф, 2016, – 571с.

Summary

Slipukha T.I. Analysis of passenger transport and prospects of its development in Ukraine

The modern economy is developing colossally, economic relations become more complex. Transport plays an important role in ensuring the sustainable development of these relations. The transport complex of Ukraine combines various types of transport, such as: automobile, railway, aviation, sea and river, pipelines. The article analyzes the number of passengers carried in recent years. In the transport system of Ukraine, the main volume of passenger transportation is carried out by road, rail transport.

In the conditions of competition in the passenger transport market, the main tasks are to provide maximum assistance to road carriers at the state level.

The dependence in % of the corresponding period of previous years is given in the work. The statistical analysis of the transport industry will provide real results of the main tasks and problems that arise in the transport of various types of passenger transport. The article is devoted to the analysis of individual indicators of the development of the transport system of Ukraine. Particular attention is paid to passenger traffic in urban and suburban transport.

Keywords: transport, economy, passenger transportation, transport services.

Reference

1. Grechka Olga Vitalievna. Statistical analysis of the market of road transport services. - Thesis for the candidate. econ Sciences: 08.00.10, Gos. University "Kyiv National Economic University named after Vadym Hetman". – Kyiv, 2015. – 200 p.
2. www.kyivobl.ukrstat.gov.ua Gosstat The Main Department of Statistics in the Kyiv region. Express-issue in the Kyiv region dated 23.11.2017 № 11-05 / 614
3. Kuliksky S. Problems of the development of the network of highways in Ukraine [Electronic resource] / S. Kuliksky // Ukraine: events, facts, comments. - 2017. - No. 22. - P. 56-65. – Access mode
4. Ovchar P.A., Savchenko L.A. Features of the state's implementation of European requirements for legislation in the field of road transport. [Monograph.] - Kyiv: ASPECT - Polygraph, 2016. – 571s.

Кондратюк О.М.¹,
Диня В.І.¹,
Котик Р.М.²,
Радик М.Д.²,
Семенів І.І.³

¹Національний університет
водного господарства та
природокористування,
м. Рівне, Україна

²Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна
E-mail: kaf_am@ukr.net

³Відділений підрозділ національного
університету біоресурсів і
природокористування України
«Бережанський агротехнічний інститут»,
м. Бережани, Україна

**ТЕХНОЛОГІЧНІ ПЕРЕДУМОВИ
ПРОЕКТУВАННЯ ШИРОКОСМУГОВИХ
НАВИВНИХ СПІРАЛЕЙ ШНЕКІВ**

УДК 621.81

Розроблені технологічні передумови виготовлення навивних широкосмугових спіралей шнеків. Представлено аналітичні залежності для визначення параметрів стрічкових заготовок.

Ключові слова: технологічний процес, щільне навивання гвинтових спіралей, калібрування спіралі на крок, гвинтова заготовка.

Постановка проблеми. Механізми з гвинтовими робочими органами отримали широке застосування в різних галузях народного господарства України та за її межами, завдяки концентрації різних технологічних операцій у поєднанні з транспортуванням. До основних переваг гвинтових механізмів (ГМ) відносяться неперервність переміщення насипних вантажів, простота конструкції і надійність в експлуатації, можливість повної автоматизації із застосуванням регулювання і контролю, транспортування вантажів по криволінійних траєкторіях та інше.

В машинобудуванні навивання широкосмугових гвинтових робочих органів можна здійснювати двома методами: прокатуванням і навиванням. Технологічний процес навивання гвинтових заготовок (ГЗ) порівняно з прокатуванням має ряд переваг, зокрема товщина зовнішньої кромки складає 0,1...0,2 мм на 1 мм товщини проти 0,3...0,6 мм для прокатування. При цьому при прокатуванні товщина зовнішньої кромки у 1,5...2,6 рази менша ніж внутрішньої. Це важливий фактор підвищення експлуатаційної надійності та довговічності навивних заготовок порівняно з прокатуванням.

Аналіз останніх результатів досліджень. Питаннями розроблення та дослідження параметрів гвинтових конвеєрів присвячені праці Зубцова М.Е. [1], Попова Е.А. [2], Лисового М.І. [3], Шевченка К.Н. [4], Гевка Б.М. [5], Романовського В.П. [6], Пилипця М.І. [7], Аверкієва Ю.А. [8], Васильківа В.В. [9], Грузьдева І.Є. [10], Мошніна Е.Н. [11] та багато інших. Однак цілий ряд питань виготовлення широкосмугових гвинтових робочих органів із змінними кроками потребують свого подальшого вирішення. Тому дана тема є актуальною та має важливе народногосподарське значення.

Мета роботи. Розроблення методики проектування заготовок широкосмугових навивних спіралей шнеків щільного навивання.

Результати дослідження. Відомо, щоб отримати спіралі з параметрами D , d і T у яких коефіцієнт нерівномірності розтягу перевищує 2,8...3,0 шляхом прокатування практично неможливо. Значення коефіцієнта розтягу ще більше зменшується при навиванні широких спіралей через зменшення стійкості смуги.

Одним з найраціональніших методів отримання смуг з великим коефіцієнтом нерівномірності витягування і відповідно з малим внутрішнім діаметром є навивання на оправку початкової смугової заготовки із попередньо зробленими вирізами по внутрішній кромці (рис.1, а), в якому при вершині повинні бути не гострі кути.

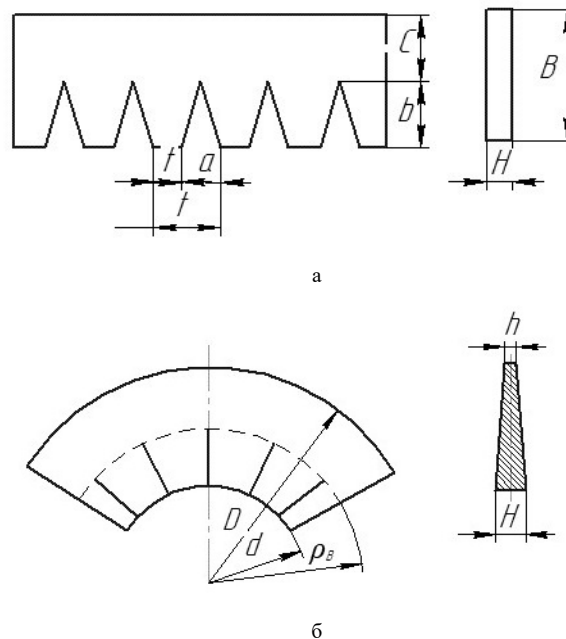


Рис.1 – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів широкосмугових гвинтових робочих органів.

Нехай маємо смугу січення $B \times H$. На її частині шириною b зробимо трикутні вирізи з кроком t , з основою трикутника a і висотою b . Якщо тепер суцільну частину початкової смугової заготовки з вирізами по внутрішньому діаметрі навити на оправку, то смуга по внутрішній кромці з'єднається (рис.1, б). Розрахунок параметрів вирізів a і b для отримання спіралі проводимо виходячи з наступних міркувань. Насамперед ширину частини смуги b , яка містить вирізи, вибирають наступним чином, коефіцієнт нерівномірності розтягу суцільної частини ψ_0 повинен не перевищувати критичного значення, а товщина H_1 по зовнішній кромці відповідала умовам зносостійкості. У відповідності при значенні $\psi_0 = 2 \dots 2,2$ процес навивання відбувається при високій точності та з достатньою щільністю зовнішньої кромки.

Широкосмугові зони C визначаємо з залежності

$$B = C + b, \quad (1)$$

де C – допустима питома висота навивання спіралей шнеків, яку визначаємо як $C = (10 \dots 15) H$; $b = B - C$ – ширина частини смуги.

Якщо задана спіраль параметрами D , d і T , то загальним умовним коефіцієнтом нерівномірності витягування буде ψ . Отже, виходячи з умови закриття стиків сума довжини l основ зубців повинна бути рівна довжині внутрішньої кромки спіралі L_1 , тобто $l/t = L_1/L_b$. Враховуючи, що $L_1/L_b = (L_1/L_2)(L_2/L_b)$, запишемо

$$l/t = \psi_0/\psi. \quad (2)$$

Звідси основа вирізів:

$$a = t - l = t(1 - \psi_0/\psi). \quad (3)$$

Крок вирізів слід вибирати так, щоб наявність та кількість зубців практично не впливали на процес навивання суцільної частини. Встановлено, що при $t \leq 1,5b$ умова

виконується. При цьому внутрішня частина (вершина) зубів зберігає прямолінійний вигляд, внутрішня кромка спіралі являє собою ламану лінію, яка огинає вал. Так як за ГОСТ 2705-73, місцевий зазор між валом і спіраллю не перевищує 2 мм, то враховуючи похибку виготовлення спіралі, допуск на відхилення огинаючої ламаної від круглості може бути достатньо жорстким ($\delta < 0,4...0,5$ мм).

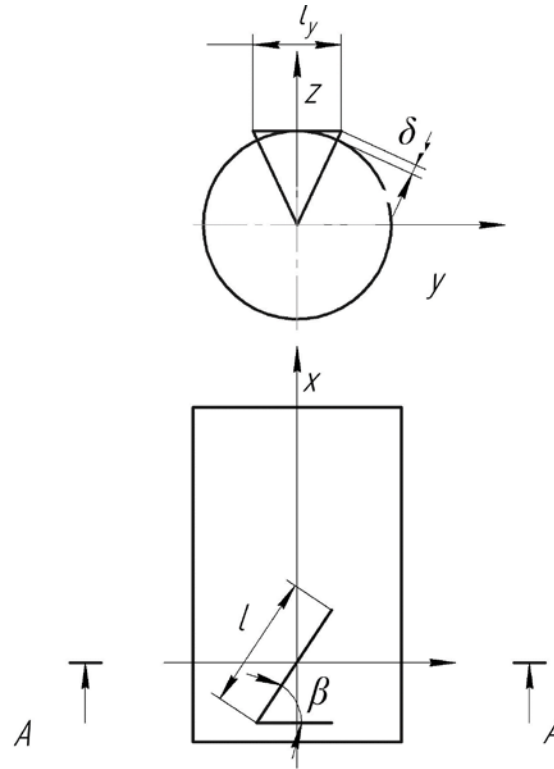


Рис.2 – Розрахункова схема для визначення конструктивних параметрів вирізів при виготовленні ширококутових гвинтових смуг

Із рис. 2 зазор буде рівним:

$$\delta = \sqrt{(d/2)^2 + (l_y/2)^2} - d/2, \quad (4)$$

де l_y – проекція довжини основи зубів на площину перпендикулярну осі витка.

Так як кут підйому зубів відповідає куту підйому внутрішньої кромки спіралі, то

$$l/l_y = \pi d / \sqrt{\pi^2 d^2 + T^2}. \quad (5)$$

Враховуючи (4) та (5) довжина основи зубців рівна

$$l = 2\sqrt{(1 + T^2/\pi^2 d^2)(d + \delta)}\delta, \quad (6)$$

а крок вирізів

$$t = (2\psi/\psi_0)\sqrt{(1 + T^2/\pi^2 d^2)(d + \delta)}\delta. \quad (7)$$

Виходячи з методу виготовлення вирізів їх форма повинна відповідати вимогам технологічності. Зокрема, при штампуванні вершину вирізів необхідно виконувати з радіусом заокруглення. Із умови стійкості інструменту цей радіус не повинен бути менше $r_c = (0,5...0,6)H$, де H – товщина матеріалу.

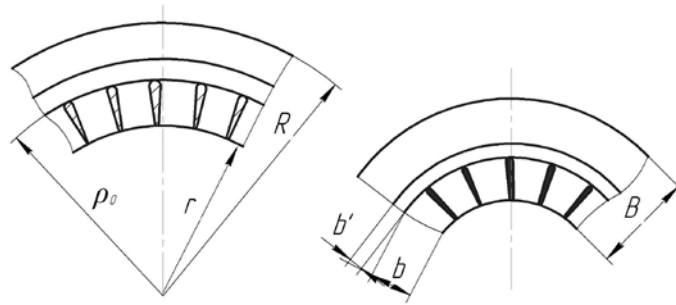


Рис.3 – Схема для розрахунку навивання смуги зі скругленими вирізами при відсутності (а) і наявності (б) ненавної зони

При умові співпадання радіусу вершин ρ_b і нейтрального радіусу ρ_0 згин смуги відбувається аналогічно випадку з трикутними вирізами, а поверхня спіралі буде мати вигляд, зображений на рис.3. Отвори, які залишаються після формоутворення, незначні і на працездатність практично не впливають. Для шнеків у яких утворення вказаних отворів є небажаним щільне навивання суцільної частини здійснюють таким чином, щоб її внутрішня частина, тобто лінія вершин вирізів отримувала стиск.

Зменшення довжини внутрішньої кромки спостерігається при прокатуванні спіралей із суцільної смуги з недеформівною зоною.

Розглянемо процес формоутворення спіралей з вирізами, у яких вершина заокруглена, і наявність недеформівної зони шириною b' (рис. 3). Розтяг спіралі по лінії вершин $\lambda_B = L_b/L_0$ залежить від значення радіуса нейтрального шару деформації ρ_0 . Експериментальні дослідження показують що нейтральний шар деформації зміщується відносно внутрішньої кромки при навиванні суцільної заготовки на $\Delta\rho = k_\rho b'$, де k_ρ – коефіцієнт зміщення залежно від профілю $k_\rho = 0, 2 \dots 0, 4$.

Як наслідок:

$$\rho_0 = 0,5d_b + k_\rho \cdot b', \quad (8)$$

де d_b – діаметр вершин вирізів.

Максимальна ширина отворів буде практично при $d_{ome} = d_b - 2r_c$. Тоді довжина умовного повздовжнього шару спіралі діаметрів d_{ome}

$$L_c = \sqrt{\pi^2 (d_b - 2r_c)^2 + T_0^2}. \quad (9)$$

Оскільки при формоутворенні довжина нейтрального шару не змінюється, то умова суцільності має вигляд:

$$\begin{aligned} (t - 2r_c)/t = L_r/L_o = \\ = \sqrt{\pi^2 (d_b - 2r_c)^2 + T^2} / \sqrt{\pi^2 (d_b + 2k_\rho \cdot b')^2 + T^2} \end{aligned} \quad (10)$$

Залежність (10) пов'язує такі конструктивні параметри профілю як крок вирізів (t), радіус скруглення r_c і ширину недеформівної зони b' . Ширина частини смуги з вирізами b визначають зі залежності (2). Порядок розрахунку кроку вирізів в даному випадку наступний. Задають величину недеформівної зони b' і радіус заокруглень r_c . Із залежності (9) визначають крок t . Якщо його значення суперечить умові (7), де $\delta < \delta_{max}$, то здійснюють коректування величин b' і r_c .

Умови (3) для випадку виділення недеформівної зони ($L_b \neq L_0$) приймає вигляд

$$l/t = L_1/L_0 = L_1 \cdot \lambda_B / L_B = \psi_0 \cdot \lambda_B / \psi$$

Тоді (3) записуємо у вигляді

$$a = t - l = t(1 - \lambda_B \cdot \psi_0 / \psi). \quad (11)$$

Наведені залежності дозволяють визначити конструктивні параметри розмірів вирізів, необхідних для отримання навивних спіралей великої ширини.

Висновки. На основі приведених досліджень можна зробити наступні висновки:

1. Розроблена методика проектування плоских заготовок для виготовлення широкосмугових спіралей шнеків щільного навивання.

2. Розроблені технологічні основи щільного навивання широкосмугових гвинтових робочих органів з попередньо виведеними залежностями по внутрішній кромці.

3. Розроблену щільно навиту широкосмугову спіраль доцільно навивати на крок на спеціальному пристрої.

Тому доцільно виготовляти широкосмугові гвинтові робочі органи щільним навиванням смугової стрічки зі сторони внутрішньої кромки і після цього їх навивати на заданий крок на спеціальному пристрої.

Література:

1. Зубцов М.Е. Листовая штамповка / М.Е. Зубцов. – Л.: Машиностроение, 1980. – 432 с.
2. Попов Е.А. Основы теории листовой штамповки / Е.А. Попов. – М.: Машиностроение, 1980. – 348 с.
3. Лысовой М.И. Теория и расчет процессов изготовления деталей методами гибки / М.И. Лысовой. – М.: Машиностроение, 1966. – 236 с.
4. Шевченко К.Н. Основы математичних методів в теорії обробки металовдавленням / К.Н. Шевченко. – М.: Вища школа, 1970. – 351 с.
5. Гевко Б.М. Технологічне виготовлення спіралей шнеків / Б.М. Гевко. – Л.: Світ, 1986. – 125 с.
6. Романовський В.П. Справочник походной штамповки / В.П. Романовський. – М.: Машиностроение, 1979. – 520 с.
7. Пилипець М.І. Дослідження процесу навивання ребристих профілів / М.І. Пилипець. – Л.: Машинознавство, 1998. – № 9-10. – С.36-38.
8. Аверкиев Ю.А. Характер формоизменения и силовые условия при гибке полосы на ребро / Ю.А. Аверкиев. – Вестник машиностроения, 1981. – №1. – С.64-66.
9. Васильків В.В. Технологічне спорядження для виготовлення навивних заготовок / В.В. Васильків // Збірник наукових праць. – Луцьк: Наукові нотатки. – Вип.10. – С.59-64.
10. Теория шнековых устройств / И.Э. Груздев и др. – Л., 1987.
11. Мошнин Е.Н. Гибка и прокатка на пресах / Е.Н. Мошнин. – М.: Машиностроение, 1959. – 360 с.

Summary

Kondratiuk O.M., Dynia V.I., Kotyk R.M., Radyk M.D., Semeniv I.I. Technological preconditions of designing broadband coiling spirals of screws

The main working bodies of many agricultural machines are spiral screws, which are advisable to produce by the coiling method, as one of the most reliable and durable. The analytical dependences for determination of power and structural parameters are given.

Keywords: technological preconditions, broadband coiling spirals of screws.

References

1. Zubtsov M.E. Lystovaia shtampovka/M.E. Zubtsov. – L.: Mashynostroenye, 1980. – 432 s.
2. Popov E.A. Osnovy teoryy lystovoi shtampovky / E.A. Popov. – M.: Mashynostroenye, 1980. – 348 s.
3. Lysovoi M.Y. Teoryia y raschet protsessov yzghotovleniia detalei metodamy hybky / M.Y. Lysovoi. – M.: Mashynostroenye, 1966. – 236 s.
4. Shevchenko K.N. Osnovy matematychnykh metodiv v teorii obrobky metalovdavleniam / K.N. Shevchenko. – M.: Vyshcha shkola, 1970. – 351 s.
5. Hevko B.M. Tekhnolohichne vyhotovlennia spiralsv shnekiv / B.M. Hevko. – L.: Svit, 1986. – 125 s.
6. Romanovskiy V.P. Spravochnyk pokhodnoi shtampovky / V.P. Romanovskiy. – M.: Mashynostroenye, 1979. – 520 s.
7. Pylypets M.I. Doslidzhennia protsesu navyvannia rebrystykh profiliv / M.I. Pylypets. – L.: Mashynoznavstvo, 1998. – № 9-10. – S.36-38.
8. Averkyev Yu.A. Kharakter formoyzmeneniia y sylovie usloviia pry hybke polosi na rebro / Yu.A. Averkyev. – Vestnyk mashynostroeniia, 1981. – №1. – S.64-66.
9. Vasylykiv V.V. Tekhnolohichne sporiadzhennia dlia vyhotovlennia navyvnykh zahotovok / V.V. Vasylykiv // Zbirnyk naukovykh prats. – Lutsk: Naukovi notatky. – Vyp.10. – St.59-64.
10. Teoryia shnekovih ustroistv / Y.E. Hruzdiev y dr. – L., 1987.
11. Moshnyn E.N. Hybka y prokatka na presakh / E.N. Moshnyn. – M.: Mashynostroenye, 1959. – 360 s.

Артюмов М.П.
Харківський національний
технічний університет
сільськогосподарства
імені П.Василенка,
м. Харків, Україна,
E-mail: artimovprof@ukr.net

**ВИЗНАЧЕННЯ ТЯГОВИХ І ЕНЕРГЕТИЧНИХ
ПОКАЗНИКІВ МОБІЛЬНИХ СІЛЬСЬКОГОСПО-
ДАРСЬКИХ АГРЕГАТІВ ПРИ ДИНАМІЧНИХ
ВИПРОБУВАННЯХ**

УДК. 631.3-182

В роботі розглядаються теоретичні засади визначення тягово-енергетичних показників в процесі роботи мобільних енергетичних агрегатів при виконанні агротехнічних операцій та вплив динаміки сільськогосподарських машин на продуктивність і зниження енергетичних витрат з використанням інноваційного методу, який забезпечує контроль характеристик сільськогосподарських агрегатів при експлуатації

Ключові слова: динаміка, тягово-енергетичні показники, продуктивність, мобільні машини, парціальні прискорення, потужність

Вступ. Все різноманіття технологічних вимог, що пред'являються до машинно-тракторних агрегатів(МТА) можна виразити наступними узагальненими показниками: продуктивністю і агротехнічною якістю виконуваної операції при низькій питомій собівартості робіт. Система машин і механізмів є матеріально-технічною базою комплексної механізації виробничого циклу. Вона являє собою сукупність окремих(МТА), машин і механізмів, взаємно доповнюючи друг друга.[1,2] Перспектива щодо розширення застосування сільськогосподарських тракторів як мобільного джерела енергії і еволюційного переходу від тягової до тягово-енергетичної концепції трактора вимагає більш ретельного підходу при комплектуванні МТА.

Актуальність проблеми. По мірі розвитку машинних технологій обробки сільськогосподарських культур зростання маси технологічної частини МТА випереджало зростання маси трактора. Із застосуванням комбінованих агрегатів маса технологічної частини, що навішується на трактор, зрівнялася з масою енергетичної частини. Екстраполюючи цю залежність, можна припустити, що в майбутньому маса технологічної частини агрегату буде перевершувати масу енергетичної.

Скомплектовані сільськогосподарські агрегати в роботі повинні забезпечувати функціональну стабільність під час виконання агротехнічних операцій та відповідати класифікації оцінюючих показників: агротехнічним, експлуатаційним, промисловим, економічним, загальнотехнічним і естетико-ергономічним [3,4]. Умови та принципи комплектації МТА, що входять в ту чи іншу систему машин, залежать від конструктивних параметрів та динамічних властивостей машин, які входять до агрегату.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Від зовнішніх збурюючих чинників і технічного стану сільськогосподарських агрегатів та енергетичного засобу у більшості випадків відбувається зміна динамічних навантажень.

Збільшення вимог до екологічної безпеки, якості виконання робіт, підвищення врожайності, вимагає створення нових технологічних процесів, розробки прогресивних форм організації праці, вдосконалення трактора, як основного енергетичного засобу та технологічної частини МТА.

Поведінку агрегату, його функціонування під час виконання технологічних операцій в нормальних умовах експлуатації, дозволили описати за допомогою розроблених раніше теоретичних методів і засобів експериментальних досліджень руху МТА і отримати інформацію щодо їх функціональної стабільності. Вивченню задач динаміки сільськогосподарських агрегатів приділили багато уваги Василенко П.М., Погорілий Л.В., Анілович В.Я., Кутьков Г.М., Рославцев А.В., Надикто В.Т., Булгаков В.М., Гячев Л.В.,

Гуков С.Я., Подригало М.А. та ін. Кожен з них вирішував окрему задачу динаміки, а в цілому було зроблено великий вклад в теоретичне обґрунтування комплектації та ефективної роботи агрегатів. Було розроблено і запропоновано для розгляду динамічні моделі МТА, що забезпечили вирішення багатьох задач, пов'язаних з впливом окремих елементів агрегату на показники його руху і роботи [1 – 6].

Мета досліджень. У зв'язку з цим необхідно ставити та вирішувати задачі структурної та параметричної оптимізації МТА з метою підвищення надійності, довговічності, покращання плавності ходу, експлуатаційних характеристик. Встановлення законності, які пов'язують особливості динамічних процесів, що відбуваються з параметрами агрегату, його конструктивними властивостями і експлуатаційними режимами.

Окремо усі складові нашого сільськогосподарського агрегату вивчені на достатньому рівні. Але рух системи машин в цілому, як сукупності усіх її частин потребує більш досконалого вивчення. Тому у роботі запропоновано звернути особливу увагу на взаємодію складових МТА, зважаючи на те, що зв'язок між ними здійснюється через ґрунт.

Основні результати дослідження. Для вирішення задач статистичної та загальної динаміки мобільних сільськогосподарських агрегатів виникає необхідність в побудові моделей їх руху. В загальному випадку рівняння руху мобільних агрегатів будуть нелінійними і це значно ускладнює завдання контролю тягово-енергетичних показників в процесі роботи мобільних енергетичних агрегатів при виконанні агротехнічних операцій, на забезпечення якості виконання агротехнічних операцій. Для проведення теоретичних досліджень необхідно провести аналіз агрегату і скласти рівняння руху, яке відобразить основні впливи на його роботу. Для отримання оптимальних характеристик роботи МТА і складання диференційного рівняння руху необхідно прийняти деякі обмеження [7,8], з урахуванням обмежень рівняння динаміки поступального руху трактора має вигляд:

$$m_T \cdot \dot{V}_T(V) = P_{ТЯГ} - P_{кр}(V) - m_T g[f(V) + f_{TP}(V)], \quad (1)$$

де m_T – загальна маса трактора, кг; \dot{V}_T – прискорення трактора, м/с²; $P_{тяг}$ – тягове зусилля на ведучих колесах, умовно визначене для випадку відсутності втрат енергії в трансмісії, Н; $P_{кр}(V)$ – функція зміни зусилля на крюку від швидкості руху; g – прискорення вільного падіння, $g = 9,81$ м/с²; $f(V)$ – функція зміни коефіцієнта опору коченню коліс трактора від швидкості; $f_{mp}(V)$ – умовне збільшення коефіцієнта опору кочення коліс трактора за рахунок приведення до коліс опору в трансмісії і порушення геометрії ходової частини машини.

Розглянемо метод визначення тягових і енергетичних показників мобільних машин [9,10] на прикладі МСА при динамічних випробуваннях

Скористаємось рівнянням динаміки поступального руху (1) та в подальшому звернемося до визначення сил, що діють на трактор і агрегат.

Зусилля на гаку визначаємо як суму статичних і динамічних сил функції від швидкості на протязі певного часу:

$$P_{кр}(V) = P_{кр}^{СТАТ}(V) + P_{кр}^{ДИН}(V), \quad (2)$$

де $P_{кр}^{ДИН}(V)$ – динамічна компонента зусилля на гаку; $P_{кр}^{СТАТ}(V)$ – статична компонента зусилля на гаку.

$$P_{кр}^{ДИН}(V) = m_{ПР} \cdot \dot{V}_{ПР}(V), \quad (3)$$

де $m_{ПР}$; $\dot{V}_{ПР}$ – маса і прискорення причіпної ланки ($\dot{V}_{ПР} = \dot{V}_T$);

З урахуванням виразів (2) і (3) рівняння динаміки поступального руху (1) прийме вигляд

$$m_T \cdot \dot{V}_T(V) \left(1 + \frac{m_{IP}}{m_T}\right) = P_{ТЯГ}(V) - P_{кр}^{СТАТ}(V) - m_T g[f(V) + f_{TP}(V)]. \quad (4)$$

Поділимо ліву і праву частини рівняння (4) на m_T , тоді, з урахуванням виразів (3) і (4) рівняння динаміки поступального руху (1) прийме вигляд

$$m_T \cdot \dot{V}_T(V) \left(1 + \frac{m_{IP}}{m_T}\right) = P_{ТЯГ}(V) - P_{кр}^{СТАТ}(V) - m_T g[f(V) + f_{TP}(V)]. \quad (5)$$

Поділимо ліву і праву частини рівняння (5) на m_T , та отримаємо

$$\left(1 + \frac{m_{IP}}{m_T}\right) \dot{V}_T(V) = \frac{P_{ТЯГ}(V)}{m_T} - \frac{P_{кр}^{СТАТ}(V)}{m_T} - g[f(V) + f_{TP}(V)]. \quad (6)$$

Проаналізуємо праву частину рівняння (6).

Отримана величина

$$\dot{V}_T^{CB.P}(V) = \frac{P_{ТЯГ}(V)}{m_T}, \quad (7)$$

є парціальним прискоренням, що виникає при розгоні мобільного сільськогосподарського агрегату за відсутності будь яких сил окрім сили $P_{ТЯГ}(V)$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_T^{KP}(V) = -\frac{P_{кр}^{СТАТ}(V)}{m_T}, \quad (8)$$

характеризує прискорення трактора за відсутності тягової сили на ведучих колесах і опору кочення на всіх колесах трактора та дії тільки сили $P_{кр}^{СТАТ}(V)$.

Парціальне прискорення

$$\dot{V}_T^f(V) = -g[f(V) + f_{TP}(V)], \quad (9)$$

представляє собою прискорення трактора під дією тільки сили опору кочення на колесах трактора.

Таким чином, рівняння (9) можна записати у вигляді суми парціальних прискорень:

$$\left(1 + \frac{m_{IP}}{m_T}\right) \dot{V}_T(V) = \dot{V}_T^{CB.P}(V) + \dot{V}_T^{KP}(V) + \dot{V}_T^f(V). \quad (10)$$

При проведенні експериментальних досліджень та наявності вимірювального комплексу, що забезпечує реєстрацію і обробку поздовжніх лінійних прискорень та швидкостей трактора, визначення парціальних прискорень можна здійснити при вільному вибігу мобільного сільськогосподарського агрегату і вільному вибігові одиничного трактора.

При вільному вибігові одиничного трактора справедливе співвідношення

$$\dot{V}_T^{ВИБ}(V) = \dot{V}_T^f(V) < 0. \quad (11)$$

У процесі вибігу одиничного трактора від початкової швидкості до повної зупинки фіксуються параметри $\dot{V}_T(V)$ і розраховується (або вимірюється) швидкість V_T з кроком часу Δt . Результати заносяться в пам'ять комп'ютера.

У результаті визначається залежність

$$\dot{V}_T^f(V) = -g[f(V) + f_{TP}(V)] < 0. \quad (12)$$

При вибігу МСА рівняння (9) перетворюється до вигляду

$$(1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T(V) = (1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T^{БИБ}(V) = \dot{V}_T^{КР}(V) + \dot{V}_T^f(V) < 0. \quad (13)$$

З рівняння (13) отримуємо

$$\dot{V}_T^{КР}(V) = (1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T^{БИБ}(V) - \dot{V}_T^f(V) = \dot{V}_T^{БИБ}(V) + g[f(V) + f_{TP}(V)]. \quad (14)$$

З урахуванням (8) із виразу (14) визначимо залежність зусилля на гаку від швидкості МСА

$$\frac{P_{кр}^{СТАТ}}{m_T} = -(1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T^{БИБ}(V) + \dot{V}_T^f(V). \quad (15)$$

Залежність $P_{кр}^{СТАТ}(V)$ також утворюється із сукупності точок, отриманих з тимчасовим кроком Δt .

Тягову силу визначимо з рівняння (10) для руху МСА в тяговому режимі при виконанні технологічної операції:

$$\frac{P_{ТЯГ}(V)}{m_T} = \dot{V}_T^{СВ.Р}(V) = (1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{КР}(V) - V_T^f(V). \quad (16)$$

Підставляємо (14) в (16) та отримуємо:

$$\frac{P_{ТЯГ}(V)}{m_T} = (1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})[\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{БИБ}(V)]. \quad (17)$$

Оскільки величина $P_{ТЯГ}(V)$ відповідає тяговій силі на ведучих колесах без урахування втрат на тертя в трансмісії, то з'являється можливість визначення ефективної потужності на вихідному валу двигуна

$$N_e(V) = P_{ТЯГ}(V) \cdot V_T = (m_T + m_{ПП})V_T[\dot{V}_T(V) - \dot{V}_T^{БИБ}(V)], \quad (18)$$

де V_T і $\dot{V}_T(V)$ - поточні значення лінійних швидкості і прискорення, що вимірюються під час випробувань з кроком часу Δt .

Потужність на гаку трактора також може бути визначена з (16)

$$N_{кр}(V) = P_{кр}(V) \cdot V_T = m_T \cdot V_T[V_T^f(V) - (1 + \frac{m_{ПП}}{m_T})\dot{V}_T^{БИБ}(V)]. \quad (19)$$

Теоретично доведено, що викладена методика надає можливість оцінки, за результатами вимірювань компонент прискорень проводити визначення експлуатаційних, тягово-енергетичних параметрів агрегатів, які раніше не було змоги вимірювати через відсутність необхідних приладів.

Висновки. Теоретичними дослідженнями встановлено, що показник зміни прискорення характеризує динамічні параметри МСА при перехідних процесах із зміною швидкості руху $V_0 \rightarrow V_p$, умов роботи двигуна, зміни потужності $N_e \rightarrow N_T$. На основі динаміки показника зміни прискорень робиться висновок стосовно зміни динамічних показників МСА, його працездатності, можливості подальшого використання агрегату. Та-

кож розроблено алгоритм, за допомогою якого аналітично визначаються силові характеристики агрегату, що допомагає надати рекомендації з оптимізації комплектування МТА. Отримані результати для перехідного процесу роботи агрегату можуть бути використані при моделюванні навантажень ґрунтообробних агрегатів різного призначення. Визначені в процесі розрахунків параметри можливо використовувати для діагностування, якщо відслідкувати динаміку їх зміни при довгостроковому напрацюванні.

Література:

1. Подригало М.А. Оценка дополнительных энергетических потерь при установившемся режиме движения транспортно-тяговых машин / М.А. Подригало, Н.П. Артемов, Д.В. Абрамов, М.Л. Шуляк // Механіка та машинобудування «ХП». – Харків: ХП, 2015. - Вип. № 9 (1118). – С. 98 – 107.
2. Василенко П.М. Введение в земледельческую механику / П.М. Василенко – Киев.: Сільгоспосвіта, 1996. – 251 с.
3. Погорілий Л.В. Мобільна сільськогосподарська енергетика: історія, тенденції розвитку, прогноз / Л.В. Погорілий, В.Г. Євтенко. – К.: Фенікс. 2005. – 184 с.
4. Кутьков Г.М., Габай Е.В., Калиновский В.И., Кандрусов И.И., Надькто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / Г.М. Кутьков, Е.В. Габай, В.И.Калиновский, И.И. Кандрусов, В.Т. Надькто // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, № 3 С. 21 – 23.
5. Електронні джерела [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>, <http://www.dig.ord/CDLGe.V> – Німецьке сільськогосподарське сообщество.
6. Динамика автомобиля / Подригало М.А., Волков В.П., Бобошко А.А., Павленко В.А., Файст В.Л., Клец Д.М., Редько В.В. Под ред. М. А. Подригало. – Харьков: Изд-во ХНАДУ, 2008. – 424 с.
7. Артёмов М.П. Математична модель машинно-тракторного агрегату з використанням метода парціальних прискорень / М.П. Артёмов // Збірник наукових праць Вінницького національного аграрного університету. Серія: Технічні науки. – Вінниця, 2012. Випуск 11 т.1(65) – С.34 – 40
8. Самсонов В.А. Расчет показателей трактора с учетом влияния природно-производственных факторов / В.А. Самсонов// Трактора и сельскохозяйственные машины. – 2007. – № 4. – С. 21-25.
9. Шуляк М.Л. Зависимость силы сопротивления движению тракторного агрегата от переменной массы сельскохозяйственной машины. / М.Л. Шуляк, Н.П. Артемов // Agricultural machinery.Varna., 2015. Issue 4, С. 10 – 13.
10. Тарасик В.П. Расчет тяговых характеристик неустановившегося движения тракторного агрегата В.П. Тарасик // Тракторы и сельхозмашины № 11, – 2003, С.17 – 19.

Summary

Artiomov N. Determination of type and power indicators of mobile agricultural aggregates at dynamic tests

The theoretical bases of determination of traction energy indices in the process of work of mobile power aggregates during the performance of agrotechnical operations and influence of agricultural machinery dynamics on productivity and reduction of energy costs with the use

of an innovative method, which provides control of the characteristics of agricultural aggregates during operation

Keywords: *dynamics, traction-energy indices, productivity, mobile machinery, partial acceleration, power*

References

1. Podrigalo M.A. Otsenka dopolnitelnyih energeticheskikh poter pri ustanovivshemsya rezhime dvizheniya transportno-tyagovyih mashin / M.A. Podrigalo, N.P. Artiymov, D.V. Abramov, M.L. Shulyak // *Mehanika ta mashinobuduvannya «HPI»*. – Harkiv: HPI, 2015. – Vip. # 9 (1118). – S. 98 – 107.
2. Vasilenko P.M. Vvedenie v zemledelcheskuyu mehaniku / P.M. Vasilenko – Kiev.: SIlgosposvIta, 1996. – 251 s.
3. PogorIliy L.V. Mobilna sIlskogospodarska energetika: IstorIya, tendentsIYi rozvitku, prognoz / L.V. PogorIliy, V.G. Evtenko. – K.: FenIks. 2005. – 184 s.
4. Kutkov G.M., Gabay E.V., Kalinovskiy V.I., Kandrushev I.I., Nadyikto V.T. Vyibor ratsionalnoy shemyi agregatirovaniya mobilnogo energeticheskogo sredstva s plugom / G.M. Kutkov, E.V. Gabay, V.I. Kalinovskiy, I.I. Kandrushev, V.T. Nadyikto // *Traktoryi i selkohozyaystvennyie mashinyi*, 1990, # 3 S. 21 – 23.
5. ElektronniI dzherela [Elektronniy resurs] – Rezhim dostupu do resursu: <http://tractortestlab.ukr.edu/NebraskaTractorTestLaboratory/>, <http://www.dig.ord/CDLGe.V> -Nemetskoe selkohozyaystvennoe soobschestvo.
6. Dinamika avtomobilya / Podrigalo M.A., Volkov V.P., Boboshko A.A., Pavlenko V.A., Fayst V.L., Klets D.M., Redko V.V. Pod red. M. A. Podrigalo. – Harkov: Izd-vo HNADU, 2008. – 424 s.
7. Artiymov M.P. Matematichna model mashinno-traktornogo agregatu z vikoristannyam metoda partsIalnih priskoren / M.P. Artiymov // *ZbIrnik naukovih prats VInnitskogo natsIonalnogo agrarnogo unIversitetu. SerIya: TehnIchnI nauki*. – VInnitsya, 2012. Vipusk 11 t.1(65) – S.34 – 40
8. Samsonov V.A. Raschet pokazateley traktora s uchetom vliyaniya prirodno-proizvodstvennyih faktorov / V.A. Samsonov// *Traktora i selkohozyaystvennyie mashinyi*. – 2007. – # 4. – S. 21-25.
9. Shulyak M.L. Zavisimost silyi soprotivleniya dvizheniyu traktornogo agregata ot peremennoy massyi selkohozyaystvennoy mashinyi. / M.L. Shulyak, N.P. Artiymov // *Agricultural machinery*. Varna., 2015. Issue 4, S. 10 – 13.
10. Tarasik V.P. Raschet tyagovyih karakteristik neustanovivshegosya dvizheniya traktornogo agregata V.P. Tarasik // *Traktoryi i selhozmashinyi* # 11, - 2003, S.17 – 19.

Головач І.В.

Дорогань О.П.

Національний університет
біоресурсів і
природокористування України
м. Київ, Україна
E-mail:nubip1601@gmail.com

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ПРОЦЕСУ
ОЧИЩЕННЯ ГОЛОВОК КОРЕНЕПЛОДІВ
ЦУКРОВИХ БУРЯКІВ ВІД ЗАЛИШКІВ ГИЧКИ

УДК 631.356

В роботі складено диференціальне рівняння руху гнучкої очисної лопаті по поверхні головки коренеплоду цукрових буряків. Виходячи з умов створення необхідної сили зчісування та не вибивання з ґрунту коренеплодів буряків, з урахуванням розмірних і масових характеристик коренеплодів цукрових буряків, отримано кінцеві вирази для визначення кута повороту і кутової швидкості обертального руху очисної лопаті, яка встановлена на приводному горизонтальному валу, при різних значеннях її геометричних розмірів і форми: прямокутного паралелепіпеда і прямого кругового циліндра. Отримано також аналітичний вираз для визначення сили зчісування черешків гички зі сферичної поверхні головки коренеплоду цукрових буряків.

Ключові слова: цукрові буряки, коренеплід, гичка, очисник, лопать, еквівалентна схема, диференціальне рівняння, сила зчісування.

Актуальність проблеми. Україна належить до високорозвинутих бурякосіючих країн Європи і світу, а цукор є одним із стратегічних продуктів харчування, отже вітчизняному машинобудуванню потрібно випускати бурякозбиральні машини, які мають відповідати рівню найкращих світових аналогів. Сучасні технології збирання гички з цукрових буряків знаходяться на досить високому рівні, але попри високу продуктивність сучасної гичкозбиральної техніки, недоліки збирання присутні. Це, насамперед, низька якість обрізання головок коренеплодів, втрати гички, її засміченість ґрунтовими домішками тощо. Тому дослідження та удосконалення даної техніки є дуже важливим для розвитку даної галузі сільського господарства.

Після основного обрізання гички цукрових буряків на корені ріжучими органами гичкозбиральних машин на головках коренеплодів, як правило, залишаються останки гички, які значно забруднюють викопані буряки. З метою зменшення вмісту рослинних домішок у купі буряків створені конструкції очисників головок, з яких найбільш поширеними є лопатеві очисники, з приводними горизонтальними валами, робочими органами яких є гумові бичі. За конструктивним виконанням такі очисники можуть бути одновальними або двохвальними. В двохвальному очиснику перший вал обертається проти напрямку поступального руху очисника, а другий, навпаки – за ходом руху очисника. Бичі першого валу наносять удари по головках коренеплодів цукрових буряків, збивають залишки гички з головок коренеплодів. Бичі другого валу, обертаючись назустріч бичам першого валу, остаточно очищають головки коренеплодів від незрізаної гички.

Такий очисник, згідно результатів випробувань, має суттєві недоліки, серед яких основними є: підвищена енергоємність процесу, вибивання тіл коренеплодів буряка з ґрунту, що в подальшому призводить до втрат та зносу еластичних бичів, а це значно ускладнює експлуатацію очисника.

Тому виникає необхідність в дослідженні взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду цукрового буряку на корені, яка дасть можливість шляхом числового моделювання обґрунтувати конструктивні й кінематичні параметри лопатевого очисника.

Аналіз публікацій, присвячених даній проблемі. Питанням видалення залишків гички (незрізаних черешків) з головок коренеплодів цукрових буряків після її основного

зрізу на корені різальними апаратами гичзбиральних машин і очисниками головок присвячено багато наукових праць [1-6, 10] і ін. У них викладено результати теоретичних і експериментальних досліджень очисників головок коренеплодів буряків різних конструкцій: лопатевих [1, 4, 6, 10], кільцевого [5], секторного [7], барабанного [2] типів, а також очисника, виконаного у вигляді параболоїда [3]. Однак найбільшого застосування у світі знайшли очисники головок коренеплодів лопатевого типу через простоту їх конструкцій і забезпечення необхідної якості роботи в порівняно сприятливих умовах (відсутність значної кількості черешків гички – коротких, зелених і сухих, полеглих, міцно зв'язаних з головками). У зазначених вище опублікованих наукових працях представлені різні варіанти теоретичних досліджень взаємодії очисних елементів з головкою коренеплодів буряку. Однак у більшості з зазначених робіт при теоретичному обґрунтуванні їх конструктивних і кінематичних параметрів недостатньо точно й повно враховані створювані ними зусилля зчісування, розмірні характеристики коренеплодів, напрям і модуль робочої швидкості поступального руху очисника, також недостатньо у деяких працях обґрунтована маса еластичних лопатей (бичів) і ін. Незважаючи на те, що технологічні процеси збирання цукрових і кормових буряків багато в чому подібні, збирання гички і її залишків з головок коренеплодів кормових буряків на корені практично не досліджене, у деяких роботах лише частково обґрунтоване і то тільки експериментально [5, 10 – 11].

Наведені в літературі відомості стосуються теоретичних і експериментальних досліджень лише конкретних типів і конструкцій очисників головок коренеплодів від залишків гички з усіма прийнятими їхніми авторами припущеннями і спрощеннями, а тому їх застосування для подальших досліджень нових типів очисників є досить сумнівним.

Таким чином, дотепер у літературі не знайшли відображення дослідження, які б містили універсальні теорії, що могли бути покладені в основу розрахунків і проектування будь-якого типу очисників головок коренеплодів буряків.

Мета дослідження. Підвищення ефективності та якості очищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички лопатевим очисником з горизонтальною віссю обертання шляхом теоретичного обґрунтування раціональних параметрів очисника за умов непошкодження коренеплодів та їх не вибивання з ґрунту.

Методичний підхід до проведення досліджень. Теоретичні дослідження взаємодії очисної еластичної лопаті з головкою коренеплодів цукрових буряків проводилися з застосуванням основних положень вищої математики та теоретичної механіки, зокрема теореми про зміну кінетичної енергії механічної системи, теореми про зміну моменту кількості руху механічної системи, теорії удару, складання диференціальних рівнянь руху.

Результати дослідження. Для теоретичного обґрунтування раціональних конструктивних і кінематичних параметрів очисників головок коренеплодів від залишків гички з горизонтальними привідними валами побудуємо найбільш загальну математичну модель взаємодії гнучкої очисної лопаті очисника з головкою коренеплоду буряка, закріпленого в ґрунті.

Для цього, на початку, сформуємо еквівалентну схему роботи найпростішого лопатевого очисника головок коренеплодів буряка, тобто розглянемо тільки процес взаємодії одиничної, еластичної очисної лопаті з головкою коренеплоду буряка, розташованого (закріпленого) у ґрунті, головка якого виступає на деяку висоту над рівнем поверхні ґрунту й містить на своїй твірній незрізані залишки гички (черешки) (рис. 1). Зазначений процес взаємодії еластичної очисної лопаті й головки коренеплоду буряка будемо розглядати у поздовжньо-вертикальній площині.

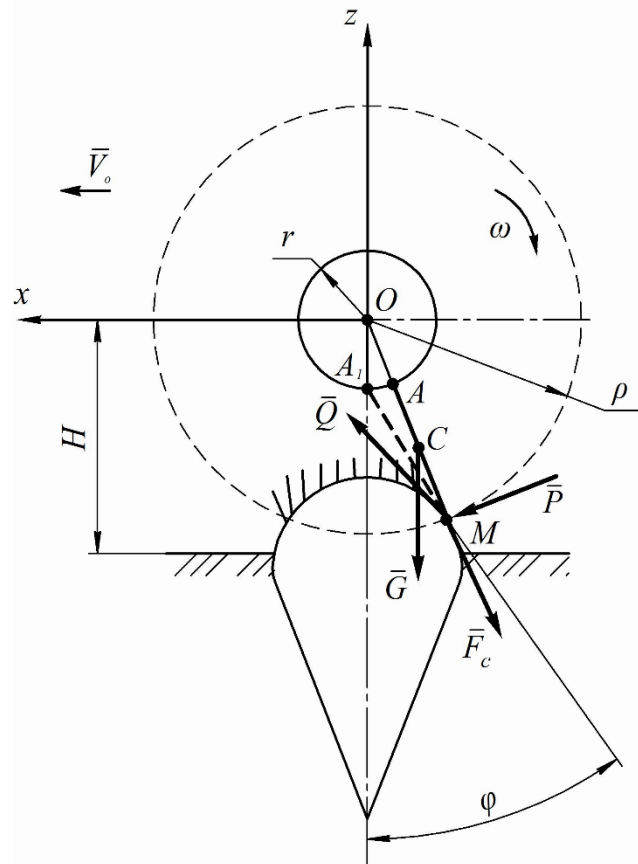


Рис. 1 – Еквівалентна схема взаємодії гнучкої очисної лопаті з головкою коренеплоду буряка

При цьому вісь горизонтального приводного вала (точка O на еквівалентній схемі) очисника перпендикулярна поздовжньо-вертикальній площині, лопать AM шарнірно підвішена на осі A , яка віддалена від центру вала на величину радіуса обертання r . Кінець лопаті описує коло радіусом ρ при обертанні з постійною кутовою швидкістю ω у поздовжньо-вертикальній площині. Вісь приводного горизонтального вала (точка O) рухається над рівнем поверхні ґрунту на постійній висоті H . Вісь обертання O також переміщується поступально з постійною швидкістю руху \bar{V}_o . Зв'яжемо з віссю приводного горизонтального вала (точка O) прямокутну декартову систему координат xOz , у якій горизонтальна вісь Ox збігається з напрямком поступального руху очисника, а вісь Oz – спрямована догори. При цьому довжина лопаті дорівнює $2l$. Точка M є точкою удару еластичної лопаті по головці коренеплоду.

Початкова швидкість удару еластичної лопаті по головці коренеплоду буде складатися з відносної швидкості \bar{V}_r бича при його обертальному русі навколо точки O і переносної швидкості \bar{V}_o при поступальному переміщенні точки O . При цьому може бути два можливі варіанти. Перший, коли напрям обертання лопаті здійснюється за ходом руху очисника (рис. 1), тоді вектори відносної швидкості лопаті \bar{V}_r й переносної швидкості \bar{V}_o додаються, $\bar{V} = \bar{V}_o + \bar{V}_r$. Другий варіант, коли напрям обертання лопаті здійснюється проти ходу руху очисника головок коренеплодів, тоді, при визначенні швидкості удару, зазначені вектори віднімаються, $\bar{V} = \bar{V}_r - \bar{V}_o$.

Покажемо на еквівалентній схемі сили, що діють при взаємодії еластичної очисної лопаті і головки коренеплоду. Вважаємо, що в точці M прикладена сила \bar{P} – сила удару лопаті, спрямована перпендикулярно до самої лопаті AM на самому початку її взаємодії

з головкою коренеплоду буряка. Під час вільного обертання лопаті AM навколо осі (точка O) з кутовою швидкістю ω виникає відцентрова сила \bar{F}_c , яка буде рівна $F_c = m\rho\omega^2$ й буде спрямована уздовж лопаті AM . Ця сила ставить лопать на одну пряму з радіусом r і шарніром A . При ударі лопаті об головку коренеплоду буряка, у фазі зустрічі, на лопать також діє сила ваги \bar{G} самої лопаті, яка буде дорівнювати: $G = mg$, зосереджена в центрі мас (точка C) лопаті на відстані $r + l$ від осі обертання і спрямована вертикальної до низу.

При побудові еквівалентної схеми лопатевого очисника нами були прийняті такі припущення:

- 1) очисна лопать AM є однорідною по всій своїй довжині;
- 2) при контакті очисної лопаті з коренеплодом буряка взаємодія сил відбувається тільки в точці M контакту з головкою коренеплоду;
- 3) допустима сила \bar{P} удару очисної лопаті по коренеплоду не перевищує допустиму силу на вибивання (вивертання) коренеплоду буряка із ґрунту, тобто $P \leq [P]$, де $[P]$ – допустима сила на вибивання коренеплоду буряка із ґрунту;
- 4) опір повітря при обертанні лопаті не враховується.

Для подальшого детального аналітичного дослідження технологічний процес очищення головок коренеплодів буряка від залишків гички умовно розділяємо на дві фази:

- 1) фазу зустрічі очисної лопаті з головкою коренеплоду буряка;
- 2) робочу фазу очищення головки коренеплоду буряка від гички.

Оскільки еластична лопать AM рухається поступально разом зі своєю віссю обертання (точка O) зі швидкістю \bar{V}_o й одночасно обертається навколо цієї ж осі з кутовою швидкістю ω , то її кінетична енергія T буде дорівнювати:

$$T = \frac{mV_o^2}{2} + \frac{I_o\omega^2}{2}, \quad (1)$$

де I_o – момент інерції лопаті відносно осі обертання (точка O).

Момент інерції I_o лопаті, згідно теореми Штейнера, буде дорівнювати:

$$I_o = I_c + m(r + l)^2, \quad (2)$$

де I_c – момент інерції лопаті AM відносно осі обертання, що проходить через центр мас (точка C) лопаті, паралельно до осі обертання лопаті; $r + l$ – відстань від центра мас лопаті до її осі обертання.

Підставляючи вираз (2) в (1), одержуємо вираз для обчислення кінетичної енергії лопаті перед початком її ударного контакту з головкою коренеплоду буряка:

$$T = \frac{mV_o^2}{2} + \left[I_c + m(r + l)^2 \right] \frac{\omega^2}{2}. \quad (3)$$

Однак, у момент початку ударного контакту точка A шарнірного підвісу лопаті AM до вала продовжує обертатися навколо осі обертання приводного вала з кутовою швидкістю ω , а точка M контакту кінця лопаті з головкою коренеплоду починає сповільнювати своє обертання в результаті цього ж контакту. Тому лопать починає повертатися у зворотній бік навколо точки A , одночасно прослизуючи нижнім кінцем по поверхні головки коренеплоду, здійснюючи, таким чином, процес зчісування залишків гички з головки коренеплоду буряка.

Очевидно, що до початку ударного контакту з головкою коренеплоду буряка лопать AM перебуває на одній прямій з радіусом r приводного вала, що з'єднує точку O осі

вала з точкою A підвісу лопаті, за довільний проміжок часу t повертаючись на кут ωt , то після контакту з головкою коренеплоду вона починає повертатися вже на кут $\omega t - \varphi$, де φ – кут відхилення лопаті від положення, яке приймала б ця точка при вільному обертанні навколо точки O . Тому в цьому випадку лопать AM буде мати кутову швидкість, що дорівнює $\omega - \dot{\varphi}$, а кінетична енергія T лопаті при цьому буде дорівнювати:

$$T = \frac{mV_o^2}{2} + [I_c + m(r+l)^2] \frac{(\omega - \dot{\varphi})^2}{2}. \quad (4)$$

Порівнюючи вирази (3) і (4) бачимо, що частина кінетичної енергії, яка визначається залежністю (3), перетворюється в енергію удару і корисну роботу зчісування гички з головки коренеплоду.

Відомо, що похідна за часом від кінетичної енергії матеріальної системи дорівнює сумі потужностей усіх зовнішніх і внутрішніх сил, прикладених до системи [9]. Зокрема, для абсолютно твердих тіл сума робіт, а значить і потужностей усіх внутрішніх сил дорівнює нулю. Тому, у цьому випадку, умовно вважаючи бічну частину головки коренеплоду абсолютно твердим тілом, одержуємо таку рівність балансу потужності активних сил, що діють на коренеплід буряка при ударному контакті, і витраченої при цьому кінетичної енергії:

$$\frac{dT}{dt} = N, \quad (5)$$

де N – сумарна потужність активних сил, що діють на коренеплід буряка в момент часу t .

Оскільки ділянка контакту лопаті з головкою коренеплоду досить мала у порівнянні з довжиною траєкторії (кола радіуса, що дорівнює $r + 2l$), яку проходить нижній кінець лопаті за один оберт навколо осі обертання, то можна вважати, що на цій ділянці кінець лопаті AM рухається поступально зі швидкістю, що дорівнює $\bar{V} = \bar{V}_o + \bar{V}_r$. Причому, оскільки контакт здійснюється в нижній частині згаданого кола (біля поверхні ґрунту), то в першому наближенні можемо вважати, що вектори \bar{V}_o й \bar{V}_r паралельні, а тому геометричну суму цих векторів можна замінити їх алгебраїчною сумою, тобто $V = V_o + V_r$.

Очевидно, що відносна швидкість \bar{V}_r кінця лопаті AM перед початком ударного контакту за величиною буде дорівнювати $V_r = \omega(r + 2l)$, а в період контакту вона дорівнює $V_r = (\omega - \dot{\varphi})(r + 2l)$, де $r + 2l$ – відстань від точки M контакту до осі O обертання привідного вала.

Таким чином, у першому випадку:

$$V = V_o + \omega(r + 2l), \quad (6)$$

а в другому:

$$V = V_o + (\omega - \dot{\varphi})(r + 2l). \quad (7)$$

Крім цього очевидно, що сила ваги \bar{G} лопаті AM мала в порівнянні з ударною силою \bar{P} на початку контакту лопаті з головкою коренеплоду й мала в порівнянні із силою \bar{Q} зчісування залишків гички з головки коренеплоду в період контакту, а тому в рівнянні балансу потужностей і енергії нею можна знехтувати.

Таким чином, на початку контакту маємо рівність: $N = PV$, або $N = P[V_o + \omega(r + 2l)]$, а в період самого контакту – рівність: $N = P[V_o + (\omega - \dot{\varphi})(r + 2l)]$.

Тоді рівняння (5) балансу потужності ударної сили P і втрат кінетичної енергії під час удару буде мати такий вигляд:

$$\frac{dT}{dt} = P[V_o + \omega(r + 2l)]. \quad (8)$$

Диференціюючи вираз (4) за часом t , отримаємо:

$$\frac{dT}{dt} = [I_c + m(r + l)^2](\omega - \dot{\phi})\ddot{\phi}. \quad (9)$$

Порівнюючи праві частини виразів (8) і (9), будемо мати:

$$[I_c + m(r + l)^2](\omega - \dot{\phi})\ddot{\phi} = P[V_o + \omega(r + 2l)]. \quad (10)$$

Нехай далі, $[P]$ – допустима ударна сила вибивання коренеплоду буряка із ґрунту при ударній взаємодії еластичної лопаті з головкою коренеплоду.

Замінюючи у виразі (10) ударну силу P на допустиму ударну силу $[P]$, одержуємо диференціальне рівняння повороту лопаті навколо точки A за умови невибивання коренеплоду буряка із ґрунту на початку ударного контакту, тобто протягом дуже малого проміжку часу t , точніше, часу ударного контакту. Подальше, післяударне кутове переміщення лопаті буде описуватись наступним диференціальним рівнянням:

$$[I_c + m(r + l)^2](\omega - \dot{\phi})\ddot{\phi} = Q[V_o + (\omega - \dot{\phi})(r + 2l)], \quad (11)$$

де Q – сила зчісування залишків гички з головки коренеплоду буряка.

Диференціальне рівняння (10) можна замінити різницеvim рівнянням, використовуючи теорему про зміну моменту кількості руху механічної системи при ударній взаємодії:

$$I_A \omega_1 - I_A \omega_o = M_A(S), \quad (12)$$

де I_A – момент інерції лопаті відносно точки A ; ω_o – кутова швидкість лопаті відносно точки A до удару; ω_1 – кутова швидкість лопаті відносно точки A після удару; $M_A(S)$ – момент імпульсу ударної сили відносно точки A .

При цьому ударний імпульс S буде дорівнювати:

$$S = \int_0^{\tau} P dt, \quad (13)$$

а момент зазначеного ударного імпульсу буде мати таке значення:

$$M_A(S) = 2l \int_0^{\tau} P dt, \quad (14)$$

де P – сила удару; $2l$ – довжина лопаті; τ – тривалість удару.

Оскільки до ударного контакту лопать не поверталася відносно точки A , тому $\omega_o = 0$.

Тоді з виразів (12) і (14) при $\omega_o = 0$ знаходимо кутову швидкість ω_1 обертання лопаті в кутовому переміщенні відносно точки A після удару:

$$\omega_1 = \frac{2l \int_0^{\tau} P dt}{I_A}. \quad (15)$$

Якщо замінити силу P на силу $[P]$, то одержуємо:

$$\omega_1 = \frac{2l \int_0^{\tau} [P] dt}{I_A}, \quad (16)$$

а, враховуючи, що $[P] = const$, будемо мати:

$$\omega_1 = \frac{2[P] l \tau}{I_A}, \quad (17)$$

де $I_A = I_c + ml^2$.

Таким чином, визначена кутова швидкість ω_1 обертання лопаті навколо точки A після удару за умови невибивання коренеплоду буряка із ґрунту.

Тому кутова швидкість лопаті в обертальному русі відносно точки O після удару буде дорівнювати $\omega - \omega_1$.

Прийmemo в рівнянні (11), у першому наближенні, що $\dot{\varphi} = \omega_1$. Таке допущення можна зробити через короткочасність контакту лопаті з головкою коренеплоду буряка.

Тоді рівняння (11) значно спроститься й буде мати такий вигляд:

$$\left[I_c + m(r+l)^2 \right] (\omega - \omega_1) \ddot{\varphi} = Q \left[V_o + (\omega - \omega_1) (r + 2l) \right]. \quad (18)$$

Звідси знаходимо кутове прискорення $\ddot{\varphi}$ лопаті, яке буде дорівнювати:

$$\ddot{\varphi} = \frac{Q \left[V_o + (\omega - \omega_1) (r + 2l) \right]}{\left[I_c + m(r+l)^2 \right] (\omega - \omega_1)}. \quad (19)$$

Після першого інтегрування виразу (19) одержуємо:

$$\dot{\varphi} = \frac{Q \left[V_o + (\omega - \omega_1) (r + 2l) \right] t}{\left[I_c + m(r+l)^2 \right] (\omega - \omega_1)} + C_1. \quad (20)$$

Після другого інтегрування виразу (19) одержуємо закон кутового післяударного переміщення лопаті по головці коренеплоду буряка, при якому здійснюється зчісування залишків гички з його головки:

$$\varphi = \frac{Q \left[V_o + (\omega - \omega_1) (r + 2l) \right] t^2}{2 \left[I_c + m(r+l)^2 \right] (\omega - \omega_1)} + C_1 t + C_2. \quad (21)$$

Довільні постійні C_1 і C_2 знаходимо з наступних початкових умов: при $t = 0$: $\dot{\varphi} = \omega_1$, $\varphi = 0$.

При цьому одержуємо $C_1 = \omega_1$, $C_2 = 0$.

Тоді вираз (21) прийме наступний вигляд:

$$\varphi = \frac{Q \left[V_o + (\omega - \omega_1) (r + 2l) \right] t^2}{2 \left[I_c + m(r+l)^2 \right] (\omega - \omega_1)} + \omega_1 t. \quad (22)$$

Силу Q зчісування залишків гички з головки коренеплоду буряка аналітично визначимо в такий спосіб.

Як відзначено в [10-11], черешок гички в поперечному перерізі, у загальному випадку, близький до трикутної форми, що має при основі западину також трикутної форми (рис. 2).

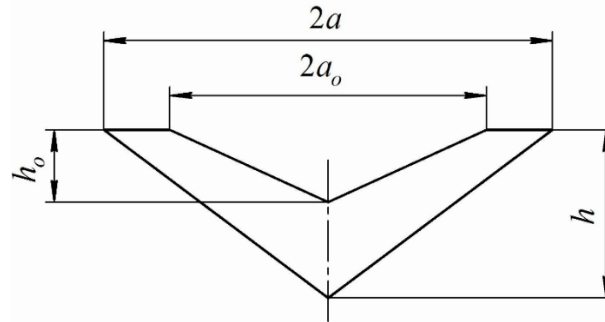


Рис. 2 – Схема поперечного перерізу черешка гички цукрового буряка

Зазначені на рис. 2 розміри використовуємо надалі для розрахунків площі поперечного перерізу черешків гички.

Будемо вважати, що процес зчісування залишків гички відбувається безпосередньо на самій головці коренеплоду в місці виходу черешка з головки, тобто закріплення черешка, за рахунок деформації безпосереднього зсуву самого черешка гички. Очевидно, що процес зчісування буде можливий за такої умови:

$$\frac{Q}{nF} \geq [\tau], \quad (23)$$

де Q – сила зчісування; $[\tau]$ – допустимі дотичні напруження зсуву для черешка гички; F – площа поперечного перерізу одного черешка гички; n – кількість черешків, які одночасно зчісуються зі сферичної поверхні головки коренеплоду буряка.

Обчислимо тепер необхідну для зчісування черешків гички з головки коренеплоду буряка силу Q зчісування. З умови (23) одержуємо:

$$Q \geq nF[\tau]. \quad (24)$$

Як видно з рис. 2, площа поперечного перерізу черешка гички цукрового буряка буде дорівнювати:

$$F = \frac{1}{2}2ah - \frac{1}{2}2a_o h_o, \quad (25)$$

або

$$F = ah - a_o h_o. \quad (26)$$

Враховуючи вирази (24) і (26), знаходимо силу Q зчісування. Вона буде дорівнювати:

$$Q \geq (ah - a_o h_o)n[\tau]. \quad (27)$$

У першому наближенні будемо вважати, що одночасно зчісується ряд, що складається з п'яти черешків. Згідно [10-11], черешок має наступні розміри: $a = 5$ мм; $a_o = 2$ мм; $h = 5$ мм; $h_o = 2$ мм. Середнє значення допустимого дотичного напруження $[\tau]$ для матеріалу черешка згідно [10-11] дорівнює: $[\tau] = 1,14 \cdot 10^6$ Па.

Підставляючи значення наведених вище величин у вираз (27) одержуємо:

$$Q \geq (5 \cdot 5 - 2 \cdot 2) \cdot 10^{-6} \cdot 5 \cdot 1,14 \cdot 10^6 = 119,7 \text{ Н.}$$

Приймаємо далі значення сили зчісування, що дорівнює $Q = 120$ Н.

Задавшись часом t_1 тривалості контакту лопаті з головкою коренеплоду буряка, можна знайти кут повороту φ_1 лопаті навколо точки A за час контакту:

$$\varphi_1 = \frac{Q[V_o + (\omega - \omega_1)(r + 2l)]t_1^2}{2[I_c + m(r + l)^2](\omega - \omega_1)} + \omega_1 t_1. \quad (28)$$

З виразу (28) можемо визначити кутову швидкість ω обертання лопаті навколо точки O , з урахуванням умови не вибивання коренеплоду буряка з ґрунту при здійсненні процесу зчісування залишків гички з головки коренеплоду:

$$\omega = \frac{Q V_o t_1^2}{2[I_c + m(r + l)^2](\varphi_1 - \omega_1 t_1) - Q(r + 2l)t_1^2} + \omega_1. \quad (29)$$

У такий же спосіб можна обчислити й інші параметри еластичної очисної лопаті, наприклад масу m лопаті або її довжину $2l$.

Момент інерції I_c лопаті відносно осі, що проходить через центр мас лопаті (точка C) паралельно осі обертання вала (точка O), залежить від форми поперечного перерізу самої лопаті.

Для лопаті, що має форму прямокутного паралелепіпеда зі сторонами $2a \times 2b \times 2l$ зазначений момент інерції I_c буде дорівнювати [9]:

$$I_c = \frac{m}{3}(a^2 + l^2), \quad (30)$$

де $2a$ – ширина лопаті; $2l$ – довжина лопаті.

Якщо очисна лопать має форму прямого кругового циліндра, то її момент інерції I_c буде дорівнювати [9]:

$$I_c = \frac{m}{4} \left(\frac{4l^2}{3} + r_1^2 \right), \quad (31)$$

де r_1 – радіус поперечного перерізу лопаті; $2l$ – довжина лопаті.

Таким чином, у результаті проведеного теоретичного дослідження отримані в кінцевому вигляді аналітичні вирази, які дають можливість безпосередньо визначити конструктивні і кінематичні параметри еластичної очисної лопаті, що забезпечує ефективне зчісування залишків гички з головок коренеплодів.

Висновки:

1. Побудована нова розрахункова математична модель взаємодії еластичної очисної лопаті з головою коренеплодів цукрових буряків при очищенні їх від залишків гички лопатевим очисником з горизонтальною віссю обертання.

2. Отримані в кінцевому вигляді розв'язки диференціального рівняння руху гнучкої очисної лопаті по головці коренеплоду буряка дали можливість одержати нові аналітичні вирази для визначення кута повороту й кутової швидкості обертального руху очисної лопаті, встановленої на привідному горизонтальному валу, з умов ефективного зчісування залишків гички, при різних значеннях її геометричних розмірів і форми: прямокутного паралелепіпеда і прямого кругового циліндра. Отримано також аналітичний вираз для визначення сили зчісування черешків гички зі сферичної поверхні головки коренеплоду цукрового буряка.

3. Теоретичні дослідження, які дозволяють визначити раціональні конструктивні й кінематичні параметри робочих органів очисників головок коренеплодів від залишків гички, дають змогу не тільки вдосконалити зазначений технологічний процес, але й створити нові більш ефективні зразки очисників.

4. Результати даного теоретичного дослідження можуть бути використані для проведення аналогічних розробок в галузі механізації сільського господарства, зокрема

обмолоту зернових культур, зрізування, дроблення й плющення сільськогосподарських матеріалів і ін.

Література:

1. Погорілий Л.В., Татьяна Н.В., Брей В.В. та інш. Бурякозбиральні машини. – Київ: Техніка, 1983. – 168 с.
2. Хелемендик М.М. Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів в буряківництві: Автореф. дис....д-ра. техн. наук. – Тернопіль: ТПП, 1996. – 48 с.
3. Погорілий Л.В. Дослідження і розробка технологічного процесу відділення гички від коренеплодів цукрових буряків: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Київ: УСГА, 1964. – 24 с.
4. Мішин М.А. Дослідження та обґрунтування параметрів робочих органів для доочищення головок коренеплодів цукрових буряків від залишків гички: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Москва: ВИСХОМ, 1981. – 23 с.
5. Огуречников Н.А. Пошук, дослідження і обґрунтування технологічного процесу і робочих органів для очищення головок цукрових буряків: Автореф. дис. канд. техн. наук. – Мінськ: ЦНІМЕСГ, 1977. – 14 с.
6. Мартиненко В.Я. Розробка конструкції і визначення експлуатаційних параметрів очисників головок коренеплодів: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Тернопіль: ТПСІ, 1992. – 25 с.
7. Мартиненко В.Я. Обґрунтування конструктивних параметрів очисників головок коренеплодів. Матеріали міжнародної науково-практичної конференції "Проблеми і перспективи створення бурякозбиральної техніки": – Вінниця, 1996. – С. 41-44.
8. Гурченко О.П., Савченко Я.В. Механізація збирання гички цукрових буряків. Журнал: Техніка в сільському господарстві. Москва: Урожай, 1986. – № 9. – С. 15-17.
9. Бутенін Н.В., Лунц Я.Л., Меркин Д.Р. Курс теоретичної механіки. – Том 2. – Москва: Наука, 1985. – 496 с.
10. Булгаков В.М. Бурякозбиральні машини. Монографія. – Київ: Аграрна наука, 2011. – 351 с.
11. Хелемендик М.М. Напрямки і методи розробки нових робочих органів сільськогосподарських машин. Монографія. – Київ: Аграрна наука, 2001. – 280 с.
12. Bulgakov V. Експериментальні дослідження нового робочого органу для доочищення головок коренеплодів цукрових буряків / V. Bulgakov, W. Orechowski, E. Krasowski, Z. Burski // Current problems of agricultural engineering in an aspect of integration of Poland with European Union: Jubilee international scientific conference XXX years of Agricultural Engineering Faculty at Agricultural University of Lublin. – Lublin: WAR, 2000. – P. 399-410.
13. Булгаков В.М. Диференціальні рівняння руху гнучкої очисної лопаті по поверхні головки коренеплоду / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Механізація та електрифікація сільського господарства. Міжвідомчий тематичний науковий збірник. – Глеваха, 2002. – Випуск 86. – С. 160-165.
14. Булгаков В.М. Теорія очищення головок коренеплодів на корені гнучкою лопаттю / В.М. Булгаков, І.В. Головач // Науковий вісник Національного аграрного університету. – Київ, 2003. – Випуск 60. – С. 66-86.
15. Lammers S. Defoliation of sugar beets - assessment of quality and gain in delivered beet mass / S. Lammers, P. Olaf, R. Olaf // Landtechnik. – 2010. – №6. – P. 464-467.
16. Линник А.В. Визначення динамічних параметрів жорсткого очищувача при взаємодії з коренеплодом / А.В. Линник // Вісник Тернопільського національного технічного університету. – 2014. – Том 73. – № 1. – С. 165-171.

Summary

Golovach I.V., Dorogan O.P. Mathematical model of the process of cleaning the heads of coreneplodes of sugar burjaks from the cutting

The differential equation of motion of a flexible cleaving blade on the surface of sugar beet root crop head is compiled in the paper. Proceeding from the conditions of creation of the necessary force of combing and not knocking out the root of beet root, taking into account the dimensional and mass characteristics of sugar beet root crops, final expressions were obtained for determining the angle of rotation and angular velocity of the rotary motion of the cleaning blade, which is installed on the drive horizontal shaft, at different values its geometric sizes and shapes: a rectangular parallelepiped and a straight circular cylinder. An analytical expression was also obtained for determining the force of combining the petioles of the wedge from the spherical surface of the head of the sugar beet root.

Keywords: sugar beet, root, stem, purifier, blade, equivalent scheme, differential

References

1. Pogoriliy L.V., Tatyanko N.V., Brey V.V. ta insh. Buryakozbiralni mashini. – Kiyiv: Tehnika, 1983. – 168 s.
2. Helemendik M.M. Pidvischennya mehaniko-tehnologichnoyi efektyvnosti trudomistkikh protsesiv v buryakivnitstvi: Avtoref. dis....d-ra. tehn. nauk. – Ternopil: TPI, 1996. – 48 s.
3. Pogoriliy L.V. Doslidzhennya i rozrobka tehnologichnogo protsesu viddilennya gichki vid koreneplodiv tsukrovih buryakiv: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. – Kiyiv: US-GA, 1964. – 24 s.
4. Mishin M.A. Doslidzhennya ta obruntuvannya parametriv robochih organiv dlya do-ochischennya golovok koreneplodiv tsukrovih buryakiv vid zalishkiv gichki: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. – Moskva: VISHOM, 1981. – 23 s.
5. Ogurechnikov N.A. Poshuk, doslidzhennya i obruntuvannya tehnologichnogo protsesu i robochih organiv dlya ochischennya golovok tsukrovih buryakiv: Avtoref. dis. kand. tehn. nauk. – Minsk: TsNIIMESG, 1977. – 14 s.
6. Martinenko V.Ya. Rozrobka konstruktsiyi i viznachennya ekspluatatsiynih parametriv ochisnikiv golovok koreneplodiv: Avtoref. dis. ... kand. tehn. nauk. – Ternopil: TPSI, 1992. – 25 s.
7. Martinenko V.Ya. Obruntuvannya konstruktivnih parametriv ochisnikiv golovok koreneplodiv. Materiali mizhnarodnoyi naukovo-praktichnoyi konferentsiyi "Problemi i perspektivi stvorennya buryakozbiralnoyi tehniki": – Vinnitsya, 1996. – S. 41-44.
8. Gurchenko O.P., Savchenko Ya.V. Mehanizatsiya zbirannya gichki tsukrovih buryakiv. Zhurnal: Tehnika v silskomu gospodarstvi. Moskva: Urozhay, 1986. – # 9. – S. 15-17.
9. Butenin N.V., Lunts Ya.L., Merkin D.R. Kurs teoretichnoyi mehaniki. – Tom 2. – Moskva: Nauka, 1985. – 496 s.
10. Bulgakov V.M. Buryakozbiralni mashini. Monografiya. – Kiyiv: Agrarna nauka, 2011. – 351 s.
11. Helemendik M.M. Napryamki i metodi rozrobki novih robochih organiv silskogospodarskikh mashin. Monografiya. – Kiyiv: Agrarna nauka, 2001. – 280 s.
12. Bulgakov V. Eksperimentalni doslidzhennya novogo robochogo organu dlya doochischennya golovok koreneplodiv tsukrovih buryakiv / V. Bulgakov, W. Orechiwski, E. Krasowski, Z. Burski // Current problems of agricultural engineering in an aspect of

- inte-gration of Poland with European Union: Jubilee international scientific conference XXX years of Agricultural Engineering Faculty at Agricultural University of Lublin. – Lublin: WAR, 2000. – P. 399-410.
13. Bulgakov V.M. Diferentsialni rivnyannya ruhu gnuchkoyi ochisnoyi lopati po poverhni golovki koreneploду / V.M. Bulgakov, I.V. Golovach // Mehanizatsiya ta elektrifikatsiya silskogo gospodarstva. Mizhvidomchiy tematichniy naukoviy zbirnik. – Glevaha, 2002. – Vipusk 86. – S. 160-165.
 14. Bulgakov V.M. Teoriya ochischennya golovok koreneplodiv na koreni gnuchkoyu lopattyu / V.M. Bulgakov, I.V. Golovach // Naukoviy visnik Natsionalnogo agrarnogo universitetu. – Kiyiv, 2003. – Vipusk 60. – S. 66-86.
 15. Lammers S. Defoliation of sugar beets - assessment of quality and gain in delivered beet mass / S. Lammers, P. Olaf, R. Olaf // Landtechnik. – 2010. – #6. – P. 464-467.
 16. Linnik A.V. Vznachennya dinamichnih parametriv zhorstkogo ochischuvacha pri vzaemodiyi z koreneploдом / A.V. Linnik // Visnik Ternopil'skogo natsionalnogo tehničnogo universitetu. – 2014. – Tom 73. – # 1. – S. 165-171.

Козаченко О.В.,
Шкрегаль О.М.,
Каденко В.С.,
Блезнюк О.В.

Харківський національний
технічний університет
сільського господарства
імені П. Василенка,
м. Харків, Україна
E-mail: o.v.kozachenko21@gmail.com

**ВПЛИВ ВЛАСТИВОСТЕЙ ҐРУНТОВОГО
СЕРЕДОВИЩА ТА РЕЖИМІВ РУХУ НА
ФОРМОУТВОРЕННЯ ЛЕЗА РОБОЧОГО ОРГАНУ**

УДК 631.316.022.4

Розглянуто вплив фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунту та режимів руху на формоутворення поверхні леза ґрунтообробного робочого органу, на прикладі лапи культиватора, при переміщенні в абразивному середовищі.

Варіюючи вологістю ґрунту, його щільністю, коефіцієнтом бокового тиску і швидкістю переміщення лапи культиватора отримані геометричні форми поверхні леза культиваторних лап. Встановлено, що при зміні робочої швидкості культиватора у бік зростання спостерігається збільшення як початкового значення кута розхилу лапи так і його поточного значення. Найбільш інтенсивне збільшення значення поточного кута спостерігається по ширині крила в межах від 0,04 м до 0,12 м. Окрім кута розхилу змінюється і форма леза лапи культиватора. Найбільш суттєвий вплив на формоутворення поверхні робочого органу культиватора має вологість ґрунтового середовища. При зміні вологості найбільше зростання величини поточного кута розхилу спостерігається в межах від 18 до 22 градусів по усій ширині захвату. При вологості ґрунту 24 % спостерігається найбільший кут розхилу, пов'язане з тим що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення, кут внутрішнього тертя і щільність ґрунту.

Отримані результати вказують, що збільшення значення коефіцієнта бокового тиску зумовлює збільшення поточного значення кута розхилу лапи по ширині захвату. Найбільш вагомий вплив цього показника спостерігається для інтервалу по ширині захвату крила лапи в межах від 0,04 м до 0,10 м. Встановлено, що із збільшенням щільності ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини зменшується. Найбільший вплив щільності ґрунту на зміну значення поточного кута розхилу спостерігається для середньої частини в межах від 0,04 м до 0,1 м ширини захвату крила культиваторної лапи.

Ключові слова: ґрунтове середовище, робочий орган, лезо лапи, зношування, формоутворення поверхні.

Вступ. Актуальною проблемою сучасного машинобудування є розробка нових та удосконалення існуючих ґрунтообробних робочих органів машин, що в процесі експлуатації взаємодіють з абразивним ґрунтовым середовищем, забезпечуючи при цьому високу якість виконання технологічного процесу обробки ґрунту та зменшення енергоємності. У процесі взаємодії з ґрунтом ріжучі кромки робочих органів підлягають інтенсивному абразивному зношуванню, що зумовлює необхідність їх заміни або відновлення внаслідок підвищення тягового опору та витрат паливно-мастильних матеріалів.

Аналіз конструкцій робочих органів культиваторів вказує на досить широкий спектр їх конструктивного виконання в залежності від вимог та умов застосування в технологічному процесі вирощування сільськогосподарських культур. При цьому інтенсивність зношування суттєво залежить від параметрів культиваторних лап, а саме: форми та геометричних параметрів леза (кута заточування, товщини тощо). Крім того, значний вплив на зношування має конструкційне виконання – однорідність матеріалу лапи або наявність зміцнюючого твердосплавного шару або локального зміцнення.

Не дивлячись на велику кількість виконаних досліджень у напрямку підвищення ефективності ґрунтообробних робочих органів [1, 2, 3], форма і геометрія леза поки що не отримали значного теоретичного і експериментального обґрунтування з точки зору зносу і агротехнічних вимог, що пред'являються до лап. Цим ускладнюється вибір оптимальних значень параметрів при створенні нових робочих органів ґрунтообробної техніки.

Геометрична форма лапи має суттєвий вплив на знос та тяговий опір культиватора. Все це визначає значну увагу до вивчення роботи лап, пошук нових конструкцій, способів запобігання зношування і методів підтримки їх працездатності. Основні напрямки робіт по удосконаленню лап культиваторів полягають в наступному: виконання лап із змінними частинами (носок або лезо); розробка зубчастих лап; розробка самозаточуючих лап підвищеної міцності, оснащених локальним зміцненням твердосплавними матеріалами тощо [4, 5].

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Відомі наукові дослідження в напрямку підвищення ефективності ґрунтообробної техніки вказують на суттєвий вплив на якість процесу геометричних параметрів робочого органу, зокрема форми леза. Форма леза культиваторних лап має також суттєвий вплив й на процес зношування робочих поверхонь. Проведеними попередніми теоретичними дослідженнями [6] запропоновано раціональну форму леза лапи культиватора для заданих фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунту, що є найбільш енергоощадною та має мінімальну швидкість зношування при взаємодії з абразивним ґрунтовим середовищем. Запропонована в [6] форма леза лапи культиватора отримана для заданих фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунту, а саме: $V = 1,5$ м/с, $W_0 = 22$ %, $\zeta = 1340$ кг/м³, $\rho = 0,6274$ рад; $k = 2,10169$ Па; $g = 9,8$ м/с², $\alpha = 0,3978$, $\beta = 0,9604$, $\xi_0 = 0,3$ МПа, $x_0 = 0,165$ м, $y_0 = -0,23$ м, що є найбільш енергоощадною і має мінімальну швидкість зношування при взаємодії з абразивним ґрунтовим середовищем.

Геометричну форму поверхні лапи культиватора отримано у вигляді неявної функції: $0,0000620839x + 0,36307y - 0,0000447661e^{-3,28983x - 35,0009y} = 0$

Враховуючи те, що властивості ґрунту змінюються в досить широких межах навіть на площі одного поля, є доцільним проведення теоретичних досліджень по визначенню геометричної форми поверхні робочого органу, яка забезпечує отримання обраного критерію ефективності для широкого спектру властивостей ґрунтового середовища. Це дозволить розробляти нові робочі органи ґрунтообробної техніки адаптовані для різних ґрунтових зон країни.

Невирішена частина проблеми. Виходячи з аналізу виконаних теоретичних досліджень обґрунтування раціональної форми лапи культиватора з урахуванням властивостей ґрунтового середовища та режимів руху є доцільним проведення теоретичних досліджень визначення впливу фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунту та режимів руху на формоутворення робочої поверхні лапи культиватора з криволінійним профілем леза.

Мета роботи – дослідити вплив фізико-механічних і реологічних властивостей ґрунтового середовища та режимів руху на формоутворення леза робочого органу культиватора.

Результати досліджень. Форма культиваторних лап з криволінійним профілем леза утворюється за рахунок зміни величини початкового і поточного кутів розхилу γ , що, як відомо з наукових досліджень, залежить від характеристик ґрунтового середовища. Визначення геометричної форми поверхні робочого органу культиватора згідно одержаної теоретичної моделі проведено з використанням програмного пакету «Mathematica». Варіюючи вологістю ґрунту W , його щільністю ζ , коефіцієнтом бокового тиску ξ_0 і швидкістю переміщення лапи культиватора V отримано відповідні геометричні форми поверхні леза культиваторних лап, які представлені на рисунку.

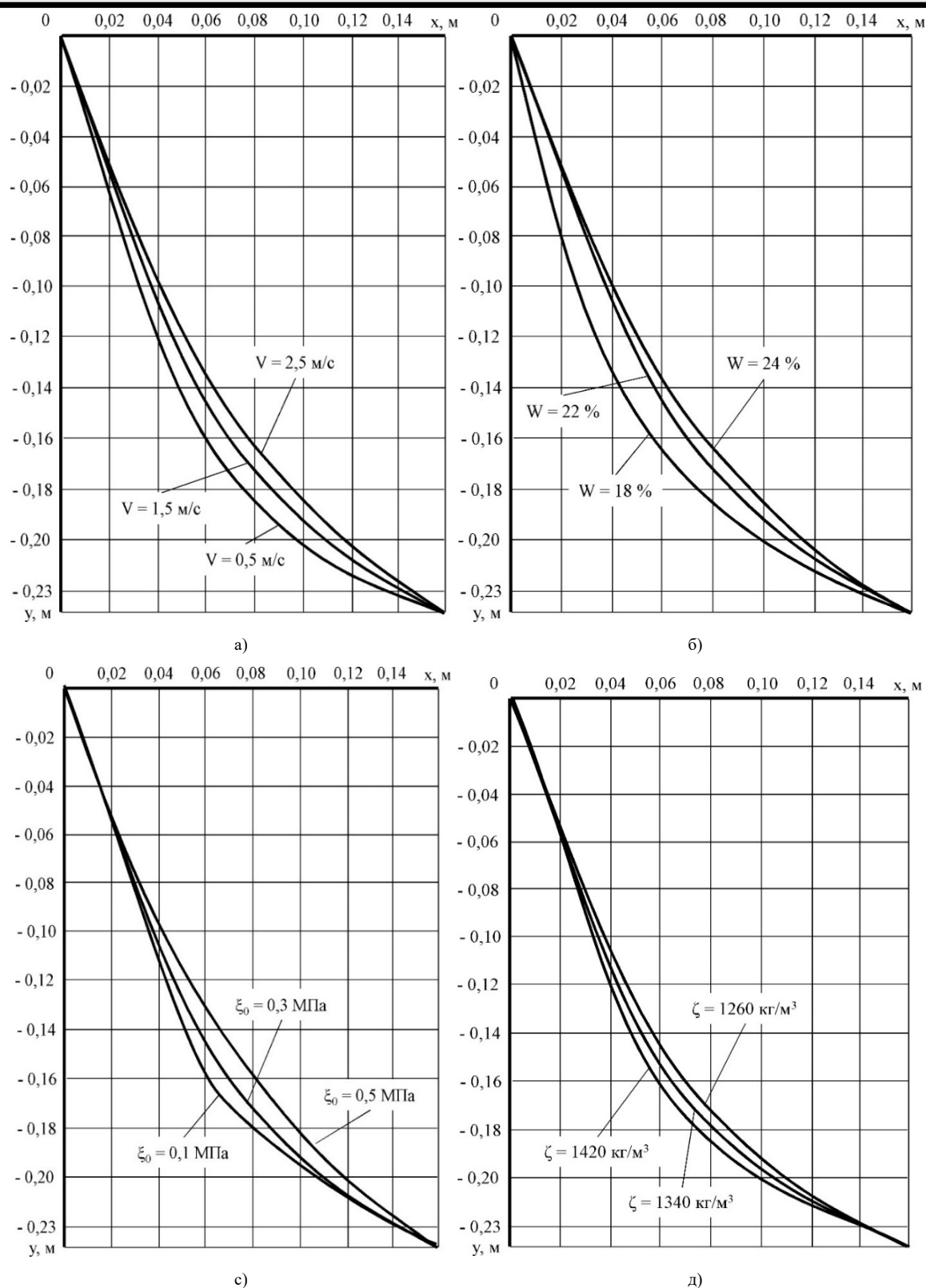


Рис.1 – Геометрична форма поверхні лопи культиватора в залежності від:
 а) швидкості її переміщення; б) вологості ґрунту; в) коефіцієнту бокового тиску; д) щільності ґрунту

Аналіз отриманих теоретичних залежностей вказує на те, що усі прийняті до розгляду чинники впливу на формування робочої поверхні леза культиваторної лопи носять значущий характер. Так при зміні робочої швидкості культиватора у бік зростання спостерігається також збільшення як початкового значення кута розхилу лопи так й поточного значення кута γ . Найбільш інтенсивне збільшення значення поточного кута

γ спостерігається по ширині крила в межах від 0,04 м до 0,12 м. З рисунку а) видно, що із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора в ґрунтового середовищі від 0,5 м/с до 2,5 м/с кут розхилу у його вершини збільшується і відповідно складає $\gamma_{V=0,5} = 17,2^\circ$, $\gamma_{V=1,5} = 19,9^\circ$, $\gamma_{V=2,5} = 22,1^\circ$. Окрім кута розхилу змінюється і форма леза лапи культиватора, так при швидкостях $V = 2,5$ м/с вона наближається до лінійного закону.

Найбільш суттєвий вплив на формування поверхні робочого органу культиватора має вологість ґрунтового середовища (рис. б). При зміні вологості найбільш суттєве зростання величини поточного кута розхилу γ спостерігається в межах від 18 до 22 градусів по усій ширині захвату. З рисунку б) видно, що при відповідних значеннях вологості ґрунту в межах від 18 % до 24 % кут розхилу лапи культиватора у його вершини складає $\gamma_{W=18\%} = 15,4^\circ$, $\gamma_{W=22\%} = 19,9^\circ$, $\gamma_{W=24\%} = 22,6^\circ$. При вологості ґрунту $W = 24\%$ спостерігається найбільший кут загострення $\gamma = 22,6^\circ$, це пов'язано з тим, що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення k , кут внутрішнього тертя ρ і щільність ζ ґрунту.

Збільшення значення коефіцієнта бокового тиску ξ_0 зумовлює збільшення поточного значення кута розхилу лапи γ по ширині захвату (див. рис. 1в). Найбільш вагомий вплив цього показника спостерігається для інтервалу по ширині захвату крила лапи в межах від 0,04 м до 0,10 м. Рисунок в) демонструє зміну геометричної форми поверхні лапи культиватора в залежності від коефіцієнта бокового тиску ґрунту ξ_0 в межах від 0,1 МПа до 0,5 МПа. Із збільшенням коефіцієнта бокового тиску ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини збільшується: $\gamma_{\xi=0,1} = 18,8^\circ$, $\gamma_{\xi=0,3} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\xi=0,5} = 20,4^\circ$.

Важливим чинником впливу на утворення форми робочого органу має щільність ґрунту. Варіюючи значеннями щільності ґрунту ζ в діапазоні від 1100 кг/м³ до 1500 кг/м³ (рис. с) встановлено, що із збільшенням щільності ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини зменшується: $\gamma_{\zeta=1260} = 21,0^\circ$, $\gamma_{\zeta=1340} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\zeta=1420} = 18,7^\circ$. Найбільший вплив щільності ґрунту на зміну значення поточного кута розхилу γ спостерігається для середньої частини в межах від 0,04 м до 0,1 м ширини захвату крила культиваторної лапи.

Висновки:

1. Із збільшенням швидкості переміщення лапи культиватора від 0,5 м/с до 2,5 м/с кут її розхилу збільшується і, відповідно, складає $\gamma_{V=0,5} = 17,2^\circ$, $\gamma_{V=1,5} = 19,9^\circ$, $\gamma_{V=2,5} = 22,1^\circ$.

2. При відповідних значеннях вологості ґрунту, що змінюється в межах від 18% до 24% кут розхилу лапи культиватора у його вершини складає $\gamma_{W=18\%} = 15,4^\circ$, $\gamma_{W=22\%} = 19,9^\circ$, $\gamma_{W=24\%} = 22,6^\circ$. При вологості ґрунту $W = 24\%$ спостерігається найбільший кут розхилу $\gamma = 22,6^\circ$, це пов'язано з тим що вологість параболічно впливає на коефіцієнт зчеплення k , кут внутрішнього тертя ρ і щільність ζ ґрунту.

3. Із збільшенням коефіцієнта бокового тиску ґрунту кут розхилу лапи культиватора у його вершини збільшується: $\gamma_{\xi=0,1} = 18,8^\circ$, $\gamma_{\xi=0,3} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\xi=0,5} = 20,4^\circ$, що визначає форму леза робочого органу.

4. Варіюючи значеннями щільності ґрунту ζ в діапазоні від 1100 кг/м³ до 1500 кг/м³ встановлено, що із збільшенням щільності ґрунту кут розхилу лапи культиватора зменшується: $\gamma_{\zeta=1260} = 21,0^\circ$, $\gamma_{\zeta=1340} = 19,9^\circ$, $\gamma_{\zeta=1420} = 18,7^\circ$.

Література:

1. Гаврильченко А.С. Параметрический метод проектирования полольных культиваторных лап с криволинейным лезвием / А.С. Гаврильченко // Зб. наук. пр. Таврійської держ. агр. академії. – Мелітополь, 2002.– Вип.17.– С. 67-71.
2. Данилин А.И. Современные концепции совершенствования рабочих органов почвообрабатывающих машин / А.И. Данилин, В.Я. Коваль // Зб. наук. пр. Технічний сервіс в АПК. Техніка та технології у с.г. машинобудуванні. – Харків: ХНТУСГ, 2007. – Вип. 67. – С. 49-54.
3. Козаченко О.В. Математичне моделювання взаємодії леза з ґрунтовим середовищем / О.В. Козаченко, О.М. Шкрегаль, В.С. Каденко // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів: Науковий журнал. – Харків: ХНТУСГ, 2014. - №2. – С.86-91.
4. Кобець А.С. Исследование износа культиваторных лап, оснащенных элементами локального упрочнения рабочей поверхности / А.С. Кобець, Б.А. Волик, А.Н. Пугач // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків: ХНТУСГ. – 2007. – Вип. 59.– Т.1. – С. 76-80.
5. Саїнус О.Д. Підвищення довговічності лап культиваторів композиційним покриттям перемінного складу: автореф. дис. канд. техн. наук: 05.05.11 / Саїнус О.Д. – Кіровоград, 2008. – 20 с.
6. Козаченко О.В. Теоретичне обґрунтування раціональної геометричної форми лапи культиватора /О.В. Козаченко, В.С. Каденко, О.М. Шкрегаль// Вісник Сумського національного аграрного університету. Серія «Механізація та автоматизація виробничих процесів. Вип.10/1 (29), 2016. – С.48-52.

Summary

Kozachenko O.V, Shkregal O.M, Kadenko V.S., Bleznyuk O. V. Influence of the properties of the soil environment and the regimes of motion on the shaping of the blade of the working member

The influence of the physical-mechanical and rheological properties of the soil and the modes of motion on the formation of the surface of the blade of the soil working machinery, on the example of the cultivator's paw, when moving in the abrasive medium is considered.

The geometric shapes of the surface of the cultivator legs blade are obtained by varying the soil moisture, its density, the coefficient of lateral pressure and the speed of the cultivator's paw. It is established that when the working speed of the cultivator changes in the direction of growth, an increase in the initial value of the angle of the paw of the paw and its current value is observed. The most intense increase in the value of the current angle is observed in the width of the wing in the range from 0.04 m to 0.12 m. In addition to the angle of the slope, the shape of the blade of the paw of the cultivator is also changing. The most significant influence on the shaping of the surface of the cultivator's working body is the moisture content of the soil. When changing the humidity, the greatest increase in the value of the current angle of inclination is observed in the range from 18 to 22 degrees throughout the width of the capture. With a moisture content of 24%, the greatest angle of inclination is observed, due to the fact that the moisture is pumped into the coupling coefficient, the angle of internal friction and the density of the soil.

The obtained results indicate that an increase in the value of the lateral pressure coefficient results in an increase in the current value of the angle of the paw in the width of the capture. The most significant influence of this index is observed for the interval on the width of the capture of the wings of the foot in the range from 0.04 m to 0.10 m. It was established that

with increasing density of soil, the angle of the lap of the cultivator at its apex decreases. The greatest influence of soil density on the change in the value of the current angle of inclination is observed for the middle part in the range from 0.04 m to 0.1 m in the width of the capture of the wing of the cultivar.

Keywords: *soil environment, working organ blade of paw, wear, formation of the surface*

References

1. Gavrilchenko A.S. Parametricheskij metod proektirovaniya pololnyh kultivatornyh lap s krivolinejnym lezviem / A.S. Gavrilchenko // Zb. nauk. pr. Tavrijskoj derzh. agr. akademij. – Melitopol, 2002. – Vip.17. – S. 67-71.
2. Danilin A.I. Sovremennye koncepcii sovershenstvovaniya rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih mashin / A.I. Danilin, V.Y. Koval // Zb. nauk. pr. Tekhnichnij servis v APK. Tekhnika ta tekhnologij u s.g. mashinobuduvanni. – Harkiv: HNTUSG, 2007. – Vip. 67. – S. 49-54.
3. Kozachenko O.V. Matematichne modelyuvannya vzajemodii leza z gruntovim seredovishchem / O.V. Kozachenko, O.M. Shkregal, V.S. Kadenko // Tekhnichnij servis agropromislovogo, lisovogo ta transportnogo kompleksiv: Naukovij zhurnal. – Harkiv: HNTUSG, 2014. - №2. – S.86-91.
4. Kobec A.S. Issledovanie iznosa kultivatornyh lap, osnashchennyh ehlementami lokalnogo uprochneniya rabochej poverhnosti / A.S. Kobec, B.A. Volik, A.N. Pugach // Visnik Harkivskogo nacionalnogo tekhnichnogo universitetu silskogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. – Harkiv: HNTUSG. – 2007. – Vip. 59.– T.1. – S. 76-80.
5. Sainsus O.D. Pidvishchennya dovgovichnosti lap kultivatoriv kompozicijnim pokrittyam pereminnogo skladu: avtoref. dis. kand. tekhn. nauk: 05.05.11 / Sainsus O.D. – Kirovograd, 2008. – 20 s.
6. Kozachenko O.V. Teoretichne obgruntuvannya racionalnoi geometrichnoi formi lapi kultivatora /O.V. Kozachenko, V.S. Kadenko, O.M. Shkregal // Visnik Sumskogo nacionalnogo agrarnogo universitetu. Seriya «Mehanizaciya ta avtomatizaciya virobnichih procesiv. Vip.10/1 (29), 2016. – S.48-52.

Дмитрів В.Т.,
Банга В.І.,
Львівський національний
аграрний університет,
м. Львів, Україна,
E-mail: vasyibanha@gmail.com

ВИМІРЮВАЧ МАСОВОГО ПОТОКУ ДИСПЕРСНИХ МАТЕРІАЛІВ

УДК 681.5.08:62

Обґрунтовано конструкцію і методику вимірювання потоку дисперсних матеріалів в динамічному режимі, основними перевагами якої в порівнянні з існуючими є синхронна з роботою дозуючих пристроїв, обробка результатів досліджень і відображення на моніторі комп'ютера або створення твердих копій реалізацій випадкового процесу. Завдяки високій швидкодії застосовуваного аналогово-цифрового перетворювача у випадку необхідності можна забезпечити дискретизацію неперервного випадкового процесу дозування, що дозволяє одержати до 100 значень і більше за секунду і, як наслідок, високу інформативність досліджень.

За результатами математичного моделювання, проведено дослідження залежності довжини компенсатора динамічних зусиль, довжини вимірювальної площини, зміни кута повороту та нахилу вимірювальної площини.

Ключові слова: *вимірювач, маса потоку, тензодатчик, тензовимірювальна площа, калібрування, дисперсний матеріал, кінетична енергія, компенсатор динамічних зусиль, момент інерції, швидкість потоку.*

Постановка проблеми. Дослідження дисперсних матеріалів без використання сучасних комп'ютеризованих систем вимірювання і обліку потоків мас в динамічному режимі неможливо забезпечити відповідну точність і швидкодію знімання інформації. Тому розроблення і дослідження вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів є актуальною.

Реалізація вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів на сучасній елементній базі забезпечить точність вимірювання з низькою постійною часу процесу вимірювання. Для реалізації вимірювача необхідно дослідити залежність зміни вихідного параметру від силових характеристик, що діють на вимірювальний елемент і обґрунтувати конструкційні параметри системи. Процес дозування дисперсних матеріалів, як кормороздавач суміші, досліджували для обґрунтування конструкційно-кінематичних параметрів робочого органу [1, 2]. Однак динамічних характеристик потоку матеріалу не проводили, а інтегрували дані маси потоку суміші і визначали середню похибку відхилення від заданої норми.

Дослідження нерівномірності дозування дисперсних матеріалів дозаторами безперервної дії вимагає наявності вимірювального обладнання, яке б враховувало масовий потік суміші, що носить випадковий характер і залежить від характеристики матеріалу. На процес вимірювання маси дисперсного компонента в процесі його потоку впливають фізико-механічні характеристики, модуль часток, їх маса, густина і вологість, швидкість руху частинок та коефіцієнт тертя.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Для вимірювання маси потоку сипких кормів існує ряд методів: ваговий із використанням ковшових та стрічкових автоматичних ваг; силовий, тахометричний, флуктуаційний, іонізаційний, кореляційний, оптичний, точковий. Кожен із методів має свої переваги та недоліки і може використовуватися в окремих випадках та при відповідних умовах, крім того, не завжди забезпечується оптимально допустима точність вимірювання. Найбільш оптимальним є ваговий метод, де точність вимірювання досягає 1,5 – 2,0 % [3-5]. Тому за основу прийнято даний метод і запропоновано динамічно-ваговий спосіб вимірювання маси потоку дисперсних кормів.

Мета роботи. Розроблення вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів як вимірювального обладнання для зняття динамічних характеристик дозування дозуючими робочими органами.

Конструкція вимірювача потоку дисперсних матеріалів. Для дослідження нерівномірності видачі індивідуальним дозатором використовували вимірювач маси потоку дисперсних матеріалів, калібрувальна схема якого наведена на рис.1, а загальний вигляд на рис. 2. [8].

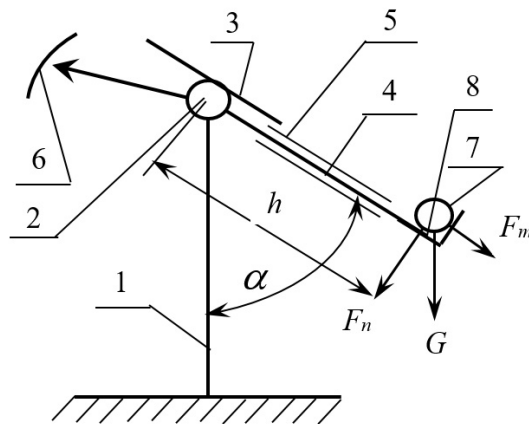


Рис. 1 – Калібрувальна схема вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів:

1 – опора; 2 – поздовжня балка; 3 – компенсатор динамічних зусиль; 4 – тензовимірювальна площина; 5 – тензодатчик; 6 – механізм зміни кута нахилу тензовимірювальної площини; 7 – гирі; 8 – фіксована пластина для гир

Дослідження проводили таким чином. Потік сипкого корму подавався на площинний компенсатор динамічних зусиль 3 де поглиналась кінетична енергія частинок сипкого корму. З площинного компенсатора 3, корм під дією сили тяжіння зсувався по тензовимірювальній площині 4. При проходженні частинок корму через тензовимірювальну площину 4 під дією сили тяжіння площина прогиналася. Прогин фіксувався тензодатчиками 5, рівномірний зсув частинок корму по тензовимірювальній площині 4 залежно від фізико-механічних характеристик і корму забезпечувався зміною кута нахилу α вимірювальної площини 4 та компенсатора динамічних зусиль 3. Сигнал, який надходив від вимірювальної площини 4, як це показано на рис. 1, підсилювався тензопідсилювачем. Результуючі сигнали сприймав блок аналогово-цифрового перетворення L-154, який встановлений в комп'ютер. Запис реалізації випадкового процесу нерівномірності видачі відображався на моніторі комп'ютера. Інформація в цифровому вигляді записувалася у файл досліджень, а за необхідності виводилася на принтер. Блок-схема для дослідження нерівномірності дозування робочих органів дозатора вимірювачем маси потоку дисперсних матеріалів наведена на рис. 3.

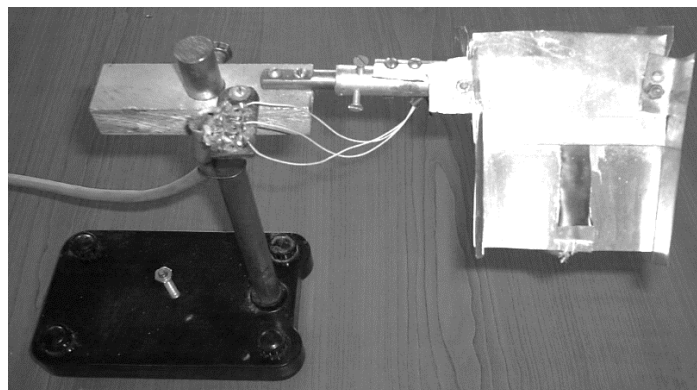


Рис. 2 – Загальний вигляд вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів

Основними перевагами запропонованої методики порівняно з існуючими є синхронна з роботою індивідуального дозатора обробка результатів досліджень і відображення на моніторі комп'ютера або створення твердих копій реалізацій випадкового процесу. Завдяки високій швидкодії застосовуваного аналогово-цифрового перетворювача у випадку необхідності можна забезпечити дискретизацію неперервного випадкового процесу дозування дозатором, що дозволяє одержати до 100 значень і більше за секунду і, як наслідок, високу інформативність досліджень.

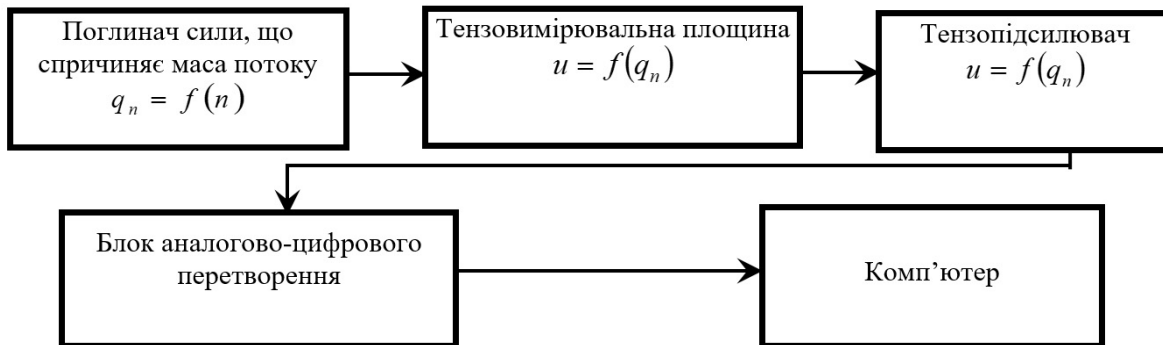


Рис. 3 – Блок-схема для дослідження нерівномірності дозування робочих органів дозатора вимірювачем маси потоку дисперсних матеріалів

Розроблення аналітичної моделі вимірювача. Розглянемо функціонування системи вимірювання маси. Для вимірювання безпосередньо маси потоку корму необхідно усунути вплив кінетичної енергії на частинку, яка накопичується в процесі її падіння від дозувального робочого органу до вимірювальної площини. Для цього нами використаний у пристрої компенсатор динамічних зусиль 3 (рис. 1). Розглянемо дію сил на елементарну частинку комбікорму при її русі на компенсаторі динамічних зусиль (рис.4).

Виключення кінетичної енергії, яка діє на елементарну частинку комбікорму, відбудеться за умови, що швидкість $v_2 = 0$. Швидкість, якої набуває частинка у момент дотикання до компенсатора динамічних зусиль, становитиме:

$$v_1 = \sqrt{2 \cdot g \cdot h_e}, \quad (1)$$

де v_1 – швидкість елементарної частинки комбікорму, м/с; h_e – висота від кінця дозувального робочого органу до компенсатора динамічних зусиль, м.

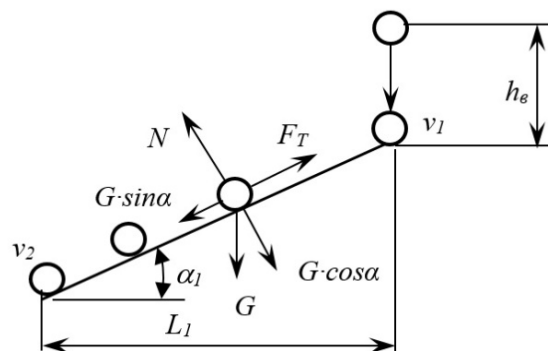


Рис. 4 – Схема дії сил на елементарну частинку комбікорму при її русі на компенсаторі динамічних зусиль: G – сила маси, Н; N – сила нормальної реакції, Н; F_T – сила тертя, Н

На елементарну частинку комбікорму, яка знаходиться на компенсаторі динамічних зусиль, діють наступні сили: сила маси частинки, яка розраховується за формулою $G = m \cdot g$; сила нормальної реакції $N = G \cdot \cos \alpha_1$; сила тертя частинки об компенсатор $F_T = G \cdot \sin \alpha_1$.

сатор $F_T = G \cdot \cos \alpha_1 \cdot f$, де m – маса елементарної частинки корму; g – прискорення вільного падіння, м/с²; f – коефіцієнт тертя комбікорму об компенсатор динамічних зусиль.

Запишемо рівняння зміни кінетичної енергії елементарної частинки за аналогією [6] як:

$$\frac{m \cdot v_1^2}{2} - \frac{m \cdot v_2^2}{2} = -L_k \cdot G \cdot \sin \alpha_1 + L_k \cdot F_T, \quad (2)$$

де L_k – довжина компенсатора динамічних зусиль, м.

Враховуючи, що $m = G/g$; $v_2 = 0$ і підставивши вираз для сили F_T , одержимо:

$$\frac{G \cdot v_1^2}{2 \cdot g} = L_k \cdot G \cdot (f \cdot \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1). \quad (3)$$

З рівняння (3) визначимо значення довжини компенсатора L_k динамічних зусиль за формулою

$$L_k = \frac{v_1^2}{2 \cdot g \cdot (f \cdot \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1)}$$

або з врахуванням виразу (1) одержимо:

$$L_k = \frac{h}{f \cdot \cos \alpha_1 - \sin \alpha_1}. \quad (4)$$

Довжина компенсатора динамічних зусиль L_k забезпечить виключення впливу кінетичної енергії на процес вимірювання потоку маси.

Вимірювання потоку маси буде здійснюватись вимірювальною площиною 4 (див. рис. 1). Важливо забезпечити проходження потоку протягом заданого часу, що дозволить одержати максимальну інформативність про масу потоку сипкого комбікорму. Тривалість проходження сипкого корму по вимірювальній площині повинна узгоджуватись із часом вимірювання продуктивності дозатора при дослідженні. Приймаємо час вимірювання $t = 1$ с, тому продуктивність дозатора при дослідженнях має розмірність кг/с. Розглянемо дію сил на елементарну частинку комбікорму при проходженні її по вимірювальній площині (рис. 5).

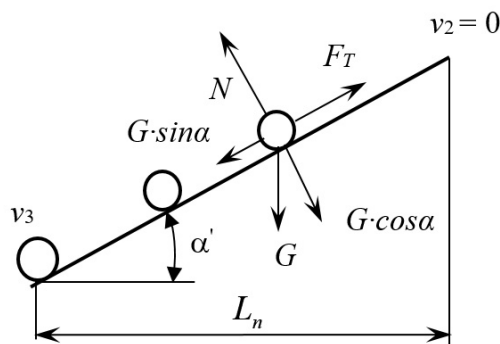


Рис. 5 – Схема дії сил на елементарну частинку сипкого матеріалу при русі її по вимірювальній площині

Дана задача є класичною при русі частинки по похилій площині [6].

Запишемо рівняння руху частинки по похилій поверхні:

$$m \cdot \ddot{x} = m \cdot g \cdot \sin \alpha' - f \cdot \cos \alpha',$$

або

$$\ddot{x} = m \cdot g \cdot \sin \alpha' - f \cdot \cos \alpha'. \quad (5)$$

Інтегруючи (5), одержимо рівняння швидкості руху елементарної частинки комбікорму по вимірювальній площині:

$$\frac{dx}{dt} = g \cdot (\sin \alpha' - f \cdot \cos \alpha') \cdot t, \quad (6)$$

де t – час руху елементарної частинки комбікорму по вимірювальній площині, с.

Повторно інтегруючи, знаходимо шлях, який пройде частинка комбікорму за формулою

$$x = g \cdot (\sin \alpha' - f \cdot \cos \alpha') \cdot \frac{t^2}{2}. \quad (7)$$

Прийнявши, що $x = L_n$, де L_n – довжина вимірювальної площини, м і $t = 1$ с, одержимо:

$$L_n = \frac{g \cdot (\sin \alpha' - f \cdot \cos \alpha')}{2}. \quad (8)$$

Для визначення оптимальної довжини вимірювальної площини L_n при походженні сипучого корму, уточнюємо кут її згину.

Розглянемо вимірювальну площину як балку із защемленим кінцем, на яку діє розподілене навантаження інтенсивністю q_n , що відповідає секундній продуктивності дозатора (рис. 6).

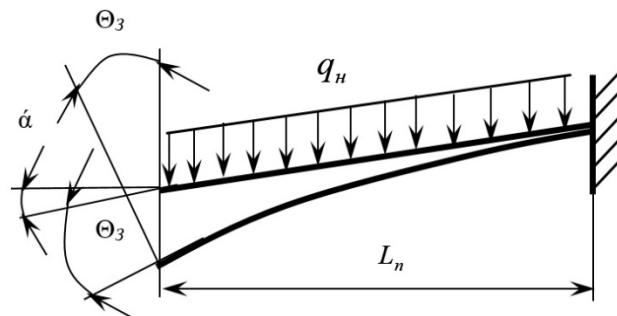


Рис. 6 – Схема згину вимірювальної площини під дією розподіленого навантаження інтенсивністю q_n : α – кут нахилу вимірювальної площини до горизонталі, град.; Θ – кут повороту вимірювальної площини від дії навантаження, град.

Згідно з універсальним рівнянням прогинів [7] для нашого варіанта одержимо наступне:

$$E \cdot I \cdot y(x) = \frac{1}{2} \cdot \frac{q_n \cdot L_n^2}{2} \cdot x^2 - \frac{q_n \cdot L_n}{6} \cdot x^3 + \frac{q_n}{24} \cdot x^4, \quad (9)$$

Диференціюючи рівняння прогинів (9), одержимо рівняння кутів повороту поперечних перерізів вимірювальної площини:

$$E \cdot I \cdot y'(x) = \frac{q_n \cdot L_n^2}{2} \cdot x - \frac{q_n \cdot L_n}{2} \cdot x^2 + \frac{q_n}{6} \cdot x^3. \quad (10)$$

Прийнявши $x = L_n$ та підставивши у рівняння (9) і (10), одержимо наступні вирази для визначення прогину на кінці вимірювальної площини і кута її повороту:

$$y_{3z} = \frac{q_n \cdot L_n^4}{8 \cdot E \cdot I}; \quad \Theta_3 = \frac{q_n \cdot L_n^3}{6 \cdot E \cdot I}, \quad (11)$$

де E – модуль пружності матеріалу вимірювальної площини, Н/м²; I – момент інерції вимірювальної площини, м⁴.

Загальний кут нахилу вимірювальної площини з врахуванням кута повороту при дії навантаження, визначається за формулою

$$\alpha = \alpha' + \Theta_3. \quad (12)$$

За результатами математичного моделювання, проведено дослідження залежності довжини компенсатора динамічних зусиль і довжини вимірювальної площини за вказаних умов.

Для вимірювача потоку дисперсних матеріалів вибрані такі конструктивні характеристики: кут нахилу вимірювальної площини до горизонталі $\alpha' = 27,25^\circ$; товщина вимірювальної площини $\delta_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м; довжина вимірювальної площини $L_n = 0,065$ м; ширина $b_n = 0,069$ м; модуль пружності фосфористої бронзи $E = 1,15 \cdot 10^6$ кгс/см². Момент інерції для заданих конструктивних розмірів вимірювальної площини розраховується за формулою $I = b \cdot \delta^3 / 12$ і буде становити $I = 1,94 \cdot 10^{-6}$ см⁴. За рівнянням (5) проведено моделювання зміни кута повороту, а за рівнянням (6) – сумарного кута нахилу вимірювальної площини при сталій часу зміни інтенсивності розподіленого навантаження 1 с.

Калібрування вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів для дослідження нерівномірності і точності дозування робочих органів дозаторів кормів (див. рис. 1) проводили наступним чином. Вимірювальну площину 4 з фіксованою пластиною 8 і тензодатчиками 5, які з'єднані в схему вимірювального моста, статично навантажували стандартними гирями 7 різної ваги від $2,5 \cdot 10^{-3}$ до 0,08 кг з кроком $2,5 \cdot 10^{-3}$ кг. Під навантаженням вимірювальна площина 4 прогиналася, прогин фіксувався тензодатчиками 5, значення його відображались на моніторі комп'ютера. Електричний сигнал від тензодатчиків підсилювався тензопідсилювачем і подавався на аналогово-цифровий модуль L-154, який є інтерфейсом комп'ютера. Значення даних калібрування у цифровому вигляді записували у комп'ютер. Калібрувальний графік зміни вихідної напруги тензодатчиків вимірювача потоку дисперсних матеріалів від маси проходження потоку по тензовимірювальній площині наведено на рис. 7

Момент, який діє на тензовимірювальну площину, визначали за формулою

$$M = F_n \cdot h_c, \quad (13)$$

де F_n – сила, яка діє на тензовимірювальну площину, Н; h_c – плече сили, м.

Сила, яка діє на тензовимірювальну площину, визначали за формулою

$$F_n = G \cdot \sin \alpha, \quad (14)$$

де G – сила маси, яка діє на тензовимірювальну площину, Н; α – кут нахилу тензовимірювальної площини, град.

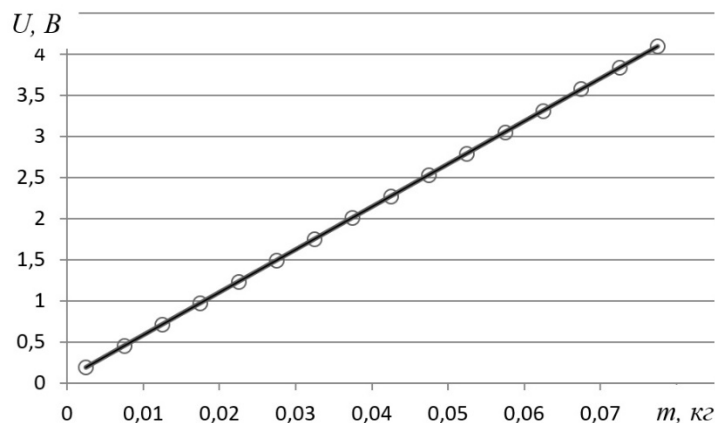


Рис. 7 – Калібрувальний графік зміни вихідної напруги U тензодатчиків вимірювача потоку дисперсних матеріалів від маси t проходження потоку по тензовимірювальній площині

За результатами калібрування вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів одержано рівняння регресії:

$$U = 51,97 \cdot m_{\kappa} + 0,0609, \quad (15)$$

де U – вихідна напруга тензодатчиків вимірювача маси потоку дисперсних матеріалів, В;
 m – маса потоку комбікорму, що відповідає продуктивності дозувальних робочих органів дозатора, кг/с.

Висновки:

1. Функціонування вимірювача потоку дисперсних матеріалів в динамічному режимі забезпечення точності вимірювання і достовірності одержаних даних можливі при куті нахилу компенсатора динамічних зусиль до горизонталі $\alpha_1 = 3^\circ$, довжині компенсатора $L_{\kappa} = 0,045$ м, довжині вимірювальної площині $L_n = 0,065$ м і куті його попереднього нахилу до горизонталі $\alpha' = 27,25^\circ$. Вимірювальну площину згідно з [7] виготовили із фосфористої бронзи шириною $b_n = 0,069$ м і товщиною $\delta_n = 1,5 \cdot 10^{-3}$ м.

2. За результатами калібрування вимірювача встановлено залежність вихідної напруги тензодатчиків вимірювача потоку дисперсних матеріалів U від проходження маси потоку дисперсних матеріалів m по тензовимірювальній площині.

Література:

1. Банга В.І. Експериментальні дослідження індивідуального дозатора комбікормів з конусним робочим органом / В.І. Банга // Вісник Львів. ДАУ: Агроінженерні дослідження. – 2003. – №7. – С.123-127.
2. Степук Л.Я. Механізація дозирования в кормоприготовлении / Л.Я. Степук – Минск: Ураджай, 1986. – 152 с.
3. Витратомір SOLIDFLOW – Альтернатива вагового методу вимірювання в харчовій промисловості - Режим доступу: <https://www.kck.ua/ua/applications/elevatory/rackhodomer-solidflow> – Дата звернення: 13.03.2018.
4. Регулятор потоку сипучих матеріалів SolidFlow - Режим доступу: https://www.kck.ua/ua/dir/oborudovanie_dlya_syuchih/rashod/rackhodomer-syuchikh-materialov-solidflow.html – Дата звернення: 13.03.2018.
5. Витратомір сипучих матеріалів – Режим доступу: <http://schenckprocess.com.ua/Products/Equipment/Multicor.html> – Дата звернення: 13.03.2018.
6. Яблонский А.А. / А.А. Яблонский. Курс теоретической механики. Ч. II. Динамика. – М.: Высшая школа, – 1966. С. 240.
7. Посацький С.Л. / С.Л. Посацький. Опір матеріалів. – Львів, В-цтво Львівського університету, 1963. С. 184-187.
8. Дмитрів В.Т., Жінчин Я.С., Банга В.І. Дослідження вимірювача маси потоку сипких матеріалів / В.Т. Дмитрів, Я.С.Жінчин, В.І.Банга //Вісник Львівського державного аграрного університету: Агроінженерні дослідження. –2004. – №8. – С.201–209.

Summaru

Dmytriv V.T., Banha V.I. Measuring the mass flow of disperse materials

Reasonable design and methods of measurement of flow of particulate material in the dynamic mode, the following advantages compared to existing is synchronous with the dosing devices, processing of research results and their display on a computer monitor or creating hard copies of the random process. Due to the high performance of the used analog-to-digital

Converter if necessary you can ensure that the discretization of continuous random batching process, which allows to obtain a maximum of 100 measurements and more per second and, consequently, high information content studies.

According to the results of mathematical modeling, this study depends on the length of compensator of dynamic efforts, the length of the measuring plane, changing the angle of tilt of the measurement plane.

For the flow of dispersed materials is selected the following design features: angle of inclination of the measuring plane to the horizontal; the thickness, width and length of the measuring plane; the modulus of elasticity of phosphor bronze cloth of the meter.

The functioning of the flow meter of disperse materials in a dynamic mode is ensured for the accuracy of the measurement and the reliability of the data obtained at an angle of the compensator of the dynamic forces to the horizontal $\alpha_1 = 3^\circ$, the length of the compensator = 0,045 m, the length of the measuring plane = 0,065 m and the angle of its previous tilt to the horizon $\alpha' = 27.25^\circ$. The width and thickness of the measuring plane, which is = 0.069 m and = $1.5 \cdot 10^{-3}$ m, are discussed.

As a result of the calibration of the meter, the dependence of the output voltage of the strain gauges of the flow meter of dispersed materials on the mass flow of dispersed materials along the strain gauge plane was established.

Keywords: meter, mass flow, load cell, tentively plane, calibration, particulate material, the kinetic energy, the compensator dynamic forces, moment of inertia, the speed of the flow.

References

1. Banga V.I. Eksperimental'ni doslidzhennja individual'nogo dozatora kombikormiv z korusnim robochim organom / V.I. Banga // Visnik L'viv. DAU: Agroinzhenerni doslidzhennja. – 2003. – №7. – S.123-127.
2. Stepuk L.JA. Mehanizacija dozirovanija v kormoprigitovlenii / L.JA. Stepuk – Minsk: Uradzhaj, 1986. – 152 s.
3. Vitratomir SOLIDFLOW – Al'ternativa vagovogo metodu vimirjuvannja v harchovij promislovosti - Rezhim dostupu: <https://www.kck.ua/ua/applications/elevatory/rackhodomer-solidflow> – Data zvernennja: 13.03.2018.
4. Reguljator potoku sipuchih materialiv SolidFlow – Rezhim dostupu: https://www.kck.ua/ua/dir/oborudovanie_dlya_sypuchih/rashod/rackhodomer-cypuchikh-materialov-solidflow.html – Data zvernennja: 13.03.2018.
5. Vitratomir sipuchih materialiv – Rezhim dostupu: <http://schenckprocess.com.ua/Products/Equipment/Multicor.html> – Data zvernennja: 13.03.2018.
6. Jablonskij A.A. / A.A. JAblonskij. Kurs teoreticheskoy mehaniki. CH. II. Dinamika. – M.: Vysshaja shkola, 1966. S. 240.
7. Posac'kij S.L. / S.L. Posac'kij. Opir materialiv. - L'viv, V-ctvo L'vivs'kogo universitetu, 1963. S. 184-187.
8. Dmitriv V.T., Zhinchin J.S., Banga V.I. Doslidzhennja vimirjuvacha masi potoku sipkih materialiv / V.T. Dmitriv, J.S.Zhinchin, V.I.Banga //Visnik L'vivs'kogo derzhavnogo agrarnogo universitetu: Agroinzhenerni doslidzhennja. –2004. – №8. – S.201–209.

Кухаренко П.М.,
Дніпропетровський державний
аграрно-економічний університет,
м. Дніпро, Україна,
E-mail: kuharenkopetr@gmail.com

**ДОСЛІДЖЕННЯ ВПЛИВУ ПАРАМЕТРІВ
НАЛАШТУВАНЬ НА ТЕХНІКО-ЕКСПЛУАТА-
ЦІЙНІ ПОКАЗНИКИ ТА НАДІЙНІСТЬ
МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ НА БАЗІ
ТРАКТОРІВ JOHN DEERE 8335R**

УДК 631.334

Сучасні тенденції комплектування машинно-тракторних агрегатів (МТА) у господарствах України спрямовані на нароццування частки використання тракторів відомих світових фірм. Зокрема на ринку України широко представлені трактори фірми John Deere. Комплектування машинно-тракторних агрегатів, з такими тракторами, при виконанні широкого комплексу технологічних операцій в рослинництві, має свої особливості. Ці особливості, в першу чергу, полягають в відповідному алгоритмі експлуатаційних налаштувань трактора для роботи з конкретним типом та моделлю сільськогосподарської машини.

В останні роки відмічається підвищена увага виробників тракторної техніки до універсальних колісних тракторів з повним приводом, високої тягової потужності, класичної компоновки 4К4а з передніми колесами меншого розміру, ніж задні, до яких відносяться трактори John Deere 8335R.

Розвиток цієї схеми компоновки призвів до підвищення ролі переднього ведучого мосту за рахунок збільшення долі маси трактора, яка приходить на нього, застосування шин передніх коліс збільшеного типорозміру для покращення зчеплення з ґрунтом. Особливістю комплектування агрегатів з тракторами такої схеми компоновки є можливість баластування трактора. Тобто забезпечення широкого діапазону зміни маси трактора в залежності від роботи, що виконується і знарядь, що застосовуються, за рахунок чого досягається найбільш ефективно використання тягової потужності і забезпечується економія палива. Такий підхід дає можливість значно розширити діапазон тягових зусиль тракторів, який має обмеження перш за все надійністю силових механізмів тракторів. Тому виробники, не обмежуючи ширини захвату агрегатів, висувають жорсткі умови до швидкісного режиму руху агрегатів. Без врахування цих особливостей не можливо досягти прийнятних техніко-експлуатаційних показників роботи МТА та його експлуатаційної надійності.

В статті обґрунтований та запропонований основний алгоритм налаштувань машинно-тракторного агрегату на базі тракторів John Deere 8335R, в процесі його комплектування, для покращення основних техніко-експлуатаційних показників його роботи та зменшення інтенсивності зносу пневматичних шин переднього мосту.

Ключові слова: машинно-тракторний агрегат, трактор, кінематична невідповідність, колова швидкість, ведучі колеса, буксування, паливна економічність, експлуатаційна вага, знос шин, баластування, блокований міжосьовий привід, ведучий міст.

Аналіз досліджень і публікацій. Особливістю комплектування агрегатів з сучасними повно приводними тракторами, високої тягової потужності, класичної компоновки 4К4а з передніми колесами меншого розміру, ніж задні, до яких відносяться трактори John Deere 8335R є можливість баластування трактора. Тобто забезпечення широкого діапазону зміни маси трактора в залежності від роботи, що виконується і знарядь, що застосовуються, за рахунок чого досягається найбільш ефективно використання тягової потужності і забезпечується економія палива [3, 4, 5]. Такий підхід дає можливість значно розширити діапазон тягових зусиль тракторів, який має обмеження перш за все надійністю силових механізмів тракторів. Тому виробники, не обмежуючи ширини захвату агрегатів, висувають жорсткі умови до швидкісного режиму руху агрегатів.[5]

Проведення баластування трактора повинне супроводжуватися врахуванням його впливу на кінематичну невідповідність коліс і динамічну нерівномірність навантаження коліс [1,2,4,6,7]. Кінематична невідповідність рушіїв тракторів колісної формули 4К4а – явище досить розповсюджене, але вивчене ще не в достатній мірі. Воно викликає під час роботи МТА значну перевитрату палива та призводить до прискореного зносу пневматичних шин переднього ведучого мосту за рахунок буксування та юзу [1,2,4,6,7].

Мета досліджень. Розвиток методів аналітичного розрахунку тягово-зчіпних властивостей існуючих моделей тракторів, з врахуванням умов їх експлуатації та особливостей динамічного навантаження трактора, у складі машинно-тракторного агрегату, технологічним процесом.

Результати досліджень. Розглянемо прямолінійний рух трактора з колісною формулою 4К4а (John Deere 8335R) по рівній поверхні при наявності деякої різниці теоретичних швидкостей передніх і задніх коліс.

У тракторів з блокованим приводом ведучих осей, до яких відноситься трактор John Deere 8335R, завжди існує деяка невідповідність теоретичних поступальних швидкостей руху між передніми і задніми колесами, тому що майже неможливо абсолютно узгодити кутові швидкості їх обертання навіть під час рівномірного прямолінійного руху. Їх динамічні радіуси коліс, які кінематично пов'язані між собою, відрізняються у межах допустимих відхилень від їх номінальних розмірів, передбачених стандартом. З врахуванням характеру нерівномірності зносу протектора, значення тиску повітря в шинах та значень нормальних реакцій коліс, кутові швидкості їх обертання будуть набувати все більшої розбіжності.

Вирівнювання поступальних швидкостей обох ведучих осей, тобто забезпечення рівності дійсних швидкостей $V_{T1} = V_{T2} = V$, може бути забезпечено тільки при умові певного буксування або юзу коліс, оскільки буксування зменшує поступальну швидкість осі колеса, а юз її збільшує. Колеса, у яких теоретична колова швидкість більша будемо вважати, такими які забігають, а у яких менша - відстаючими. Для трактора з колісною формулою 4К4а (передні колеса мають менший розмір ніж задні, всі моделі John Deere з суцільною рамою) колесами які забігають є задні.

Вказану рівність поступальних швидкостей руху ($v_1 = v_2 = v$) обох ведучих осей трактора John Deere 8335R, з блокованим міжосьовим приводом, можна описати рівнянням

$$V_{T1} \times (1 - \delta_1) = V_{T2} \times (1 - \delta_2) = V \quad (1)$$

де V_{T1} , V_{T2} і δ_1 , δ_2 – теоретичні поступальні швидкості та відповідно коефіцієнти ковзання (буксування, юзу) відстаючих та коліс які забігають.

Назвемо вираз

$$k_H = \frac{V_{T2}}{V_{T1}} = \frac{(1-\delta_1)}{(1-\delta_2)} \quad (2)$$

коефіцієнтом кінематичної невідповідності задніх та передніх ведучих коліс.

Для кожного трактора цей коефіцієнт буде різним, при чому він може змінюватися, для одного і того ж трактора, в залежності від умов роботи. В залежності від того, яка експлуатаційна вага навісного або напівнавісного знаряддя передається на остов трактора, змінюються радіуси коліс, відповідно до їх зміни, змінюється коефіцієнт кінематичної невідповідності коліс.

З аналізу формули випливає, що коефіцієнт (2) завжди більше одиниці. Між буксуванням коліс які забігають та буксуванням (або юзом) відстаючих існує певна залежність, яка на основі формул (1 та 2) виражається співвідношенням

$$\delta_1 = 1 - \frac{V_{T2}}{V_{T1}} \times (1 - \delta_2) = 1 - k_H \times (1 - \delta_2) \quad (3)$$

Величина δ_2 в цій формулі завжди позитивна, так як колеса, які забігають, завжди працюють з деяким позитивним буксуванням. А у відстаючих коліс буксування δ_1 може бути величиною негативною, нульовою та позитивною. Якщо δ_1 має негативне значення, то відстаючі колеса рухаються з юзом, якщо $\delta_1=0$, то вони котяться без юзу та буксування,

якщо δ_1 має позитивне значення, то відстаючі колеса працюють з буксуванням, але величина буксування у них менша, ніж у коліс які забігають.

Найкращі тягові показники трактора можливо досягти при рівності ковочих швидкостей передніх та задніх коліс, тобто при умові, що коефіцієнт кінематичної невідповідності $\kappa_n=1$. В цьому разі передні та задні колеса працювали б з однаковим буксуванням $\delta_1=\delta_2$ і їх зчіпні властивості були б використані в повній мірі.

Наявність кінематичної невідповідності коліс погіршує тягові показники трактора. Якщо в результаті кінематичної невідповідності передні та задні колеса працюють з різним буксуванням, то зчіпні якості відстаючих коліс використовуються в меншій мірі, ніж зчіпні якості коліс які забігають. Чим більша кінематична невідповідність, тим більш нерівномірно використовуються зчіпні якості коліс обох осей. Найбільш негативно впливає на тягові показники трактора юз відстаючих коліс. В цьому випадку ведучими колесами залишаються тільки колеса які забігають, так як відстаючі колеса котяться з юзом, а значить, вони стають веденими.

В машинно-тракторного агрегату, з навісним зняряддям, відбувається перерозподіл експлуатаційної ваги МТА на користь заднього мосту трактора в результаті якого погіршуються тягові можливості переднього мосту (рис.1).

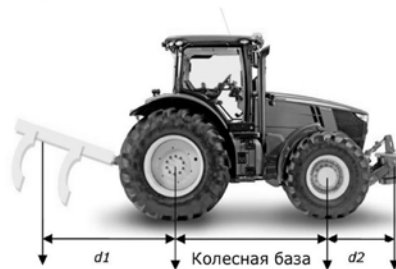


Рис.1 – Перерозподіл експлуатаційної ваги трактора з навісним зняряддям

Перенос ваги від заднього вантажу на передній міст визначається по залежності:

$$\Delta G = -\frac{d_1}{L} \times G_{zn} \quad (4)$$

де L – колісна база; G_{zn} – вага зняряддя; d_1 – відстань від центру експлуатаційної ваги зняряддя до задньої осі трактора.

Для напівнавісного зняряддя, у якого центр експлуатаційної ваги розташований попереду опорних коліс, методика інша. При такому способі агрегування, згідно розрахункової схеми навантажень (рис.2), на задню навіску діє сила (F) з боку зняряддя, яка розраховується за формулою:

$$F = W \times \frac{d_2}{d_3} \quad (5)$$

де d_2 – відстань від опорного колеса до центра експлуатаційної ваги зняряддя; d_3 – відстань від опорного колеса до точки причіпки; W – вага зняряддя.

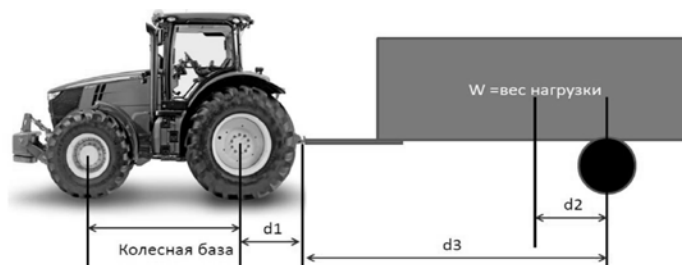


Рис. 2 – Розрахункова схема для визначення параметрів баластування

Дія цієї сили буде сприяти розвантаженню передніх ведучих коліс, погіршенню їх тягово-зчіпних властивостей, підвищенню буксування і, як наслідок, зростанню інтенсивності зносу.

Тому для покращення тягово-зчіпних властивостей трактора у складі МТА та зменшення негативного впливу ходових систем на ущільнення та стирання ґрунту необхідно комплексно вирішувати задачу баластування за наступним алгоритмом.

В залежності від типу знаряддя, встановити загальну експлуатаційну вагу трактора та статично розподілити її між мостами згідно рекомендацій табл.1. та табл.2.

Таблиця 1

Вимоги до баластування трактора John Deere 8335R.

Тип знаряддя	Важке	Середнє	Легке	Тип переднього мосту
Робоча швидкість, км/год	менше 7,5	7,5...9	більше 9	MFWD
Відношення маси до потужності(ВВП), кг/к.с.	64	60	55	
Статичний розподіл ваги трактора, %	25...35 % на передній міст			

Після навішування сільськогосподарської машини провести додаткове баластування (згідно схем рис.1 та рис.2) з метою розосередження навантаження по осях трактора при комбінованому (передньому, задньому і міжосьовому) навішуванню машин, що дозволить забезпечити оптимальне навантаження на колеса трактора.

Після визначення навантаження на шину, з врахуванням динамічного розподілу експлуатаційної ваги МТА при його русі в робочому стані, необхідно встановити рекомендований тиск в шинах коліс (згідно табл.3).

Таблиця 2

Робочі швидкості знарядь для обробітки ґрунту John Deere

Тип	Знаряддя	Рекомендована робоча швидкість
Важке	Глибкорозпушувач для мінімального обробітки ґрунту (2100)	6,4 – 8 км/год
	Глибкорозпушувач з V-образною рамою (913, 915)	6,4 – 9,6 км/год
	Відвальний плуг (3810;3910)	6-10 км/год
Середнє	Дисковий глибкорозпушувач (2720)	6,4 – 9,7 км/год
	Мульчуючий глибкорозпушувач (2730)	6,4 – 9,7 км/год
	Чизельний плуг (2410)	8 – 11,2 км/год
Легке	Дискова борона (2620;2623;2625)	7 – 11,6 км/год
	Культиватор(2210)	8 – 13 км/год
	Комбінований культиватор (2310)	9 -16 км/год
	2623VT	11,4 – 16,1 км/год

Таблиця 3

Рекомендований тиск в шинах коліс.

Вантажопідйомність(кг) в залежності від тиску в шинах (бар)										Швидкість руху, км/год
0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4	1,6	2	2,4	3	
2020	2365	2680	2980	3255	3565	3865	4315	4690	5500	12

По завершенню баластування та регулювання тиску в шинах необхідно здійснити контроль буксування ведучих коліс.

Під час дослідження впливу параметрів налаштувань на техніко-експлуатаційні показники та надійність машинно-тракторних агрегатів за об'єкт досліджень був прийнятий серійний машинно-тракторний агрегат у складі трактора John Deere 8335R та плугу John Deere 3810 який здійснював оранку ґрунту на полі після збирання кукурудзи на зерно в умовах Дніпропетровської області.

Встановлений діапазон регулювань маси трактора John Deere 8335R, на задніх шинах 710/70R42, знаходився в межах від 11100 до 12340 кг. Основні експлуатаційні налаштування були здійснені згідно вище наведеної методики. Для визначення параметрів буксування рушіїв були застосовані відомі методики – за кількістю обертів коліс та за пройденою дистанцією. Контроль тягового навантаження здійснювався за величиною обертів колінчастого валу двигуна, в інтервалі 2100...1950 хв.⁻¹

В результаті проведених досліджень була підтверджена наявність кінематичної невідповідності між колесами заднього та переднього мостів, як наслідок різного розподілу опорних реакцій ґрунту при різних варіантах баластування. Коефіцієнти кінематичної невідповідності коліс, з дослідними параметрами баластування, знаходилися в межах $k_n = 1.026 \dots 1.065$, що знайшло своє відображення в погіршенні паливної економічності до 18%.

Висновки:

1. Неузгодженість розподілу експлуатаційної ваги машинно-тракторного агрегату між ведучими мостами повно приводного трактора призводить до появи кінематичної невідповідності коліс.

2. Найбільш дієвим способом усунення кінематичної невідповідності між колесами повно приводного трактора є обґрунтований розподіл експлуатаційної ваги МТА між мостами трактора та встановлення раціональних значень тиску в шинах.

Література:

1. Водяник И. И. Воздействие ходовых систем на почву: (научные основы) / И. И. Водяник. – М. : Агропромиздат, 1980. – 172 с
2. Гуськов В.В. Тракторы. Теория: учебник для студентов вузов, обучающихся по специальности «Автомобили и тракторы» / В. В. Гуськов [и др.]; под общ. ред. В. В. Гуськова. – Москва : Машиностроение, 1988. – 375 с.
3. Кухаренко П. М. Сучасні підходи ефективної експлуатації та енергозбереження широкозахватних сільськогосподарських агрегатів / П. М. Кухаренко // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. – 2017. – Вип. 181. – С. 148-156.
4. Кухаренко П.М. Улучшение тягово-сцепных свойств тракторов на спареных колесах // Materials V International Scientific Congress «Agricultural machinery» Year I. Vol. 1/1. June 2017. – Varna, 2017. – P. 119-121.
5. Керівництво по експлуатації трактору «John Deere»
6. Надикто В.Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навч. посібник (НЛ) / В. Т. Надикто [и др.]. – Мелітополь, 2005. – 337 с.
7. Чудаков Д.А. Основы теории и расчета трактора и автомобиля / Д.А. Чудаков. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Колос, 1972. – 384 с

Summary

Kuharenko P.M. Research on the effect of setting parameters for technical-operating indicators and reliability of machine-tractor units on the John Deere 8335r traktor base

Modern trends in the compiling of machine-tractor units in Ukrainian farms are focused on increasing the share of tractors used by world-known firms. In particular, the Ukrainian market is widely represented by John Deere tractors. Compiling of machine-tractor units, with such tractors, when performing a wide range of technological operations in crop production, has its own special aspects. These aspects, in the first place, lies in the appropriate algorithm of the tractor's operational settings for work with the specific type and model of the agricultural machine.

In recent years, increased attention of tractor equipment manufacturers has been paid to universal wheeled tractors with full drive, high traction power, classical 4K4a arrangement where front wheels has smaller size than the rear ones, which include John Deere 8335R tractors.

The development of this componentry scheme has led to increase in the role of the front driving axle by increasing the proportion of the bulk of the tractor that falls on it, to usage of enlarged-size tires on the front wheels to improve soil adhesion. The feature of compiling the aggregates with tractors of such componentry scheme is the possibility of ballasting the tractor. This means providing a wide range of changes in tractor bulk depending on the work being done and the tools used, which results the most efficient use of traction power and fuel economy. This approach makes it possible to significantly expand the range of tractors' traction efforts, which is limited primarily by the reliability of powertrains of tractors. Therefore, manufacturers, without limiting the width of the capture of aggregates, demand rigid conditions for the high-speed motion mode of the unit. Without counting these features, it is not possible to achieve the acceptable technical and operational performance of the machine-tractor units and its operational reliability.

The article substantiates and proposes the basic algorithm for adjusting the John Deere 8335R tractor machine on the basis of its equipment, in order to improve its main technical and operational performance and reduce the wear intensity of the front axle pneumatic tires.

During the study of the influence of settings on the technical and operational parameters and the reliability of machine-tractor units for the research object was taken a serial tractor such as the John Deere 8335R tractor and the John Deere 3810 plow that carried out the plowing of soil in the field after corn harvesting on grain in the Dnipropetrovsk region.

As a result of the research, the appearance of a kinematic inconsistency between the rear and front axle wheels was confirmed as a result of different distribution of soil bearing reactions under different ballast variants. Estimated coefficients of kinematic inconsistency were within $k_n = 1.026 \dots 1.065$, which was reflected in the deterioration of fuel efficiency to 18%.

Keywords: machine tractor unit, tractor, kinematic inconsistency, speed, driving wheels, towing, fuel efficiency, operating weight, tire wear, ballasting, blocked axle drive, leading bridge.

References

1. Vodyanik I.I. Vozdejstvie hodovyh sistem na pochvu: (nauchnye osnovy) / I.I. Vodyanik. – M.: Agropromizdat, 1980. – 172 s
2. Gus'kov V.V. Traktory. Teoriya: uchebnik dlya studentov vuzov, obuchayushchihsya po special'nosti «Avtomobili i traktory» / V.V. Gus'kov [i dr.]; pod obshch. red. V. V. Gus'kova. – Moskva: Mashinostroenie, 1988. – 375 s.
3. Kuharenko P.M. Suchasni pidhodi efektyvnoï ekspluatacii ta energozberezheniya shirokozahvatnih sil's'kogospodars'kih agregativ / P.M. Kuharenko // Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka. – 2017. – Vip. 181. – S. 148-156.
4. Kuharenko P.M. Uluchshenie tyagovo-scepnyh svojstv traktorov na sparenyh kolesah // Materials V International Scientific Congress «Agricultural machinery» Year I. Vol. 1/1. June 2017. – Varna, 2017. – P. 119-121.
5. Kerivnictvo po ekspluatacii tratkoru «John Deere»
6. Nadikto V.T. Novi mobil'ni energetichni zasobi Ukraïni. Teoretichni osnovi vikoris-tannya v zemlerobstvi: navch. posibnik (NL) / V.T. Nadikto [i dr.]. – Melitopol', 2005. – 337 s.
7. Chudakov D.A. Osnovy teorii i rascheta traktora i avtomobilya / D.A. Chudakov. – 2-e izd., pererab. i dop. – M.: Kolos, 1972. – 384 s.

Марчук В.Е.¹,
Ляшенко Б.А.²,
Градыский Ю.А.³

¹Национальный авиационный университет,
г. Киев, Украина

²Институт проблем прочности
имени Г.С. Писаренко НАН Украины
г. Киев, Украина

³Харьковский национальный технический
университет сельского хозяйства
имени П. Василенко
г. Харьков, Украина

ДИСКРЕТНОЕ УПРОЧНЕНИЕ РАБОЧИХ ПОВЕРХНОСТЕЙ МЕТОДАМИ ППД

УДК 620.178.16 (045)

Приведен обзор дискретного упрочнения рабочих поверхностей методами поверхностно-пластического упрочнения. Показано перспективность их применения для повышения износостойкости деталей машин и механизмов.

Ключевые слова: дискретное упрочнение, поверхностно-пластическое деформирование, микроуглубления, канавки.

Общая постановка проблемы и ее связь с научно-практическими задачами.

Несмотря на значительный прогресс науки о трении и изнашивании, вопросы повышения износостойкости в трибологических системах, особенно в экстремальных условиях эксплуатации, остаются во многом нерешенными. Это объясняется сложностью процессов и явлений, происходящих в тонких поверхностных слоях трибосопряжений, исследование которых за многолетнюю историю существования науки о трении и изнашивании вызывает значительный интерес трибологического сообщества. Необходимость комплексного обеспечения качества поверхностных слоев в трибологических системах определили в последнее время роль микрогеометрии поверхности трибоконтакта, что заложило основу нового научного направления – дискретное упрочнение поверхностей, как одну из перспективных направлений развития науки инженерии поверхности.

Сущность науки о дискретном упрочнении поверхностей заключается в разработке теории обоснованного конструирования форм дискретных участков поверхностного слоя рабочих поверхностей, их геометрических параметров и физико-химических свойств, которые обеспечивают повышенную адгезионную и когезионную стойкость в процессе деформации основы; формирование наиболее благоприятного напряженно-деформированного состояния в зонах фактического контакта при действии высоких контактных давлений контактирующих поверхностей; обеспечении работоспособности трибосопряжений с минимальным износом, в зависимости от условий эксплуатации.

Эффективность дискретной текстуры, которая возникает на рабочей поверхности при трении трибосопряжений, побудило трибологическое сообщество к созданию искусственных дискретных рельефов, которые создаются сегодня различными современными технологическими методами поверхностного упрочнения.

Обзор публикаций и результаты анализа. Результаты анализа методов дискретного упрочнения показали, что наиболее универсальными и эффективными являются способы создания на поверхностях трения различной формы искусственных регулярно расположенных дискретных микроуглублений или непрерывных микроканавок методами поверхностно-пластического деформирования, которые определяют главным образом контактные свойства поверхности: улучшение смазки, повышение сопротивления схватывания и коррозии, сокращение периода приработки.

Первые работы в этом направлении выполнены Фальцем К. в 20-е годы прошлого столетия, который предложил создавать каналы подвода масла к неподвижным элементам подшипников. Он рекомендовал наклон поверхности канавок на плоской детали выполнять 0,5% для больших скоростей при незначительном давлении и 0,2% – для малых скоростей и большом давлении [1]. Смазочные канавки в подшипниках необходимо располагать в ненагруженной зоне. Они облегчают засасывание масла в нагруженную зону и улучшают распределение смазки по длине подшипника.

В 80-х годах прошлого века, благодаря разработкам школы профессора Шнейдера Ю.Г. и его учеников [2-4], было разработаны научные основы создания и внедрения новых, основанных на поверхностном пластическом деформировании (ППД), способов образования на поверхностях трибоконтакта регулярных микрорельефов вместо шероховатости – методом вибрационного накатывания. Регулярность микрорельефа достигается тонким пластическим деформированием поверхностных слоев обрабатываемого материала шарами или алмазными наконечниками с усложнением кинематики за счет осцилляционного движения деформирующего элемента. В результате создаются одинаковые по форме, размеру и взаимному расположению микронеровности (рис. 1), что позволяет устанавливать оптимальный вид регулярного микрорельефа и значения его параметров, обеспечивая требуемые триботехнические характеристики [5]. Классификация таких способов дана в работе [2].

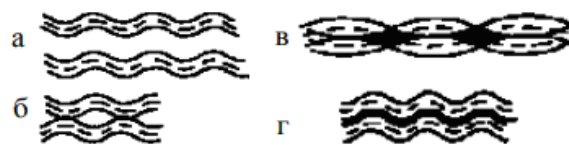


Рис. 1 – Микрорельеф, получаемый при вибровыглаживании:
а - каналы не касаются друг друга; в - каналы касаются друг друга;
б - каналы пересекаются; г - каналы накладываются

После вибронакатывания плоских поверхностей контактная жесткость и износостойкость деталей повышается в 1,5 – 3 раза, уменьшается момент трогания одной из деталей в контактной паре 1,5 – 1,7 раза, что способствует повышению плавности работы соединения. При сухом трении канавки работают как ловушки, задерживают в себе продукты износа, пыль и абразивные компоненты, благодаря чему локализуется их разрушительное действие. Микрорельеф с пересекающимися и обычными канавками обеспечивает хорошую износостойкость и герметичность в паре трения металлических деталей с различными резиновыми, а также пластмассовыми уплотнителями и сальниками. При обработке штоков гидроцилиндров землеройных машин, работающих в тяжелых условиях абразивного и коррозионного износа, вибронакатыванием стабильно обеспечивается получение шероховатости поверхности в пределах 1,6 – 0,2 мкм при одновременном увеличении микротвердости поверхностного слоя на 40 – 65%, гидравлическая плотность соединения с резиновыми уплотнителями растет на 45 – 70%, сила трения в соединении снижается на 40 – 55%, а усталостная прочность увеличивается на 30–40%, значительно возрастает коррозионная стойкость. Продолжительность периода нормального износа штоков после вибронакатывания на 40 – 50% выше, чем продолжительность этого периода, для шлифованных штоков [6].

С развитием и внедрением в производство высокоточного оборудования с числовым программным управлением (ЧПУ) была создана программа АСОРМР, которая позволила выполнять технологические операции вибронакатывания на станках с ЧПУ. Программа АСОРМР позволяет автоматически рассчитывать параметры регулярного микрорельефа целью обеспечения необходимых эксплуатационных свойств деталей и соединений [7].

В результате обобщения исследований и опыта использования разработок в промышленности был создан стандарт ГОСТ 24773-81 [8], согласно которому регулярный микроре-

льєф может быть, как частично, так и полностью регулярным. В первом случае на поверхности образуются непрерывные или дискретно расположенные углубления, между которыми остается первичный, чаще всего нерегулярный микрорельеф обрабатываемой поверхности. Во втором случае образуется полностью новый микрорельеф с одинаковыми по форме, высоте и взаимным расположением элементов дискретного рельефа.

Для расширения технологических возможностей способа вибронакатывания для обработки заготовок малой жесткости из труднообрабатываемых материалов и сплавов, применяется способ со статико-импульсным нагружением деформирующих элементов. Импульсная нагрузка в сочетании с вращательным и возвратно-поступательным движениями в радиальном направлении создают перекрестное движение деформирующих элементов и периодически изменяют рабочее усилие и силу трения. Благодаря этому облегчается деформация микронеровностей обрабатываемой поверхности, а переменные силы активно перераспределяются в плоскости вибронакатывания. Это позволило в несколько раз уменьшить силу трения, повысить производительность в 1,5–2 раза, исключить операцию полустойковой обработки благодаря улучшению шероховатости поверхности до 1–2 класса. На обработанной поверхности формируется износостойкий, регулярный микрорельеф с перекрестным направлением рисок и неровностями малой и однородной высоты. На рис. 2 показаны следы траекторий осциллирующих движений деформирующих элементов на обрабатываемой поверхности: слева - следы от 4-х деформирующих элементов шариков, справа - от одного. При такой обработке стойкость инструмента возрастает в два и более раза, по сравнению со стойкостью при традиционном накатывании, облегчается деформация микронеровностей, уменьшается расход энергии на деформирование и трение [9].

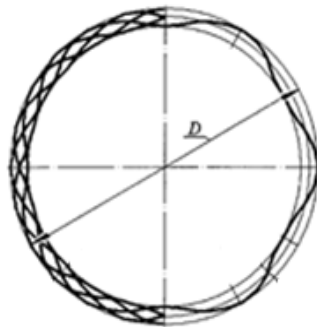


Рис. 2 – Поперечный разрез заготовки после обработки поверхности вибронакатыванием со статико-импульсным нагружением

Для регулирования микрорельефа деталей неподвижных соединений использовался один из способов ППД – накатывание [10]. В конструкции накатной головки применялись накатные ролики с деформирующими элементами конусной или пирамидальной формы. Данный метод позволяет получать частично-регулируемый микрорельеф с дискретными регулярными неровностями шахматного расположения (рис. 3).

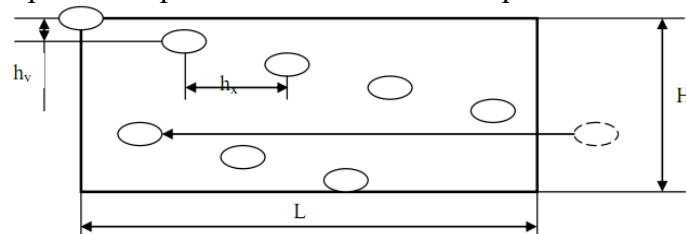


Рис. 3 – Развертка отверстий неподвижных соединений

Использование комбинированного способа *иглофрезерования с упрочнением* [11] позволяет повысить эффективность использования инструмента в целом, а также части его - иглофрезы с надежным креплением проволоочного ворса за счет повышения набивки ворса и жесткости иглофрезы (рис. 4). Надежность крепления ворса позволяет высокопроизводительно и качественно работать в тяжелых условиях инструмента и удалять значительные припуски. Получаемые на поверхности упрочняемой детали структуры белых слоев обладают повышенной твердостью, износостойкостью и сопротивлением усталостному разрушению.

Созданные при обработке дискретные канавки на поверхности трения выполняют функцию смазочных карманов (резервуаров), способствующих удержанию и распределению масла в зоне трения и, таким образом, повышению износостойкости трибосопряжения в целом. В работе [12] применяется система канавок с частично регулярным микрорельефом, которые формировались вибронакатыванием с последующим выглаживанием. В результате был получен несимметричный профиль канавки: одна сторона крутая, другая пологая. Наличие пологого выхода из канавки обеспечивает растекание масла по системе канавок и уменьшает износ трибосопряжения. Большая работа по вибронакатыванию была проведена в Восточной Европе [13].

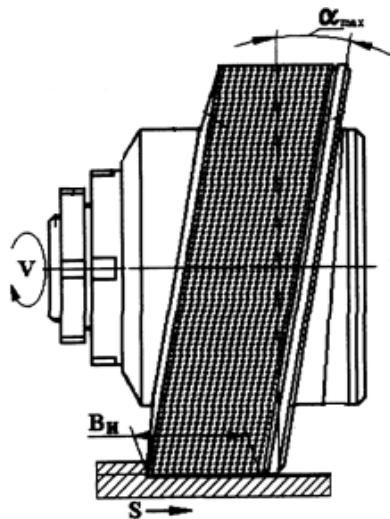


Рис. 4 – Схема обработки комбинированным иглоупрочняющим инструментом:
 α_{max} - максимальный угол наклона режущего и упрочняющего слоя

Вопросы, связанные с созданием регулярных рельефов, подробно изучены и в работах других авторов [14 – 17]. Маслоудерживающие дискретные канавки, как правило, меняют геометрию поверхности материалов и, соответственно, несущую площадь контакта при взаимодействии с другими поверхностями. Форма и размеры канавок определяются технологией их получения. Оптимальными считаются случаи, когда площадь смазочных канавок составляет 40–50% от общей площади поверхности.

Разработаны комбинированные технологии формирования смазочных микрокарманов вибронакатыванием [18, 19], струйно-абразивной обработкой [20] с последующим заполнением впадин микрорельефа антифрикционным материалом. Это значительно позволило увеличить срок службы деталей, снизить коэффициент трения в зоне трибоконтакта.

Такой же подход использовался в баббитовых подшипниках скольжения, изготовленных из латуни, бронзы, чугуна и другого материала с углублениями в виде сетки, заполненные баббитом [21, 22], которые способны поглощать посторонние частицы. Однако большие удельные нагрузки на подшипники приводят к усталостному разрушению

баббитовой заливки – возникновению трещин и последующему отделению частиц баббита (выкрашиванию).

В работах [23, 24] для повышения износостойкости гильз цилиндров предлагается создавать поверхность трения с неоднородными физико-механическими свойствами. Неоднородность физико-механических свойств поверхности трения колодки (схема испытания "ролик-колодка») достигалась выполнением в ней канавки треугольного сечения с глубиной 2,5 мм, с последующим заполнением медью или латунью. Способ заполнения канавок - дуговая пайка в среде аргона (рис. 5).

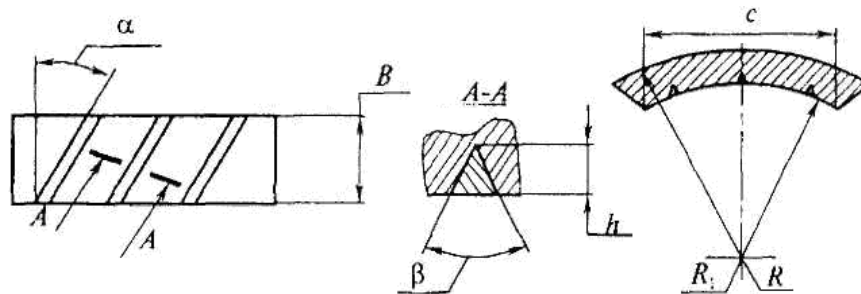


Рис. 5 – Схема расположения канавок на поверхности трения колодки

Для обеспечения высокой жесткости контакта на рабочих поверхностях микропинцетов формировались метил силиконовые полимерные покрытия, которые представляли собой дискретную структуру. В рамках гранта Assemic project MRTN-СТ-2003-504826 аналогичная задача решалась путем формирования рабочих поверхностей микропинцетов с более тонким рельефом в виде ансамбля сферических сегментов с собственной шероховатостью (шероховатых сфер) [25].

В работе [26] представили идею модульной поверхности для удаления продуктов износа (оксидов) с поверхности электрических контактов, что ведет к сокращению повреждений и недопустимых деформаций поверхности трения. Изначально для формирования волнистой поверхности использовали технологию травления, позже она была заменена абразивной механической обработкой [27-29].

Для достижения высокой эффективности работы твердосплавного инструмента, обеспечении заданной формы режущего лезвия, его макро- и микрогеометрии в современном производстве используют метод магнитно-абразивной обработки (МАО). Исследования [30-34] показали перспективность метода обработки в скоординированном движении абразива, который формируется в процессе обработки инструмента силами магнитного поля.

Показаны возможности метода по эффективной обработке сверл при обеспечении шероховатости на передней кромке инструмента на уровне $R_a=0,25$ мкм, на задней $R_a=0,05-0,08$ мкм и на калибровочной части (лента сверла) $R_a=0,06-0,07$ мкм, а также формирования заданного радиуса округления режущих кромок. Экспериментальные исследования проводили на сверлах $\varnothing 16$ мм, длиной рабочей части 50 мм, изготовленные из карбидного твердого сплава с PVD-покрытием типа (Ti, Al) N после их переточки. При этом отмечается увеличение поверхностной твердости изделий до уровня 20 ГПа и более [35].

Для восстановления прецизионных узлов трения приборов [36, 37] разработан и предложен виброударный метод поверхностно-пластического деформирования для создания дискретно-ориентированной топографии на рабочих поверхностях деталей в виде эллипсоидных лунок глубиной от 10 до 40 мкм и плотностью от 15 до 45%. Экспериментальные исследования показали, что данный метод позволяет за счет дискретного упрочнения и уменьшения фактической площади контакта уменьшить интенсивность изнашивания образцов из сплава АК6 до 7 раз, стали 18X2H4MA - в 2 раза.

Разработан концептуальный подход по созданию износостойких текстурированных луночных поверхностей (ТЛП) с углубленными дискретными участками за счет поверхностно-пластического деформирования (рис. 6) [38, 39]. Установлена закономерность износа текстурированных луночных поверхностей в условиях фреттинга при ограниченной подаче смазочного материала в зону трибоконтакта, которая учитывает конструктивно-технологические параметры дискретного участка и возможность удаления из зоны трибоконтакта продуктов изнашивания, предотвращая их действия как абразивного материала. Это дает возможность управлять процессами приработки при выборе оптимальной текстуры текстурированной луночной поверхности, в период приработки уменьшить коэффициента трения на 57–62 %, уменьшить период приработки на 10–20 % и увеличить износостойкость в период после приработки в 1,8–2,44 раза [40].

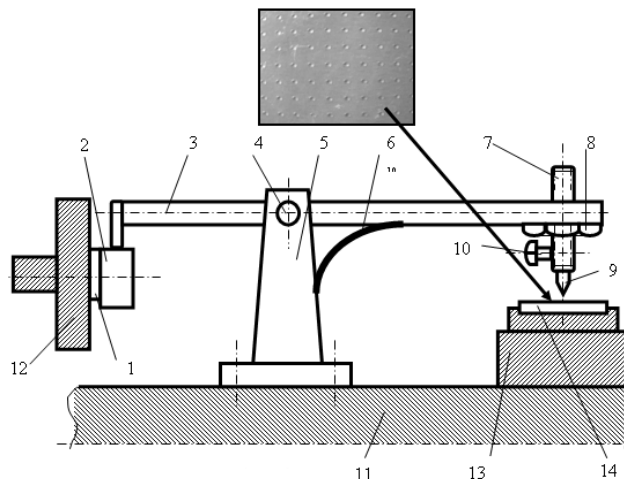


Рис. 6 – Устройство для создания лунок:

- 1 - приводной вал; 2 - кулачок; 3 - коромысло; 4 - ось коромысла; 5 - стойк оси коромысла; 6 - пружина;
7 - регулировочный винт; 8 - контргайка регулировочного винта; 9 - боек; 10 - механизм крепления бойка;
11 - основа; 12 - патрон; 13 - механизм перемещения; 14 - деталь (образец)

Применительно к пористым металлическим изделиям поверхностную обработку давлением с целью модификации поверхности можно реализовать через калибрование, основанное на деформации поверхностного слоя изделия продавливанием или обжатием в калибровочных пресс-формах. В настоящее время калибрование рассматривается в основном только как отделочная операция, совмещающая в себе доводку. В работе [41] изучается возможность образования твердофазного соединения из дискретных составляющих пористых металлических сред наряду с их уплотнением и упрочнением в результате деформационно-силового воздействия при калибровании пористого изделия. Таким образом, обработка давлением воздействует на структуру и свойства некомпактных сред и выступает в роли консолидирующей операции для материала поверхности пористого изделия.

Также был разработан способ, основанный на комбинированной дискретной ППД с использованием электрического тока. Для исследования кинетики процесса формирования зон повышенной твердости при контакте инструмента с образцами из сталей 40X использовалось устройство, устанавливаемое на токарном станке.

Среди прочих методов ППД сегодня используются ультразвуковое пластическое деформирование (УЗПД), позволяющее управлять в широком диапазоне параметрами напряженно-деформированного состояния, структурой и микрогеометрией поверхности благодаря механо-физическим особенностям обработки. Впервые метод ППД с использованием ультразвукового инструмента был предложен в 1964 году И.И. Мухановым. От обычного выглаживания метод ППД ультразвуковым инструментом отличается тем, что инструмент совершает колебания с ультразвуковой частотой.

Амплитуда колебаний поляризована в плоскості, перпендикулярній оброблюваної поверхні деталі. В процесі обробки інструмент прижимається к оброблюваної поверхні з постійною силою. Як і при обычном выглаживании, перемещение инструмента по поверхности осуществляется путем вращения детали со скоростью и перемещения его вдоль образующей.

При оброботке УЗПД поверхностей деталей на поверхности возникает волнистость с шагом, отличным от подачи. Гребень волны формируется за счет сдвига наплыва, образованного вокруг предыдущего отпечатка при взаимном перемещении инструмента и детали и последующего слияния с вновь образуемым наплывом при последующем ударе (рис. 7) в условиях дробного деформационного воздействия.

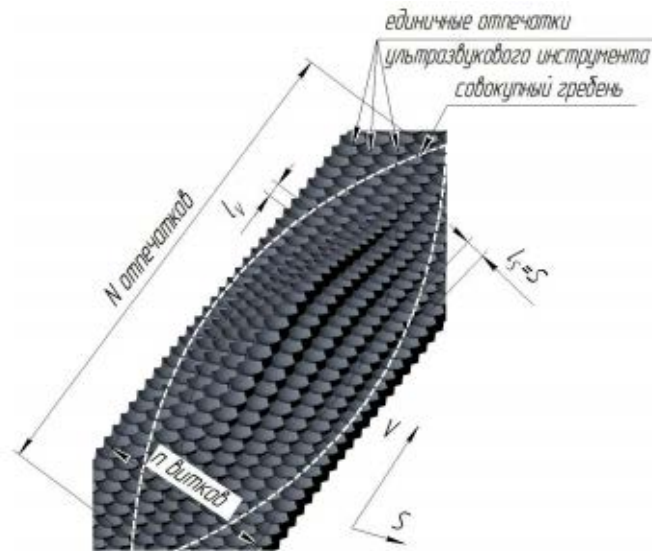


Рис. 7 – Схематическое изображение совокупного гребня волны при ударах инструмента

Выводы. Таким образом, проведенный анализ дискретного упрочнения рабочих поверхностей методами поверхностного пластического деформирования позволяет сделать вывод об их перспективности. Несмотря на большое количество публикаций, механизм явления, который происходит с регулярным микрорельефом, сегодня изучен недостаточно. Отсутствуют данные, позволяющие конструировать такую поверхность с максимальным выигрышем по эксплуатационным свойствам.

И, наконец, в сфере дискретных поверхностей существует потребность в четких стандартах, передачи технологий из лабораторий в промышленность. Необходимо также совершенствование существующих и разработка новых методик точного прогнозирования долгосрочного поведения поверхностей при эксплуатации по результатам краткосрочных лабораторных испытаний.

Литература:

1. Фальц К. Рациональные смазочные канавки в подшипниках / К. Фальц. – М. – Л.: Госиздат, 1929. – 61 с.
2. Шнейдер Ю.Г. Эксплуатационные свойства деталей с регулируемым микрорельефом / Шнейдер Ю.Г. – Л.: Машиностроение, 1982. – 248 с.
3. Schneider Y.G. Formation of Surfaces with Uniform Micropatterns on Precision Machine and Instrument Parts [Text]/Y.G. Schneider//Precis. Eng. – 1984. – 6. – P. 219–225.
4. Шнейдер Ю.Г. Образование регулярного микрорельефа на деталях и их эксплуатационные свойства / Ю.Г. Шнейдер. – М.: Машиностроение, 1972. – 150 с.
5. Шнейдер Ю.Г. Регуляризация микрорельефов поверхностей деталей / Ю.Г. Шнейдер. – Л.: ЛДНТП, 1986. – 24 с.

6. Режим доступу: http://metalat.ru/processing_metal/114-obrabotka-metalla-nakatyvaniem.html.
7. Голубчиков М.А. Моделирование процесса вибронакатывания / М.А. Голубчиков, Ю.П. Кузьмин // изд. вузов. Приборостроение. – 2010. –Т. 53, № 8. – С. 26-29.
8. ГОСТ 24773-81. Поверхности с регулярным микрорельефом. Классификация, параметры и характеристики. 01.07.1982.
9. Пат. 2440232 Россия, В24В 39/06. Способ вибронакатывания плоскостей / Степанов Ю.С., Киричек А.В., Афанасьев Б.И., Сотников В.И., Самойлов Н.Н.; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – № 2010116232/02; заявл. 23.04.2010. Опубл. 20.01.2012 Бюл. № 2.
10. Буканова И.С. Моделирование процесса накатывания частично-регулируемого процесса для определения фактической площади / И.С. Буканова, И.И. Ятло // Ползуновский вестник. – 2012. – 1/1. – С. 46–50.
11. Пат. 2243877 Россия, В24В 39/04, В24В 39/06. Комбинированный способ иглофрезерования с упрочнением / Степанов Ю.С., Харламов Г.А., Киричек А.В., Тарапанов А.С., Афанасьев Б.И.; заявитель и патентообладатель Орловский государственный технический университет. – № 2003115186/02; заявл. 22.05.2003.
12. Радионенко О.В. Механізм граничного змашування поверхонь тертя з частково регулярним микрорельефом та їх технологічне забезпечення [Текст]: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук: спец. 05.02.04 «Тертя та зношування в машинах / О.В. Радионенко. – Київ, 2006. – 20 с.
13. Bulatov V.P. Basics of Machining Methods to Yield Wear and Fretting Resistive Surfaces, Having Regular Roughness Patterns [Text] / V.P. Bulatov, V.A. Krasny, Y.G. Schneider // Wear. – 1997. – 208. – P. 132–137.
14. Одинцов Л.Г. Финишная обработка деталей алмазным выглаживанием и вибровыглаживанием / Л.Г. Одинцов. – М.: Машиностроение, 1981. – 160 с.
15. Клименко Л.П. Повышение долговечности цилиндров ДВС на основе принципов временной износостойкости / под ред. В.В. Запорожца. — Николаев: НФ НаУКМА, 2001. — 294 с.
16. Чеповецкий И.Х. Антифрикционно-деформационный метод формирования рабочих поверхностей гильз цилиндров ДВС / И.Х. Чеповецкий, С.А. Ющенко // Двигателестроение. – 1990. – № 8. – С. 38-40.
17. Павліський В.М. Підвищення зносостійкості автотракторних двигунів в пусковий період [Текст]/В.М. Павліський. - Тернопіль: Видавництво "Збруч", 1999. - 200 с.
18. Черновол М.И. Комбинированный метод обработки поверхностей трения / М.И. Черновол, И.В. Шепеленко, А. Варума // Техніка в сільськогосподарському виробництві, галузеве машинобудування, автоматизація. – 2011. – Вип. 24, ч. II. – С. 13–16.
19. Патент України на корисну модель №52699, С23Б 5/00. Спосіб нанесення антифрикційних покриттів / Кропівний В.М., Шепеленко І.В., Чернявський О.В. [та ін.] – Опубл. 10.09.2010, Бюл. №17.
20. Исупов М.Г. Создание антифрикционной поверхности струйно-абразивной обработкой / М.Г. Исупов // Трение и износ. – 2005. – Т. 26. – №4. – С. 428–433.
21. Хрущев М.М. Исследование приработки подшипниковых сплавов и цапф / М.М. Хрущев. – М.: Машиностроение, 1946. – 160 с.
22. Eastham D.R. Soft materials for overlays [Text] / D.R. Eastham, C.S. Crooks // Tribol. ind. Half Day Courses Leeds (17th Sept. 1980). – 1980. – P. 1–27.
23. Симдянкин А.А. Исследование износостойкости деталей слоеной конструкции/А.А. Симдянкин, Ю.В. Кривопапов//Трение и износ. - 2000 (21). - №4. - С. 433–437.

24. Баринов С.В. Исследование износостойкости деталей с неоднородной поверхностью трения / С.В. Баринов, Б.П. Загородских, А.А. Симдянкин // Трение и износ. – 2003 (24). – №5. – С. 568–572.
25. Балабанова Н.В. Анализ топографии и физико-механических свойств покрытий для рабочих элементов микропинцетов / Н.В. Балабанова, С.А. Чижик, З. Римуза // Трение и износ. – 2006 (27). – №5. – С. 514–519.
26. Saka A. The Role of Tribology in Electrical Contact Phenomena / A. Saka, M.J. Lio, N.P. Suh // Wear. – 1984. 100. – P. 77–105.
27. Saka N. Boundary Lubrication of Undulated Metal Surfaces at Elevated Temperatures / N. Saka, H. Tian, N.P. Suh // Tribol. Trans. – 1989. 32 (3). – P. 389–385.
28. Suh N.P. Control of Friction / N.P. Suh, M. Mosleh, P.S. Howard // Wear. – 1994. 175. – P. 151–158.
29. Mosleh M. Friction of Undulated Surfaces Coated with MoS₂ by Pulsed Laser Deposition / M. Mosleh, S.J.P. Laube, N.P. Suh // Tribol. Trans. – 1999. 42 (3). – P. 495–502.
30. Барон Ю.М. Магнитно-абразивная и магнитная обработка изделий и режущего инструмента. – Л.: Машиностроение. –1986. –176с.
31. Ефремов В.Д., Ящерицин П.И. Технологическое обеспечение качества рабочих кромок инструмента и деталей. – Мн.: БАТУ, 1997. – 251 с.
32. Майборода В.С. Основи створення і використання порошкового магнітно-абразивного інструменту для фінішної обробки фасонних поверхонь. Дисс. ... докт. техн. наук. – Київ, 2001. – 404 с.
33. Степанов О.В. Исследование процесса формирования магнитно-абразивного порошкового инструмента для обработки деталей сложной геометрической формы. Дисс... к.т.н. – Киев, 1997. – 145 с.
34. Ульяненко Н.В. Підвищення працездатності твердосплавного інструменту шляхом застосування магнітно-абразивного оброблення та нанесення зносостійких покриттів. Дисс. к.т.н. – Київ, 2006. – 167 с.
35. Майборода В.С. Магнітно-абразивна обробка кінцевого твердосплавного різального інструменту / В.С. Майборода, О.А. Плівак, С.В. Майданюк, В.М. Гейчук // Нові технології в машинобудуванні. – К.: Вісник КДПУ. – 2007. - Вип. 1(42). – Ч. 1. – С. 66-70.
36. Возненко В.В. Поліпшення експлуатаційних характеристик деталей приладів шляхом формування функціональних поверхонь з дискретно-орієнтованою топографією [Текст]: автореф. дисс. на здоб. наук. ступ. к.т.н.: 05.11.14 / Возненко Вікторія Віталіївна. – К.: НТУУ “КПІ”. – 2006. – 21 с.
37. Антонюк В.С. Вплив ДОТ поверхні на трибологічні характеристики пар тертя / В.С. Антонюк, В.В. Возненко // Вісник НТУУ “КПІ”. Серія приладобудування. – К.: НТУУ “КПІ”. – 2006. – Вип. 32. – С. 71–76.
38. Пат. 13762 Україна, МПК (06) F01L 1/20, F01L 1/46. Пристрій для утворення на плоскій поверхні тертя рельєфу заглибин, що утримують мастильні матеріали / В.Є. Марчук, І.Ф. Шульга, О.І. Шульга, О.Є. Плюснін; заявник та патентовласник Національна академія оборони України. – № u200509981; заявл. 24.10.2005; опубл. 17.04.2006, Бюл. № 4.
39. Пат. 44643 Україна, F01L 1/20 C23C 8/02. Спосіб отримання рельєфних зносостійких азотованих шарів сталевих деталей / В.Є. Марчук, І.Ф. Шульга, Б.А. Ляшенко, Г.В. Цибаньов, А.В. Рутковський, В.В. Калініченко; заявник та патентовласник Національний авіаційний університет. – № u200904236; заявл. 29.04.2009; опубл. 12.10.2009, Бюл. № 19.
40. Марчук В.Є. Науково-методологічні основи підвищення зносостійкості робочих поверхонь деталей з текстурованою лунковою структурою в екстремальних умовах

- експлуатацією [Текст]: автореф. дисс. на здоб. наук. ступ. д.т.н.: 05.02.04 – тертя та зношування в машинах / Марчук Володимир Єфремович. – К.: НАУ. – 2017. – 42 с.
41. Кашникова Ю.А. Упрочнение поверхности структурно-неоднородных металлоизделий методом пластической деформации [Текст]: автореф. дисс. на соис. наук. степ. к.т.н.: 05.16.05 – обработка металлов давлением Кашникова Юлия Анатольевна. – Магнитогорск, 1999. – 20 с.

Summary

Marchuk V.E., Lyashenko B.A., Gradysky Y.A. Discrete strengthening of working surfaces by praption methods

The review of discrete hardening of working surfaces by methods of surface-plastic hardening is given. The prospects of their application for increasing the wear resistance of machine parts and mechanisms are shown.

Keywords: discrete hardening, surface-plastic deformation, micro-deepening, grooves.

References

1. Falts K. Ratsionalnyye smazochnyye kanavki v podshipnikakh / K. Falts. – M. – L.: Gosizdat, 1929. – 61 s.
2. Shneyder Y.G. Ekspluatatsionnyye svoystva detaley s reguliruyemym mikro-relyefom / Shneyder Y.G. – L.: Mashinostroyeniye, 1982. – 248 s.
3. Schneider Y.G. Formation of Surfaces with Uniform Micropatterns on Precision Machine and Instrument Parts [Text]/Y.G. Schneider//Precis. Eng. – 1984. – 6. – P. 219–225.
4. Shneyder Y.G. Obrazovaniye regul'yarnogo mikrorelyefa na detalyakh i ikh ekspluatatsionnyye svoystva / Y.G. Shneyder. – M.: Mashinostroyeniye, 1972. – 150 s.
5. Shneyder Y.G. Regularizatsiya mikrorelyefov poverkhnostey detaley / Y.G. Shneyder. – L.: LDNTP, 1986. – 24 s.
6. Rezhim dostupu: http://metalat.ru/processing_metal/114-obrabotka-metalla-nakatyvaniem.html.
7. Golubchikov M.A. Modelirovaniye protsessa vibronakatyvaniya / M.A. Golub-chikov, Y.P. Kuzmin // izd. vuzov. Priborostroyeniye. – 2010. –Т. 53, № 8. – S. 26-29.
8. GOST 24773-81. Poverkhnosti s regul'yarnym mikrorelyefom. Klassifikatsiya, parametry i kharakteristiki. 01.07.1982.
9. Pat. 2440232 Rossiya, B24B 39/06. Sposob vibronakatyvaniya ploskostey / Stepanov Y.S., Kirichek A.V., Afanasyev B.I., Sotnikov V.I., Samoylov N.N.; zayavitel i patentoobladatel Orlovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet. – № 2010116232/02; zayavl. 23.04.2010.Opubl. 20.01.2012 Byul. № 2.
10. Bukanova I.S. Modelirovaniye protsessa nakatyvaniya chastichno-reguliruyemogo protsessa dlya opredeleniya fakticheskoy ploshchadi / I.S. Bukanova, I.I. Yatlo // Polzunovskiy vestnik. – 2012. – 1/1. – S. 46–50.
11. Pat. 2243877 Rossiya, B24B 39/04, B24B 39/06. Kombinirovannyy sposob ig-lofrezerovaniya s uprochneniyem / Stepanov Y.S., Kharlamov G.A., Kirichek A.V., Tara-panov A.S., Afanasyev B.I.; zayavitel i patentoobladatel Orlovskiy gosudarstvennyy tekhnicheskiiy universitet. – № 2003115186/02; zayavl. 22.05.2003.
12. Radionenko O.V. Mekhanizm granichnogo z mashchuvannya poverkhon tertya z chastkovo regul'yarnim mikrorel'efom ta ikh tekhnologichne zabezpechennya [Текст]: avtoref. dis. na zdobuttya nauk. stupenya kand. tekhn. nauk: spets. 05.02.04 «Tertya ta znoshuvannya v ma-shinakh / O.V. Radionenko. – Kіїв, 2006. – 20 s.

13. Bulatov V.P. Basics of Machining Methods to Yield Wear and Fretting Resistive Surfaces, Having Regular Roughness Patterns [Text] / V.P. Bulatov, V.A. Krasny, Y.G. Schneider // *Wear*. – 1997. – 208. – P. 132–137.
14. Odintsov L.G. Finishnaya obrabotka detaley almaznym vyglazhivaniyem i vibrovyglazhivaniyem / L.G. Odintsov. – M.: Mashinostroyeniye, 1981. – 160 s.
15. Klimenko L.P. Povysheniye dolgovechnosti tsilindrov DVS na osnove prin-tsipov peremennoy iznosostoykosti / pod red. V.V. Zaporozhtsa. — Nikolayev: NF NaUKMA, 2001. — 294 s.
16. Chepovetskiy I.H. Antifriktsionno-deformatsionnyy metod formirovaniya rabochikh poverkhnostey gilz tsilindrov DVS / I.H. Chepovetskiy, S.A. Yushchenko // *Dvigatelistroyeniye*. – 1990. – № 8. – S. 38-40.
17. Pavliskyy V.M. Pidvyshchennya znosostiykosti avtotraktornykh dvyhuniv v pus-kovyyu period [Tekst]/V.M. Pavliskyy. - Ternopil: Vydavnytstvo "Zbruch", 1999. - 200 s.
18. Chernovol M.I. Kombinirovannyy metod obrabotki poverkhnostey treniya / M.I. Chernovol, I.V. Shepelenko, A. Varuma // *Tekhnika v sil'skogospodarskomu virobnitstvi, galuzeve mashinobuduvannya, avtomatizatsiya*. – 2011. – Vip. 24, ch. II. – S. 13–16.
19. Patent Ukrayiny na korysnu model №52699, S23B 5/00. Sposib nanesennya an-tyfryktsiynykh pokryt / Kropivnyy V.M., Shepelenko I.V., Chernyavskyy O.V. [ta in.] – Opubl. 10.09.2010, Byul. №17.
20. Isupov M.G. Sozdaniye antifriktsionnoy poverkhnosti struyno-abrazivnoy obrabotkoy / M.G. Isupov // *Treniye i iznos*. – 2005. – T. 26. – №4. – S. 428–433.
21. Khrushchev M.M. Issledovaniye prirabotki podshipnikovikh splavov i tsapf / M.M. Khrushchev. – M.: Mashinostroyeniye, 1946. – 160 s.
22. Eastham D.R. Soft materials for overlays [Text] / D.R. Eastham, C.S. Crooks // *Tribol. ind. Half Day Courses Leeds (17th Sept. 1980)*. – 1980. – P. 1–27.
23. Simdyankin A.A. Issledovaniye iznosostoykosti detaley sloynoy konstruksii / A.A. Simdyankin, Y.V. Krivopalov // *Treniye i iznos*. - 2000 (21). - №4. - S. 433–437.
24. Barinov S.V. Issledovaniye iznosostoykosti detaley s neodnorodnoy poverkhnostyu treniya / S.V. Barinov, B.P. Zagorodskikh, A.A. Simdyankin // *Treniye i iznos*. – 2003 (24). – №5. – S. 568–572.
25. Balabanova N.V. Analiz topografii i fiziko-mekhanicheskikh svoystv pokrytiy dlya rabochikh elementov mikropintsetov / N.V. Balabanova, S.A. Chizhik, Z. Rimuza // *Treniye i iznos*. – 2006 (27). – №5. – S. 514–519.
26. Saka A. The Role of Tribology in Electrical Contact Phenomena / A. Saka, M.J. Lio, N.P. Suh // *Wear*. – 1984. 100. – P. 77–105.
27. Saka N. Boundary Lubrication of Undulated Metal Surfaces at Elevated Temperatures / N. Saka, H. Tian, N.P. Suh // *Tribol. Trans*. – 1989. 32 (3). – P. 389–385.
28. Suh N.P. Control of Friction / N.P. Suh, M. Mosleh, P.S. Howard // *Wear*. – 1994. 175. – P. 151–158.
29. Mosleh M. Friction of Undulated Surfaces Coated with MoS₂ by Pulsed Laser Deposition / M. Mosleh, S.J.P. Laube, N.P. Suh // *Tribol. Trans*. – 1999. 42 (3). – P. 495–502.
30. Baron Y.M. Magnitno-abrazivnaya i magnitnaya obrabotka izdeliy i rezhu-shchego instrumenta. – L.: Mashinostroyeniye. –1986. –176s.
31. Yefremov V.D., Yashcheritsin P.I. Tekhnologicheskoye obespecheniye kachestva rabochikh kromok instrumenta i detaley. – Mn.: BATU, 1997. – 251 s.
32. Mayboroda V.S. Osnovy stvorenniya i vykorystannya poroshkovoho mahnitno-abrazyvnoho instrumentu dlya finishnoyi obrobky fasonnykh poverkhon. *Dyss. ... dokt. tekhn. nauk*. – Kyiv, 2001. – 404 s.

33. Stepanov O.V. Issledovaniye protsessa formirovaniya magnitno-abrazivnogo poroshkovogo instrumenta dlya obrabotki detaley slozhnoy geometricheskoy formy. Diss... k.t.n. – Kiyev, 1997. – 145 s.
34. Ulyanenko N.V. Pidvyshchennya pratsezdatsnosti tverdosplavnoho instrumentu shlyakhom zastosuvannya mahnitno-abrazyvnoho obroblennya ta nanesennya znosostiykykh pokryttiv. Dyss. k.t.n. – Kyiv, 2006. – 167 s.
35. Mayboroda V.S. Mahnitno-abrazyvna obrobka kintsevoho tverdosplavnoho rizalnoho instrumentu / V.S. Mayboroda, O.A. Plivak, S.V. Maydanyuk, V.M. Heychuk // Novi tekhnolohiyi v mashynobuduvanni. – K.: Visnyk KDPU. – 2007. - Vyp. 1(42). – CH. 1. – S. 66-70.
36. Voznenko V.V. Polipshennya ekspluatatsiynykh kharakterystyk detaley prykladiv shlyakhom formuvannya funktsionalnykh poverkhon z dyskretno-oriyentovanoyu topohrafi-yeyu [Tekst]: avtoref. dyss. na zdob. nauk. stup. k.t.n.: 05.11.14 / Voznenko Viktoriya Vita-liyvna. – K.: NTUU “KPI”. – 2006. – 21 s.
37. Antonyuk V.S. Vplyv DOT poverkhni na trybolohichni kharakterystyky par tertya / V.S. Antonyuk, V.V. Voznenko // Visnyk NTUU “KPI”. Seriya prylobuduvannya. – K.: NTUU “KPI”. – 2006. – Vyp. 32. – S. 71–76.
38. Pat. 13762 Ukrayina, MPK (06) F01L 1/20, F01L 1/46. Prystriy dlya utvorennya na ploskiy poverkhni tertya relyefu zahlybyn, shcho utrymuyut mastylni materialy / V.Y. Marchuk, I.F. Shulha, O.I. Shulha, O.Y. Plyusnin; zayavnyk ta patentovlasnyk Natsionalna akademiya oborony Ukrayiny. – № u200509981; zayavl. 24.10.2005; opubl. 17.04.2006, Byul. № 4.
39. Pat. 44643 Ukrayina, F01L 1/20 C23C 8/02. Sposib otrymannya relyefnykh znosostiykykh azotovanykh shariv stalnykh detaley / V.Y. Marchuk, I.F. Shulha, B.A. Lyashenko, H.V. Tsybanov, A.V. Rutkovskyy, V.V. Kalinichenko; zayavnyk ta patentovlasnyk Na-tSIONalnyy aviatsiyny universytet. – № u200904236; zayavl. 29.04.2009; opubl. 12.10.2009, Byul. № 19.
40. Marchuk V.Y. Naukovo-metodolohichni osnovy pidvyshchennya znosostiykosti robochykh poverkhon detaley z teksturovanoyu lunkovoyu strukturoyu v ekstremalnykh umovakh ekspluatatsiyeyu [Tekst]: avtoref. dyss. na zdob. nauk. stup. d.t.n.: 05.02.04 – tertya ta znoshuvannya v mashynakh / Marchuk Volodymyr Yefremovych. – K.: NAU. – 2017. – 42 s.
41. Kashnikova Y.A. Uprochneniye poverkhnosti strukturno-neodnorodnykh me-talloizdeliy metodom plasticheskoy deformatsii [Tekst]: avtoref. diss. na sois. nauk. step. k.t.n.: 05.16.05 – obrabotka metallov davleniyem Kashnikova Yuliya Anatolyevna. – Magnitogorsk, 1999. – 20 s.

Дзюба О.А.
Луганський національний
аграрний університет,
м. Харків, Україна,

СТАН ПИТАННЯ І ШЛЯХИ ВДОСКОНАЛЕННЯ
ЛЕМІШНИХ НАЧІПНИХ ПЛУГІВ

УДК 631.312.44

В статті наведено шляхи вдосконалення лемішних начіпних плугів з метою зниження енергоємності орного агрегату, а також результати проведених польових досліджень експериментальних зразків плуга.

Ключові слова: лемішний начіпний плуг, енергоємність орного агрегату, польові дослідження, експериментальний зразок

Постановка проблеми. Підготовка ґрунту є важливою і найбільш трудомісткою операцією при виробництві сільськогосподарської продукції. Робочі органи ґрунтообробних машин експлуатуються в абразивному ґрунтовому середовищі і інтенсивно зношуються, змінюють свою форму і розміри, тому їх необхідно часто замінювати на нові або ремонтувати. Якщо в 60-х роках минулого століття швидкість оранки становила в межах 4-5 км/год, то на теперішній час становить 8-10 км/год. При цьому, як показали дослідження, скоротилось середнє напрацювання на відмову робочих органів плуга і становить: лемешів 5-20 га; грудей відвалів – 10-100 га; польових дощок 20-60 га.

Ринок України насичений ґрунтообробними машинами зарубіжних фірм: «Lemken» (Німеччина), «Kyrtneland» (Норвегія) «Vogel-Noot» (Австрія) та ін. Як показують економічні розрахунки, не дивлячись на цілий ряд переваг, які мають зарубіжні плуги, враховуючи високу вартість змінних деталей робочих органів плугів питомі витрати на виконання оранки зарубіжними плугами перевищують витрати на оранку вітчизняними плугами не менше ніж в 2-3 рази [1].

Аналіз останніх досліджень. Вагомий внесок у результати досліджень ґрунтообробних машин належить Горячкіну В.П., Василенку П.М., Желіговському В.А., Погорілому Л.В., Качинському Н.А., Медведєву В.В., Соколовському О.Н., Кушнарєву М.Н., Нагорному М.Н., Гукову Я.С., Панченку А.М., Прокопенку Д.Д., Корабельському В.І. та ін.

Для зменшення зносу робочих органів плуга застосовують сучасні нанотехнології, керамічні покриття лемешів, відвалів польових дощок та ін. Але на одну із деталей корпусу плуга дослідники не звертають особливу увагу - це польова дошка, яка визначає значні втрати на тертя при виконанні процесу оранки.

За будовою польова дошка нагадує прямокутну пластину з отворами для кріплення її болтами до стояка корпусу плуга. Основні її параметри - це довжина і ширина рис 1.

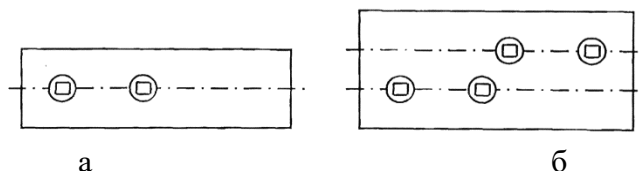


Рис. 1 – Дощки польові плуга:
а – одноразова; б – оборотна

Польові дошки до вітчизняних корпусів плуга випускаються двох типів: одноразові і оборотні. Вони виготовляються із листової або полосової сталі товщиною 12-18 мм і загартовується на твердість 38=40 HRC. Ресурс оборотної польової дошки перевищує одноразову в 1,5-1,8 рази.

Призначена польова дошка для сприйняття поперечних сил, які діють на корпус при зміщенні скиби ґрунту. Під час роботи корпусу з такими робочими органами між польовою дошкою, яка притискається до бокової стінки борозни, і ґрунтом виникає сила тертя, яка чинить опір її переміщенню і перешкоджає ковзанню. При цьому на подолання сили тертя витрачається механічна енергія, що значно підвищує енергоємність обробітку ґрунту.[2]

За проведеними дослідженнями Синіюковим Г.Н.[3] встановлено, що на кожен польову дошку діє сила 1 кН , яка притискає її до стінки борозни. Це призводить до зносу польової дошки, а також за наявності цієї сили відбувається ущільнення ґрунту бокової стінки борозни, порушуючи тим самим його структуру, що в цілому підвищує енергоємність процесу обробітку.

Мета роботи. Зменшення енергоємності орного агрегату з одночасним покращенням якості обробітку ґрунту та зменшенням витрат паливо-мастильних матеріалів.

Вирішення задачі. Щоб зменшити енергоємність орного агрегату і запобігти порушенню структури ґрунту, був запропонований орний агрегат [4], який немає польової дошки, а замість неї встановлена до стояка зі сторони польової дошки плоскопаралельна лапа на глибині розміщення леміша.

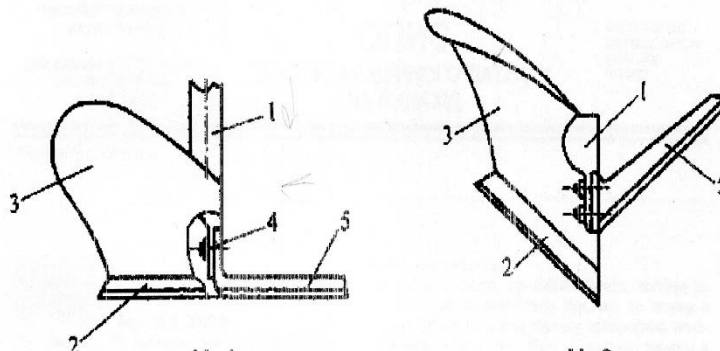


Рис. 2 – Орний агрегат:
1 – стояк корпуса плуга; 2 – леміш; 3 – відвал; 4 – плоскопаралельна лапа

До недоліків слід віднести, що при виглибленні корпусу плуга плоскопаралельна лапа, яка знаходиться в стінці борозни, деформується.

Також заслуговує уваги корпус плуга [5], в якому в якості польової дошки виконаний плоско-округлий елемент у вигляді дискового ножа з вертикальною віссю обертання, встановлений шарнірно в нижній частині стояка на глибині переміщення леміша.

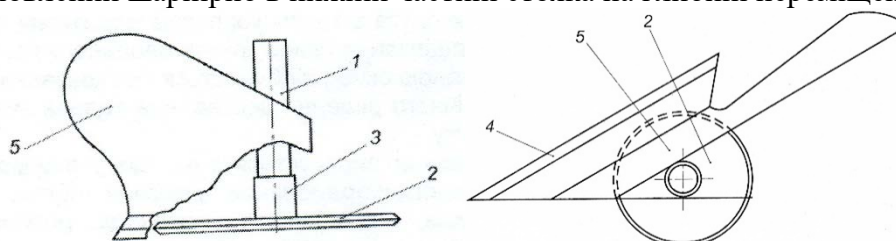


Рис. 3 – Корпус плуга:
1 – стояк; 2 – дисковий ніж; 3 – ступиця, що обертається з диском; 4 – леміш; 5 – полиця

В якості переваг можна відмітити наступне. За рахунок виникнення негативних поперечних сил з боку відвальної скиби відбувається заглиблення дискового ножа, який виконаний активним, в стінку борозни на глибині розміщення леміша з переводом сили тертя ковзання в силу тертя кочення, що суттєво знижує тяговий опір плуга, підвищує стійкість руху корпусу плуга і, як результат, покращується якість оранки.

Заслуговує уваги продовження раніше приведеного конструктивного рішення корпусу плуга [6], у якого замість польової дошки застосовується плоско-округлий елемент

у вигляді дискового ножа з вирізами, глибина яких не перевищує захвату корпусу плуга, а вісь його обертання встановлена з нахилом під кутом $\alpha = 2 - 5^\circ$ до напрямку переміщення корпусу плуга і обладнана механізмом його регулювання.

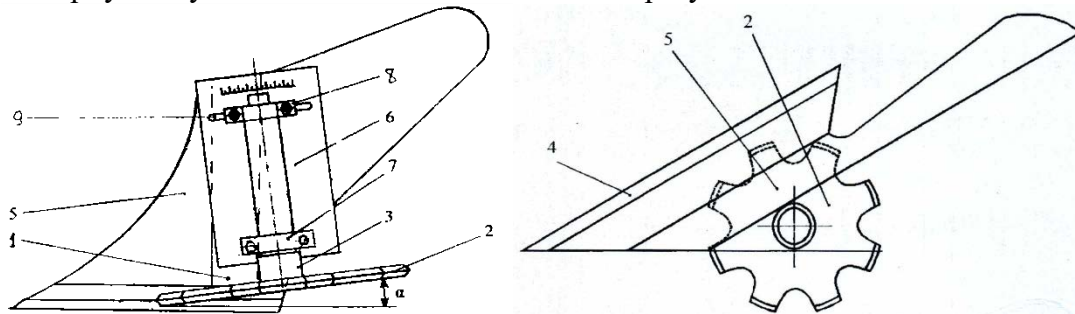


Рис. 4 – Корпус плуга:

1 – стояк; 2 - дисковий ніж з вирізами; 3 – ступиця; 4 – леміш; 5 – полиця; 6 – станина; 7 - нижній підшипник ковзання; 8 - верхній підшипник ковзання; 9 – вирізи

Завдяки встановленню робочого органу, виконаного у вигляді плоско-округлого елемента у вигляді дискового ножа з вирізами, встановленого з нахилом в напрямку переміщення корпусу плуга, що переводить сили ковзання в сили кочення, підвищується стійкість руху корпусу плуга і, як результат, покращується якість оранки орними агрегатами.

Нами запропонований корпус плуга [7], в якому в якості польової дошки застосовують циліндр обертання у вигляді ролика циліндричної форми з вертикальною віссю обертання, розташованого по висоті заглиблення корпусу в ґрунт, зв'язаного з механізмом його переміщення в напрямку від стійки.

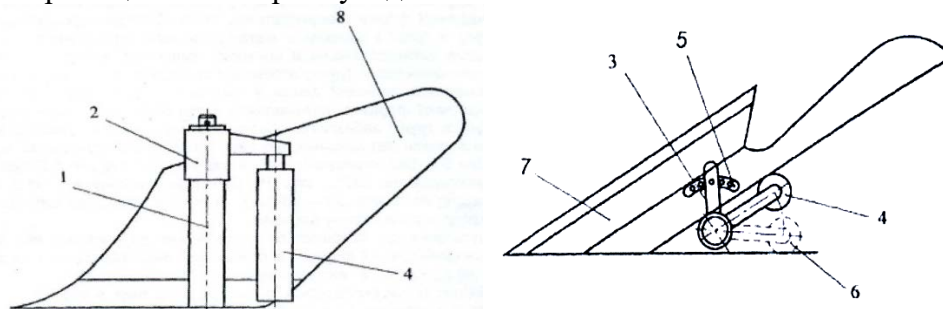


Рис. 5 – Корпус плуга:

1 – стояк; 2 – цапфа; 3 – відвал; 4 – ролик циліндричної форми; 5 – сектор; 6 – робоче положення; 7 – леміш; 8 – полиця

Недоліком є те, що при перевищенні вологості ґрунту більше 57 % відбувається налипання його на поверхню ролика циліндричної форми.

Приведений плуг начіпний [8], в якому за кожним корпусом плуга встановлене борозневе колесо на повідку, шарнірно прикріплене до напрямної з сектором для встановлення борозневого колеса під кутом $\alpha = 25-45^\circ$ до дна борозни, а також для переміщення у вертикальному напрямку гвинтовим механізмом.

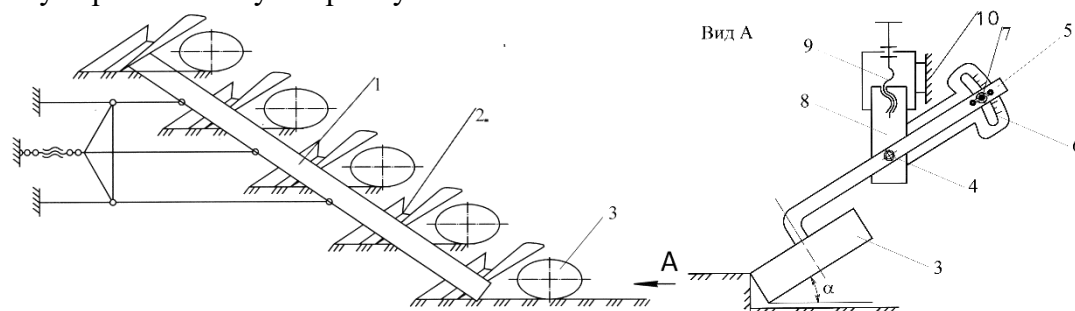


Рис. 6 – Плуг начіпний:

1 – діагональний брус; 2 – корпуса плуга; 3 – борозневі колеса; 4 – шарнірний механізм; 5 – повідок; 6 – сектор; 7 – фіксатор; 8 – напрямна 9 – гвинтовий механізм; 10 – стійка плуга

До переваг можна віднести те, що суттєво зменшується енергоємність тягового зусилля орних агрегатів при обробці ґрунту. Це дозволить зменшити витрати паливо-мастильних матеріалів завдяки наявності борозневих коліс обертання, розташованих за кожним корпусом плуга, що переводять сили ковзання в сили кочення.

Для проведення досліджень в першому варіанті у відомому плугу ПЛН-3-35 за останнім корпусом плуга установили експериментальне борозневе колесо під кутом $\alpha = 45^\circ$ нахилу до дна борозни. Загальний вигляд експериментального борозневого колеса приведено рис. 7.

Проведені дослідження експериментального борозневого колеса показали позитивний результат. Застосування експериментального колеса зменшило тягове зусилля тракторного агрегату за рахунок переведення сили тертя ковзання в силу тертя кочення борозневого колеса по стінці борозни.

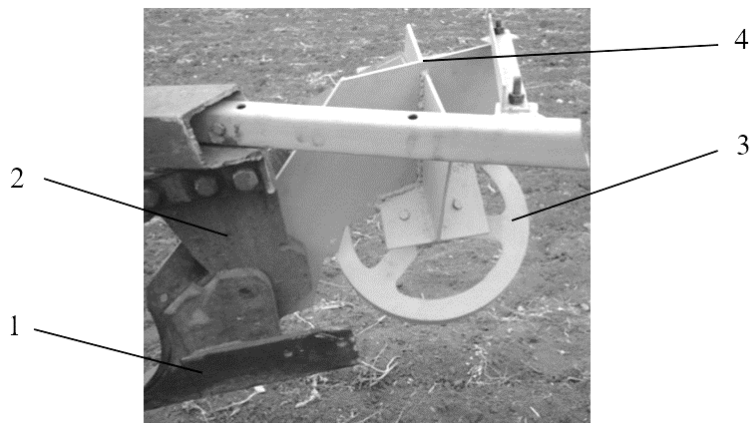


Рис. 7 – Експериментальний зразок модернізованого начіпного плуга ПЛН-3-35:
1 – польова дошка; 2 – корпус плуга; 3 – борозневе колесо встановлене за останнім корпусом плуга;
4 – пристрій для кріплення борозневого колеса

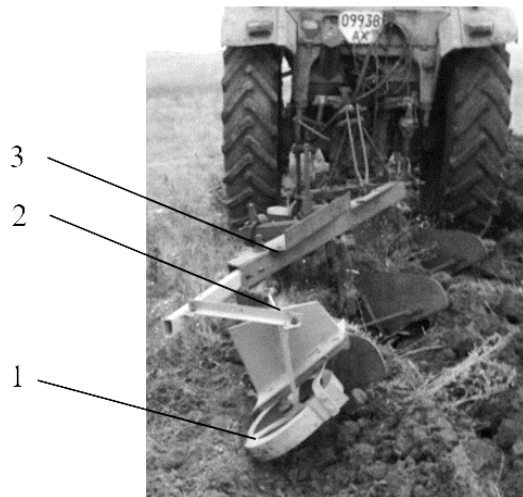


Рис.8 – Виконання процесу оранки експериментальним зразком модернізованого начіпного плуга ПЛН-3-35:
1 – борозневе колесо; 2 - пристрій для кріплення борозневого колеса; 3 – начіпний плуг

В другому варіанті було прийнято рішення встановити експериментальні борозневі колеса за кожним корпусом начіпного плуга ПЛН-3-35, загальний вид яких приведено на рис. 9.

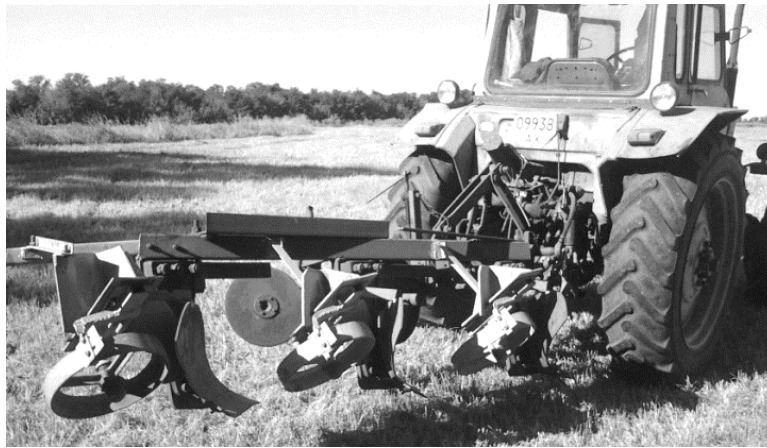


Рис.9 – Експериментальний зразок начіпного плуга ПЛН-3-35 з борозневими колесами, встановленими за кожним корпусом

Робоче положення експериментальних борозневих коліс в польових умовах приведено на рис. 10.



Рис.10 – Виконання процесу оранки експериментальним зразком начіпного плуга ПЛН-3-35 з борозневими колесами, встановленими за кожним корпусом

Дослідження проводилися на полях Харківської області в липні місяці 2017 року. Грунт «чорнозем звичайний», попередня культура - ячмінь, твердість ґрунту по шарах становила на поверхні 3,61 кПа, на глибині 0,1 м - 5,03 кПа, а на глибині 0,2 м твердість становила 4,62 кПа. Вологість ґрунту на поверхні становила 16,2 %, на глибині 0,1 м – 17,9 %, а на глибині 0,2 м становила 18,1 %. Глибина оранки 0,2 м, швидкість оранки становила 4,98 км/год.

Відповідно методиці [9] були проведені дослідження експериментальних борозневих коліс, встановлених за кожним корпусом начіпного плуга ПЛН-3-35 по використанні питомої витрати палива на ділянці довжиною 100 м. Дослідження проводилися в порівнянні з серійно випущеним начіпним плугом ПЛН-3-35, який агрегувався трактором МТЗ-82. Як показали дослідження, питома витрата палива з експериментальними борозневими колесами, встановленими за кожним корпусом начіпного плуга ПЛН-3-35, зменшилась на 16-21 %.

З метою виявлення недоліків роботи експериментальних борозневих коліс, встановлених за кожним корпусом начіпного плуга ПЛН-3-35, було проведено оранку на полях Харківської області на площі 35 га. Польові дослідження показали як позитивні, так і негативні моменти.

До негативних моментів можна віднести те, що на осі борозневих коліс, які знаходились зверху, нанизувалась стерня і рослинні залишки, але незначна їх кількість. Тому було прийнято рішення в третьому варіанті осі борозневих коліс встановити знизу, а замість металевих борозневих коліс встановили гумові колеса, як приведено на рис. 11.

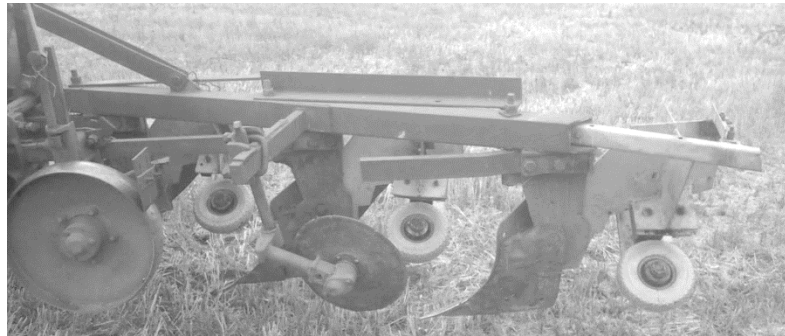


Рис. 11 – Експериментальний зразок модернізованого начіпного плуга ПЛН-3-35 з борозневими гумовими колесами, встановленими за кожним корпусом

Висновки:

1. За результатом проведеного аналізу існуючих конструкцій плугів як вітчизняних, так і зарубіжних можна зробити висновок, що виробники не достатньо приділяють уваги удосконаленню конструкцій корпусу плуга.

2. Один із резервів підвищення технологічних показників і зниження енергоємності орного агрегату - це конструктивне вдосконалення польової дошки плуга.

3. Проведені дослідження показали, що за рахунок переведення сили ковзання між стінкою борозни і польовою дошкою в сили тертя кочення забезпечуються суттєві зниження тягового опору плуга і витрати паливо-мастильних матеріалів.

Література:

1. Новиков В.С. Обеспечение долговечности рабочих органов почвообрабатывающих машин; дис. доктор. техн. наук :05.20.03 / МГАУ им. В.П. Горячкина. – М., 2009. – 331 с.
2. Листопад Г.Е. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Г.Е. Листопад – М., Агропромиздат, 1986, 420 с.
3. Синеоков Г.Н. Полезные и вредные сопротивления плуга//Тракторы и сельхозмашины, 1959, № 2
4. Дек.пат. 58801 Україна, МПК А01В 15/10 Корпус плуга / Шмат С.І., Мачок Ю.В., Матвеев К.В., Лузан П.Г. Кравченко Ю.І. № 2002108517; заявл. 28.10.2002 ; опубл. 15.08.2003, Бюл. № 8, 2003.
5. Пат. 114973 Україна, МПК А01В 15/10, А01В 3/00 Корпус плуга / Мерінець Н.А., Дзюба А.І., Фесенко Г.В., Дзюба О.А. № а 2016 12879 ; заявл. 25.12.16 ; опубл. 28.08.17, Бюл. № 16/2017.
6. Рішення про видачу патенту на винахід. Від 21 12 .2017 за № 31866/ЗА/17 Корпус плуга / Мерінець Н.А., Дзюба А.І., Фесенко Г.В., Дзюба О.А. № а 2016 04515 ; заявл. 22.04.16.
7. Пат. 115184 Україна, МПК А01В 15/10, А01В 3/00 Корпус плуга / Мерінець Н.А., Дзюба А.І., Фесенко Г.В., Дзюба О.А. № а 2016 00130 ; заявл. 04.01.16 ; опубл. 25.09.17, Бюл. № 18/2017.
8. Рішення про видачу патенту на винахід. Від 26 01 .2018 за № 2229/ЗА/18 Плуг начіпний / Мерінець Н.А., Дзюба А.І., Фесенко Г.В., Дзюба О.А. № а 2016 04514; заявл. 22.04.16.
9. Лихачев В.С. Испытание тракторов / В.С. Лихачев.: М., Машиностроение, 1974, 286 с.

Summary

Dzyuba O. Status of the issue and the ways of improvement of long-temperature flights

The article presents the ways of improving plowshare plows with the aim of reducing the energy intensity of the arable aggregate, as well as the results of field studies of experimental plow samples.

Keywords: *dowel hinged plow, energy intensity of arable aggregate, field studies, experimental sample*

References

1. Novikov V.S. Obespechenie dolgovechnosti rabochih organov pochvoobrabatyvayushchih mashin; dis. doktor. tekhn. nauk :05.20.03 / MGAU im. V.P. Goryachkina. – M., 2009. – 331 s.
2. Listopad G.E. Sel'skohozyajstvennyye i meliorativnyye mashiny / G.E. Listopad – M., Agropromizdat, 1986, 420 s.
3. Sineokov G.N. Poleznye i vrednye soprotivleniya pluga//Traktory i sel'hozmashiny, 1959, № 2
4. Dek.pat. 58801 Ukraina, MPK A01V 15/10 Korpus pluga / Shmat S.I., Machok Y.V., Matveev K.V., Luzan P.G. Kravchenko YU.I. № 2002108517; zayavl. 28.10.2002; opubl. 15.08.2003, Byul. № 8, 2003.
5. Pat. 114973 Ukraina, MPK A01V 15/10, A01V 3/00 Korpus pluga / Merinec' N.A., Dzyuba A.I., Fesenko G.V., Dzyuba O.A. № a 2016 12879; zayavl. 25.12.16; opubl. 28.08.17, Byul. № 16/2017.
6. Rishennya pro vidachu patentu na vinahid. Vid 21 12 .2017 za № 31866/ZA/17 Korpus pluga / Merinec' N.A., Dzyuba A.I., Fesenko G.V., Dzyuba O.A. № a 2016 04515; zayavl. 22.04.16.
7. Pat. 115184 Ukraïna, MPK A01V 15/10, A01V 3/00 Korpus pluga / Merinec' N.A., Dzyuba A.I., Fesenko G.V., Dzyuba O.A. № a 2016 00130; zayavl. 04.01.16; opubl. 25.09.17, Byul. № 18/2017.
8. Rishennya pro vidachu patentu na vinahid. Vid 26 01 .2018 za № 2229/ZA/18 Plug nachipnij / Merinec' N.A., Dzyuba A.I., Fesenko G.V., Dzyuba O.A. № a 2016 04514; zayavl. 22.04.16.
9. Lihachev V.S. Ispytanie traktorov / V.S. Lihachev.: M., Mashinostroenie, 1974, 286 s.

**Карнаух М.В.,
Войтов В.А.**

Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства
имени П.Василенко,
г. Харьков, Украина
E-mail: nikolay.karnauh@gmail.com,
vavoitovva@gmail.com

**ИССЛЕДОВАНИЕ ЗАКОНОМЕРНОСТЕЙ
ВЛИЯНИЯ ПРОЦЕНТНОГО СОДЕРЖАНИЯ
БИОДИЗЕЛЯ В ТОПЛИВЕ НА ЭКСПЛУАТАЦИОН-
НЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ СРЕДСТВ
ТРАНСПОРТА**

УДК 621.936-61

Получены регрессионные уравнения и установлены зависимости изменения суммарного выброса вредных веществ в атмосферу в единице объема отработанных газов для разных составов смесевых топлив. Экспериментальным путем определены вязкостно-температурные характеристики этиловых эфиров растительных масел. Установлены оптимальные смесевые составы разных типов топлив для летнего и зимнего периода эксплуатации.

Ключевые слова: биодизель, этиловые эфиры, кинематическая вязкость, экология, моделирование, регрессионные уравнения, смесевой состав, топливная система.

Актуальность проблемы. В преддверии ожидаемого дефицита минеральных углеводородов, развитие альтернативных видов топлива является актуальной задачей. Тенденция поиска возобновляемых ресурсов направлена на энергетическую, а вместе с ней и экономическую независимость от импорта нефтепродуктов, которая в данный момент является первостепенной задачей и способствует расширению топливной базы для эксплуатации средств транспорта.

Немаловажным направлением во внедрении нетрадиционных энергоресурсов является экологический аспект, способствующий снижению техногенного воздействия на окружающую среду уменьшением выбросов вредных веществ.

Согласно данным государственной службы статистики Украины основным потребителем светлых нефтепродуктов является отрасль сельского хозяйства (27,8% от общего объема потребления) и транспорта (26,9%) [1]. Исходя из данных показателей, использование на транспортных средствах альтернативных видов топлив способствовало бы решению рассмотренных выше проблем.

Поскольку большую часть транспортных работ в отрасли сельского хозяйства и транспорта приходится на долю грузовых автомобилей, значительная часть которых оснащена дизельными двигателями, актуальным является вопрос их эксплуатации на биотопливе.

Сравнивая действующий нормативный документ на дизельное топливо [2] с предыдущим [3], наблюдаем тенденцию повышения допустимого процентного содержания биотоплива в смесевом составе с 5% до 7%. Однако в странах Европейского союза и США процентное содержание биодизеля варьируется от 10% [4] до 50% [5]. На сегодняшний день в литературных источниках отсутствует обоснованный и аргументированный показатель, который определяет долю биодизеля в общем составе топлива с учетом негативных и позитивных факторов на топливную систему, силовой агрегат и автомобиль в целом. Исходя из этого, можно констатировать, что исследования, направленные на определение оптимального процентного содержания биотоплива в смесевом составе с учетом технико-эксплуатационных характеристик средств транспорта, носят актуальный характер.

Анализ публикаций, посвященных данной проблеме. С учетом актуальности использования биодизеля, как топлива для транспортных средств, внимание ученых

направлено на отличия физико-химических свойств биотоплива от минерального и влияние этих отличий на технико-эксплуатационные характеристики транспортных средств.

Установлено, что одним из основных преимуществ биотоплива является его экологический аспект, который проявляется в снижении выбросов углекислого газа, продуктов неполного сгорания углеводородов и твердых частиц [6]. При этом его использование оказывает и негативное воздействие, а именно снижает эффективную мощность двигателя при повышении удельного расхода топлива [7] и вносит коррективы в ресурс деталей топливной аппаратуры [8]. Возникает вопрос поиска оптимального содержания биодизеля в дизельном топливе, который бы позволил определить суммарное воздействие на экономическую, экологическую и эксплуатационную составляющую и сформировать общий позитивный эффект.

К сожалению, исследования данного вопроса незначительны, поскольку требуют затрат как материального, так и временного ресурса. В работе, посвященной адаптации дизельного двигателя к бионефтяным топливным композициям [9], оптимальные границы содержания биодизеля определяются условно и находятся в пределах 40-60%. Иной подход к решению вопроса обусловлен градацией бинарной смеси с определенным шагом содержания эфиров в топливе. При этом отсутствует комплексный подход и в расчет берется показатель, ближайший к максимальному эффекту либо по экологической составляющей [10], либо по мощностным характеристикам двигателя [11].

В проведенном анализе литературных источников не уделяется должное внимание вопросу сезонной эксплуатации транспорта на биотопливе и его влиянию на ресурс топливной системы, который зависит от ряда факторов, включая кинематическую вязкость бинарной смеси. Поэтому исследования в данной работе являются актуальными и востребованными.

Цель исследований. Определить оптимальное процентное содержания биодизеля в дизельном топливе с учетом изменения кинематической вязкости смесевых составов и экологических показателей работы двигателя.

Результаты исследования. По результатам предыдущих исследований [12], посвященных стендовым испытаниям дизеля Д-243 на биотопливе в виде этиловых эфиров рапсового, подсолнечного и соевого масел, можно сделать выводы о наличии рациональных режимов нагрузки дизеля, где проявляется максимальный эффект снижения выброса вредных веществ, а именно углекислого газа CO и продуктов неполного сгорания углеводородов C_nH_m . Аналогичный вывод и для твердых частиц в виде сажи. Однако при этом, на данных режимах увеличиваются выбросы оксида азота NO_x . Данную закономерность необходимо учитывать при расчете суммарного показателя выброса вредных веществ во время работы силового агрегата на различных смесевых видах топлива.

Основываясь на проведенных стендовых испытаниях дизеля, функцию изменения суммарного выброса вредных веществ будем искать в виде экспоненциальной зависимости, характерной для зависимости представленных в работе [12].

На основании экспериментальных данных суммарный выброс вредных веществ в атмосферу E , выразим следующей зависимостью:

$$E = M_v \exp(-Q_{B\%}) \quad (1)$$

где E – суммарный выброс вредных веществ в атмосферу, $г/м^3$; M_v – суммарный выброс вредных веществ в атмосферу при работе двигателя на дизельном минеральном топливе, $г/м^3$. Для дизеля Д-243 $M_v=0,24 г/м^3$; $Q_{B\%}$ – безразмерный параметр, который учитывает снижение выброса вредных веществ в зависимости от процентного содержания этиловых эфиров в дизельном топливе.

Основываясь на анализе работ, посвященных данной проблеме, запишем выражения для расчета показателя степени $Q_{B\%}$:

$$Q_{B\%} = CO_{B\%} \cdot m_{CO} + C_n H_m_{B\%} \cdot m_{C_n H_m} + TЧ_{B\%} \cdot m_{TЧ} - NO_{x_{B\%}} \cdot m_{NO_x}, \quad (2)$$

где $CO_{B\%}$ – величина снижения выброса CO при определенном процентном содержании этиловых эфиров в смесевом составе, безразмерная величина, определяемая по данным работы [12]; m_{CO} – весовой коэффициент, учитывающий “вес” (значимость) CO в общем объеме вредных веществ в отработавших газах; $C_n H_m_{B\%}$ – величина снижения выброса $C_n H_m$ при определенном процентном содержании этиловых эфиров в топливе, безразмерная величина, определяемая по данным работы [12]; $m_{C_n H_m}$ – весовой коэффициент, учитывающий “вес” (значимость) $C_n H_m$ в общем объеме вредных веществ в отработавших газах; $TЧ_{B\%}$ – величина снижения выброса твердых частиц при определенном процентном содержании этиловых эфиров в топливе, безразмерная величина, определяемая по данным работы [12]; $m_{TЧ}$ – весовой коэффициент, учитывающий “вес” (значимость) твердых частиц в общем объеме вредных веществ в отработавших газах; $NO_{x_{B\%}}$ – величина увеличения выброса NO_x при определенном процентном содержании этиловых эфиров в топливе, безразмерная величина, определяемая по данным работы [12]; m_{NO_x} – весовой коэффициент, учитывающий “вес” (значимость) NO_x в общем объеме вредных веществ в отработавших газах.

На основании массива экспериментальных данных, полученных нами при испытании дизеля на стенде, с помощью метода наименьших квадратов были получены следующие значения весовых коэффициентов: $m_{CO}=0,017$; $m_{C_n H_m}=0,0178$; $m_{TЧ}=0,0535$; $m_{NO_x}=0,63$.

Весовые коэффициенты не зависят от процентного содержания этиловых эфиров в дизельном топливе и являются безразмерной величиной, которая определяет “вес” загрязнителя в общем объеме выброса вредных веществ. Как следует из приведенных значений на первом месте по “весу” стоит NO_x , затем, в значительно меньшей мере, твердые частицы (сажа) и в более меньшей мере CO и $C_n H_m$, “вес” которых практически одинаков.

Используя формулу (2), а также значения данных работы [12], рассчитаем величину показателя степени выражения (1) для смесевоего топлива с содержанием 10% этилов эфиров рапсового масла (ЭЭРМ):

$$Q_{B\%} = 12,8 \cdot 0,017 + 13,58 \cdot 0,0178 + 6,76 \cdot 0,0535 - 1 \cdot 0,63 = 0,172.$$

Аналогичным путем получим для $B30$, $Q_{B30} = 0,354$ и для $B50$, $Q_{B50} = 0,385$.

Используя расчетные значения показателя степени $Q_{B\%}$ и подставляя его в выражения (1) путем моделирования получим зависимости суммарного выброса вредных веществ в атмосферу при работе дизеля Д-243 на разных смесевых топливах, содержащих этиловые эфиры. Зависимости представлены на рис. 1.

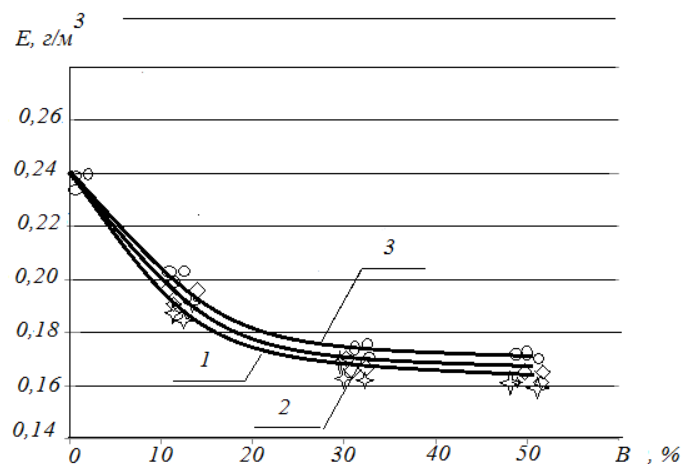


Рис. 1 – Залежності змінення сумарного вибросу шкідливих речовин
1 – етилові ефіри рапсового масла (ЕЭРМ); 2 – етилові ефіри підсонячного масла (ЕЭПМ);
3 – етилові ефіри соєвого масла (ЕЭСМ)

Аналіз представлених залежностей дозволяє зробити висновок, що інтенсивне зниження вибросів шкідливих речовин в атмосферу характерно для сумісвих палив В10 – В30. Дальніше збільшення етилових ефірів в дизельному паливі ефекта не створює. На наш погляд, це пов'язано з протиріччям одночасного зниження CO , C_nH_m , $TЧ$ і збільшення NO_x . В зв'язі з тим, що ваговий коефіцієнт у показателя NO_x достатньо високий, відбувається втрата ефекта сумарного зниження вибросу шкідливих речовин E , розмірність $г/м^3$.

Отриманий параметр E буде враховуватися при виборі раціональних сумісвих палив для зимнього і літнього періоду експлуатації засобів транспорту.

В зв'язі з тим, що на етилові ефіри рослинних масел, на даний час, не існує розроблених і діючих стандартів в Україні і Західній Європі, а також в США, метою даного дослідження стало експериментальним шляхом, в лабораторних умовах, визначити кінематичну в'язкість етилових ефірів при різних температурах. Значення кінематичної в'язкості сумісвих палив будемо використовувати при обґрунтуванні раціональних складів етилових ефірів в дизельному паливі для періодів зимньої і літньої експлуатації засобів транспорту.

Лабораторні дослідження кінематичної в'язкості проводилися за міжнародним стандартом "ГОСТ 33-2000 (ІСО 3104-99). Нефтепродукты. Прозрачні і непрозорі рідини. Визначення кінематичної в'язкості і розрахунок динамічної в'язкості".

Стандарт встановлює метод визначення кінематичної в'язкості рідинних нефтепродуктів вимірюванням часу витікання визначеної кількості рідини під дією сили тяжіння через каліброванний скляний капілярний вискозиметр.

При випробуванні використовувалися два типи вискозиметрів: ВНЖ 0,61 з діаметром капіляра 0,61 мм і діапазоном вимірювання від 2 до 10 $мм^2/с$, і ВНЖ 0,8 з діаметром капіляра 0,8 мм і діапазоном вимірювання від 6 до 30 $мм^2/с$.

Вискозиметр ВНЖ 0,61 використовувався в температурному діапазоні палива 10...40 $^{\circ}C$, вискозиметр ВНЖ 0,8 при температурі палива 0 $^{\circ}C$.

На першому етапі визначалася кінематична в'язкість етилових ефірів рапсового, підсонячного і соєвого масел при температурах від 10 до 40 $^{\circ}C$ з кроком 10 $^{\circ}C$.

Результати випробувань представлені на рис.2. Для порівняння на графіку нанесена в'язкотно-температурна характеристика для дизельного палива.

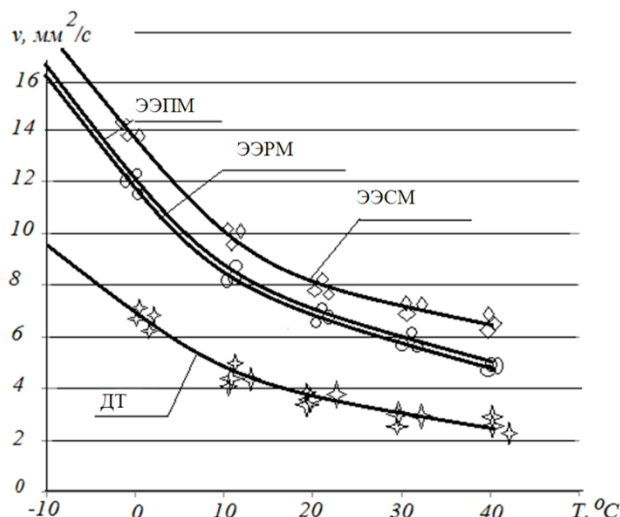


Рис. 2 – Вязкостно-температурные характеристики дизельного топлива ДТ и этиловых эфиров рапсового (ЭЭРМ), подсолнечного (ЭЭПМ) и соевого (ЭЭСМ) масел

На втором этапе определялась кинематическая вязкость этиловых эфиров растительных масел при температуре 0°C.

Применяя метод наименьших квадратов нами были получены регрессионные уравнения, которые адекватно описывают характер изменения кинематической вязкости различных типов этиловых эфиров при изменении температурного диапазона.

Зависимость изменения кинематической вязкости ν , мм²/с от изменения температуры T , °C для этиловых эфиров рапсового масла:

$$\nu_{\text{ЭЭРМ}} = 12,65 \exp(-0,0245 \cdot T), \text{ мм}^2 / \text{с}; \quad (3)$$

для этиловых эфиров подсолнечного масла:

$$\nu_{\text{ЭЭПМ}} = 12,82 \exp(-0,0245 \cdot T), \text{ мм}^2 / \text{с}; \quad (4)$$

для этиловых эфиров соевого масла:

$$\nu_{\text{ЭЭСМ}} = 1,32 \exp(-0,0245 \cdot T), \text{ мм}^2 / \text{с}; \quad (5)$$

для минерального дизельного топлива:

$$\nu_{\text{ДТ}} = 7,2 \cdot \exp(-0,028 \cdot T), \text{ мм}^2 / \text{с}; \quad (6)$$

Полученные выражения (3) – (6) были проверены на адекватность данным эксперимента по критерию Фишера с доверительной вероятностью 0,9 и позволяют расчетным путем определить кинематическую вязкость этиловых эфиров различных растительных масел при температурах летнего и зимнего периода эксплуатации.

Кинематическую вязкость смесевых топлив различных объемных концентраций можно определить согласно Американского национального Стандарта ASTM D7152-11 “Стандартная практика для расчета вязкости нефтепродуктов”.

Метод определения вязкости смеси компонентов согласно ASTM позволяет рассчитать кинематическую вязкость по известным значениям вязкости компонентов при одинаковой температуре с учетом их объемной доли в смесевом составе.

На рис. 3 представлена вязкостно-температурная характеристика для различных смесевых топлив на основе ЭЭРМ. Данные зависимости являются теоретическими, так как получены путем моделирования по методу ASTM и предназначены для учета фактора вязкости смесевых топлив при выборе оптимальных объемных концентраций этиловых эфиров в дизельном топливе для зимнего и летнего периодов эксплуатации.

Для сравнения на рис. 4 представлена вязкостно-температурная характеристика для различных объемных концентраций смесевых топлив на базе этиловых эфиров соевого масла.

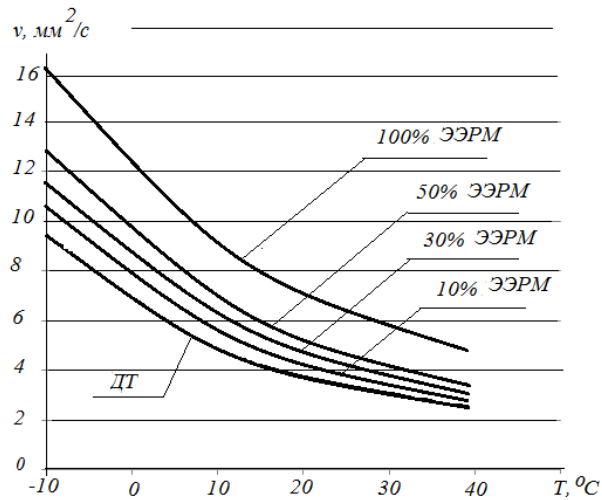


Рис. 3 – Вязкостно-температурные характеристики дизельного топлива (ДТ) и различных объемных концентраций этиловых эфиров рапсового масла (ЭЭРМ)

Анализ вязкостно-температурных характеристик различных типов этиловых эфиров позволяет сделать вывод, что этиловые эфиры соевого масла (ЭЭСМ) имеют самые высокие значения кинематической вязкости и при $T = 0^{\circ}\text{C}$ составляет $\nu_{\text{ЭЭСМ}} = 14,32 \text{ мм}^2/\text{с}$, а при $T = -10^{\circ}\text{C}$ составляет $\nu_{\text{ЭЭСМ}} = 17,75 \text{ мм}^2/\text{с}$. Исходя из данных значений, можно предположить, что среди всех имеющихся этиловых эфиров именно ЭЭСМ будут в значительной степени снижать надежность топливной системы в период зимней эксплуатации и могут быть рекомендованы для летнего периода эксплуатации в виде смесевых топлив.

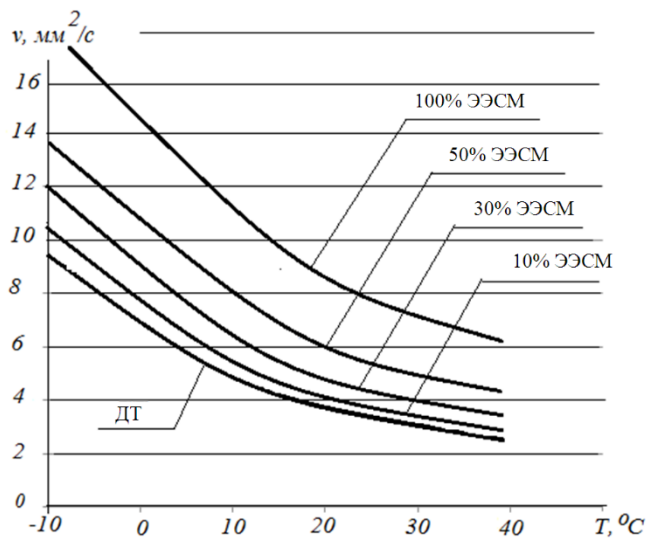


Рис. 4 – Вязкостно-температурные характеристики дизельного топлива (ДТ) и различных объемных концентраций этиловых эфиров соевого масла (ЭЭСМ)

Выводы:

1. Получены регрессионные уравнения для определения суммарного выброса вредных веществ в атмосферу с учетом одновременного уменьшения CO , C_nH_m , Ox и увеличения NO_x . Путем моделирования получена зависимость изменения суммарного выброса вредных веществ в единицах объема отработанных газов для разных составов смесевых топлив. Установлено, что максимальный эффект характерен для топлив, содержащих 10-30% этиловых эфиров. Дальнейшее увеличение процентного содержания

этиловых эфиров в дизельном топливе эффекта не приносит из-за увеличения содержания NO_x в отработавших газах.

2. Экспериментальным путем получены вязкостно-температурные характеристики этиловых эфиров различных масел, которые позволили получить расчетные зависимости изменения вязкости смесевых топлив при разном процентном содержании этиловых эфиров и температуры смесевоего топлива. Установлено, что смесевые топлива на базе этиловых эфиров имеют более высокие значения кинематической вязкости, которые в 1,5-2,6 раза превышают вязкость дизельного топлива. Это приводит к затруднению прокачиваемости топлива в зимний период эксплуатации. Среди трех видов биотоплива максимальная кинематическая вязкость зафиксирована в смесевом составе на этиловых эфирах соевого масла. Исходя из этого, рекомендуется использовать данный вид топлива при эксплуатации транспортных средств только в летний период.

Литература:

1. Данные государственного комитета статистики Украины [Электронный ресурс]. – Режим доступа: www.ukrstat.gov.ua.
2. ДСТУ 7688:2015 Паливо дизельне Євро. Технічні умови.
3. ДСТУ 4840:2007 Паливо дизельне підвищеної якості. Технічні умови.
4. Birkavs A. Biodiesel impact on diesel engine high pressure pump plunger pairs / Aivars Birkavs, Aivars.Kakitis, Ilmars Dukulis // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia, May 25 - 27, 2016. – Available at: tf.llu.lv/conference/proceedings2016/Papers/N085.pdf
5. Ogejo J. Biodiesel Fuel /Jactone A. Ogejo, Robert Grisso // Virginia Cooperative Extension. – Virginia Tech, Virginia State University, 2015. – Publication 442-880. – Available at: https://pubs.ext.vt.edu/442/442-880/442-880_pdf.
6. Аналіз ефективності використання біодизельного палива в двигунах внутрішнього згоряння / Т. В. Дикун, П. І. Полянський // Нафтогазова енергетика. - 2015. - № 1. - С. 86-93.
7. Черненко С.М. Економічні та енергетичні показники роботи дизельного двигуна при використанні біопалива з ріпаку / С.М. Черненко, А.Г. Атамась // Вісник Кременчуцького державного політехнічного університету імені Миколи Остроградського. – Кременчук, 2007. – Вип. 2, ч. 2. – С. 85–89.
8. Дослідження особливостей фільтрації біодизеля через паперові фільтри тонкої очистки дизельних двигунів / В. А. Войтов, М. В. Карнаух, О. Б. Калюжний, М. С. Даценко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. - 2010. - Вип. 40(1). - С. 282-286.
9. Розробка методів адаптації дизелів до біонафтових паливних композицій / А.М. Левтеров, В.Д. Савицький, Н.Ю. Гладкова // Проблеми машиностроения. — 2017. — Т. 20, № 3. — С. 54-63.
10. Linus N. Okoro, Fadila I. Sambo, Mukhtar Lawal and Clifford Nwaeburu. (2011b). Thermodynamic and Viscometric Evaluation of Biodiesel and Blends from Olive Oil and Cashew Nut Oil. Research Journal of Chemical Sciences, Vol. 1(4), 90-97, July (2011) ISSN 2231-606X.
11. Engine performance test of bio-diesel produced from african mesquite seed oil using pyrolysis. JS Eloka-Eboka, A.C. and Ibrahim. African Journal of Physics 3 (2010), 241 -254, 2010.
12. Карнаух, М. В. Оцінка показників паливної економічності і токсичності відпрацьованих газів дизеля при використанні етилових ефірів / Карнаух М. В. - С.178-185. - Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка: збірник наукових трудов, Вип. 109. Проблеми технічної експлуатації машин / ХНТУСГ. – Х.

Summary

Karnaugh M.V., Vojtov V.A. Investigation of the regularities of the impact of interest content of biodiesel in the fuel to the operating characteristics of means of transport

By modeling, regression equations are obtained and the dependencies of the total emission of harmful substances into the atmosphere in units of the volume of exhaust gases for different compositions of mixed fuels are established. The viscosity-temperature characteristics of ethyl esters of vegetable oils were determined experimentally. Optimal mixture formulations of different types of fuels for summer and winter operation are established.

Keywords: biodiesel, ethyl esters, kinematic viscosity, ecology, modeling, regression equations, mixture composition, fuel system.

References

1. Danye gosudarstvennogo komiteta statistiki Ukrainy [EHlektronnyj resurs]. – Rezhim dostupa: www.ukrstat.gov.ua.
2. DSTU 7688:2015 Palivo dizel'ne Ćvro. Tekhnichni umovi.
3. DSTU 4840:2007 Palivo dizel'ne pidvishchenoї yakosti. Tekhnichni umovi.
4. Birkavs A. Biodiesel impact on diesel engine high pressure pump plunger pairs / Aivars Birkavs, Aivars.Kakitis, Ilmars Dukulis // 15th International scientific conference “Engineering for rural development”: proceedings, Jelgava, Latvia, May 25 - 27, 2016. – Available at: tf.llu.lv/conference/proceedings2016/Papers/N085.pdf
5. Ogejo J. Biodiesel Fuel /Jactone A. Ogejo, Robert Grisso // Virginia Cooperative Extension. – Virginia Tech, Virginia State University, 2015. – Publication 442-880. – Available at: https://pubs.ext.vt.edu/442/442-880/442-880_pdf.
6. Analiz efektivnosti vikoristannya biodizel'nogo paliva v dvigunah vnutrishn'ogo zgoryannya / T. V. Dikun, P. I. Polyans'kij // Naftogazova energetika. - 2015. - № 1. - S. 86-93.
7. CHernenko S.M. Ekonomichni ga energetichni pokazniki roboti dizel'nogo dviguna pri vikoristanni biopaliva z ripaku / S.M. CHernenko, A.G. Atamas' // Visnik Kremenchuc'kogo derzhavnogo politekhnichnogo universitetu imeni Mikoli Ostrograds'kogo. – Kremenchuk, 2007. – Vip. 2, ch. 2. – S. 85–89.
8. Doslidzhennya osoblivostej fil'tracii biodizelya cherez paperovi fil'tri tonkoї ochistki dizel'nih dviguniv / V. A. Vojtov, M. V. Karnauh, O. B. Kalyuzhnij, M. S. Dacenko // Konstruyuvannya, virobnictvo ta ekspluataciya sil's'kogospodars'kih mashin. - 2010. - Vip. 40(1). - S. 282-286.
9. Rozrobka metodiv adaptacii dizeliv do bionaftovih palivnih kompozicij / A.M. Levterov, V.D. Savic'kij, N.YU. Gladkova // Problemy mashinostroeniya. — 2017. — T. 20, № 3. — S. 54-63.
10. Linus N. Okoro, Fadila I. Sambo, Mukhtar Lawal and Clifford Nwaeburu. (2011b). Thermodynamic and Viscometric Evaluation of Biodiesel and Blends from Olive Oil and Cashew Nut Oil. Research Journal of Chemical Sciences, Vol. 1(4), 90-97, July (2011) ISSN 2231-606X.
11. Engine performance test of bio-diesel produced from african mesquite seed oil using pyrolysis. JS Eloka-Eboka, A.C. and Ibrahim. African Journal of Physics 3 (2010), 241 -254, 2010.
12. Karnauh, M. V. Ocinka pokaznikiv palivnoї ekonomichnosti i toksichnosti vidprac'ovanih gaziv dizelya pri vikoristanni etilovih efiriv / Karnauh M. V. - S.178-185. - Visnik Harkivs'kogo nacional'nogo tekhnichnogo universitetu sil's'kogo gospodarstva imeni Petra Vasilenka [Tekst]: sbornik nauchnyh trudov, Vip. 109. Problemi tekhnichnoї ekspluatacii mashin / HNTUSG. – H.

Скобло Т.С.,¹
Гринченко А.С.¹,
Пасько Н.С.²,
Плугатарёв А.В.¹

¹Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства
имени П.Василенко,
г. Харьков, Украина
²Харьковский национальный
автомобильно-дорожный
университет,
г. Харьков, Украина

**ВЛИЯНИЕ МОДИФИЦИРОВАНИЯ
КОМПЛЕКСНЫМ МОДИФИКАТОРОМ НА
УСЛОВИЯ КРИСТАЛЛИЗАЦИИ, СТРУКТУРУ И
СВОЙСТВА ВЫСОКОПРОЧНОГО ЧУГУНА**

УДК 621.74.002

Рассмотрено влияние различных модифицирующих присадок на структурообразование в отливках с различной толщиной их сечения. Исследованиями, определен оптимальный состав комплексных модификаторов и количество таких присадок, которые обеспечивают оптимальную структуру и форму графита при различной скорости кристаллизации отливок.

Ключевые слова: высокопрочный чугун, комплексные модификаторы, структура, форма графита, микротвердость, скорость кристаллизации.

В последние годы для повышения качества изделий из высокопрочного чугуна используют различные модифицирующие присадки, которые оказывают благоприятное влияние на условия кристаллизации отливок и формирование шаровидных включений графита. Отливки из такого материала находят широкое применение в машиностроении. Это гильзы цилиндров, различного типа, корпусные детали. Они существенно отличаются массой металла и сечением. Поэтому для того, чтобы установить связь влияния состава модификатора и скорости кристаллизации на структурообразование использовали специально отливаемые заготовки и параллельно анализировали пробы от массивных прокатных валков, у которых имеют место различные скорости кристаллизации в зависимости от глубины формируемого слоя.

В ранее выполненных исследованиях подробно рассмотрено влияние ряда модифицирующих присадок [1], которые получены при специальном их производстве, а также как вторичное сырье (различные шихтовые материалы – шлаки, продукты сгорания угля на ТЭС, стружка, получаемая при механической обработке, шихта от утилизации боеприпасов и др.). Эффективность применения модификаторов определяется свойствами, которые они обеспечивают, а также затратами на их получение.

В данной работе рассмотрено влияние используемых присадок комплексных модификаторов и РЗМ для модифицирования.

Целью работы явилось определение оптимальных добавок модифицирующих присадок для обеспечения необходимого уровня свойств и структурообразования для получения высокопрочного качественного чугуна.

Для достижения поставленной цели решали следующие задачи:

- моделировали структурообразование при отличающейся скорости кристаллизации 40 и 80°С/мин, которые соответствовали наиболее часто условиям производства отливок;
- оценивали влияние скорости кристаллизации на изменчивость и стабильность микротвердости структурных составляющих чугуна;
- определяли оптимальные дозы модифицирующих присадок РЗМ и Mg для обеспечения необходимой структуры графита и металлической матрицы;
- исследовали параметры в условиях различных скоростей кристаллизации при модифицировании для определения изменения температурного интервала процесса;

- оценивали влияние различных компонентов, входящих в состав комплексного модификатора на структуру и свойства чугуна.

Для выполнения поставленных задач использовали следующие методики исследований: химический, микроструктурный анализы, оценку фазового состава и микротвердость.

Исследование проводили на опытных отливках, плавление и кристаллизацию которых осуществляли в одинаковых условиях. После расплавления и перегрева расплава до температуры 1350°C образцы охлаждали с одновременной записью кривых охлаждения при скорости 40°C/мин и 80°C/мин. Скорость охлаждения приняты на основании анализа данных в соответствии с рабочим слоем валков на разном расстоянии от литой поверхности. Согласно [2] для валков Ø430мм скорость охлаждения в интервале температур затвердевания чугуна в металлической форме на расстоянии 10-20мм от поверхности составляла 80-50°C/мин и на расстоянии 30-35мм – 40-30°C/мин. Исследование структуры проводили на образцах, непосредственно отобранных от рабочего слоя отливки.

Таблица 1

Химический состав образцов и количество введенного модификатора

№ пробы	Величина присадки модификатора	Содержание элементов, %					
		C	Si	Mn	P	S	ΣРЗМост.
0	-	3,09	0,94	0,54	0,056	0,039	-
1	0,5	3,14	0,97	0,50	0,044	0,030	0,09
2	1,0	3,01	1,01	0,56	0,055	0,029	0,20
3	1,5	3,10	0,97	0,61	0,051	0,020	0,35
4	2,0	3,14	0,95	0,64	0,049	0,018	0,39
Состав применяемого модификатора следующий:							
Марка комплексного модификатора		Сумма РЗМ, не менее, %		Ce	Y	Si	Al
СЦеМИШ-1		40,6		20-22	18-20,6	41,0	4,8

Результаты количественного структурного анализа чугунов, дисперсность перлита и данные о микротвердости представлены в табл. 2 и 3.

Таблица 2

Результаты количественного структурного анализа, среднего фактора формы графита, дисперсность перлита исследованных проб из модифицированного РЗМ чугуна, охлажденных с различной скоростью

№ пробы	Количество структурных составляющих, %								Средний фактор формы графита		Дисперсн. перлита	
	перлит		феррит		цементит+ ледебурит		графит					
	40°C/мин	80°C/мин	40°C/мин	80°C/мин	40°C/мин	80°C/мин	40°C/мин	80°C/мин	40°C/мин	80°C/мин	40°C/мин	80°C/мин
0	93,3	96,1	1,6	0,6	-	-	5,5	3,3	-	-	Пд0,3	Пд0,3
1	91,6	96,3	1,8	0,9	-	-	6,1	2,8	-	-	Пд0,3	Пд0,3
2	90,3	97,2	2,2	1,2	3,5	-	4,0	1,1	-	-	Пд0,3	Пд0,3
3	52,5	54,5	-	-	44,1	44,3	3,4	1,2	0,9	0,9	Пд0,3	Пд0,3
4	88,4	65,3	0,1	-	4,4	32,6	7,1	2,1	0,6	0,8	Пд0,3	Пд0,3

Микротвердость структурных составляющих проб из модифицированного чугуна, охлажденного со скоростью 40°С/мин и 80°С/мин

№ пробы	Микротвердость перлита, Н-50		Микротвердость цементита ледебурита, Н-50	
	40°С/мин	80°С/мин	40°С/мин	80°С/мин
0	325	336	2	-
1	358	332	-	-
2	303	332	666	-
3	340	325	766	752
4	321	328	752	752

Для исследованных скоростей охлаждения четко проявляется модифицирующее влияние РЗМ на количество и тип структурных составляющих. С увеличением содержания РЗМ в структуре уменьшается количество перлита и графита.

При этом с увеличением скорости охлаждения изменение структуры более значительно. Так, при скорости охлаждения 40°С/мин и содержании 0,35% Σ РЗМ_{ост.} по сравнению с немодифицированным чугуном количество перлита уменьшилось до 40,8%, а при скорости 80°С/мин – до 41,9%. Превышение указанных концентраций РЗМ приводит к увеличению количества перлита в структуре (см. табл. 2).

Это свидетельствует о том, что для каждой скорости охлаждения существует критическое содержание РЗМ, обеспечивающее наименьшую отбеливаемость чугуна. При содержании РЗМ выше указанных пределов в структуре резко увеличивается количество перлита и графита. При этом заметно изменяется как структура металлической матрицы, так и форма графитных включений.

При скорости охлаждения 40°С/мин и содержании 0,35% Σ РЗМ_{ост.} металлическая матрица состоит из грубых выделений первичного аустенита (рис. 1, а) и пластинчатого ледебурита, при скорости 80 град/мин. – дендриты первичного аустенита более мелкие, а лебедуритная эвтектика – дисперснее (рис. 1, б).

Увеличение содержания Σ РЗМ до 0,39% приводит к значительным изменениям структуры металлической матрицы, особенно это проявляется при малых скоростях охлаждения. Так, при скорости охлаждения 40°С/мин. металлическая матрица имела перлитную сорбитообразную структуру (88,4% перлита) с цементитной сеткой по границам зерен (рис. 1, в, д).

При таком же содержании Σ РЗМ увеличение скорости охлаждения до 80°С/мин. обеспечило получение перлитной сорбитообразной структуры (65,3% перлита) со значительным количеством пластинчатой ледебуритной эвтектикой (32,6%) рис. 2, г, е.

В пределах исследованных содержаний РЗМ и скоростей охлаждения, дисперсность перлита изменялась незначительно и соответствовала баллу ПД0,3 (см. рис. 1, г, е). Мало изменялась и микротвердость (см. табл. 3). Проявляется тенденция к увеличению микротвердости цементита при содержании более 0,20% Σ РЗМ_{ост.}, особенно при малых скоростях охлаждения.

Модифицирующее влияние РЗМ на графитную фазу проявляется изменением формы графитных включений. При постоянной скорости охлаждения в модифицированном 0,09-0,20% Σ РЗМ_{ост.} и немодифицированном графитная фаза выделяется в аустенитно-графитных колониях, дисперсность включений в которых увеличивается с ростом содержания РЗМ (рис. 2, а-в). Увеличение скорости охлаждения до 80°С/мин. привело к повышению дисперсности аустенитно-графитных колоний как в немодифицированном чугуне (рис. 3, а, б), так и в модифицированных 0,09-0,20% Σ РЗМ_{ост.} в чугунах (см. рис 2, г, д).

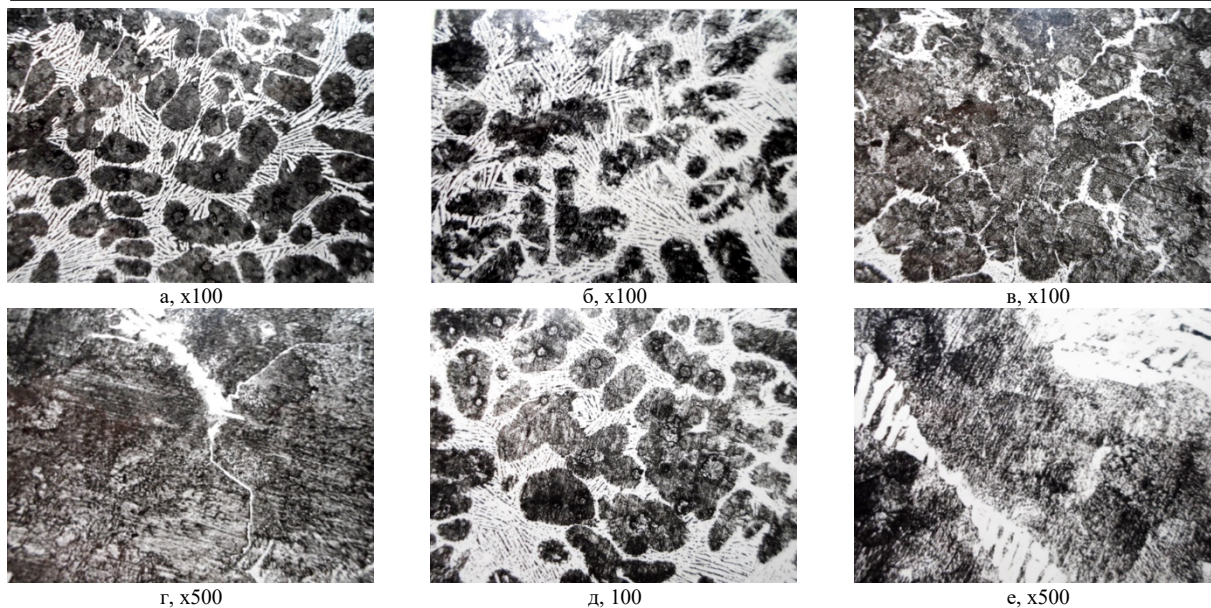


Рис. 1 – Микроструктура модифицированного чугуна 0,35% Σ PЗМ_{ост.} (а, б), 0,39% Σ PЗМ_{ост.} (в-е) и охлажденного после расплавления 40°C/мин.(а, в, г) и со скоростью 80°C/мин. (б, д, е)

Шаровидный графит получен лишь при содержании 0,35% Σ PЗМ_{ост.} и скорости охлаждения 40°C /мин. а также 80°C/мин. (рис. 2, е). При этом средний фактор формы графита составляет 0,9. Увеличение содержания PЗМ до 0,39% Σ PЗМ_{ост.} приводит к трансформации графитных включений как по форме, так и по размеру. Так, при содержании 0,39% Σ PЗМ_{ост.} и скорости охлаждения 40°C/мин. получены компактные включения, средний фактор которых соответствует баллу 0,6.

Увеличение скорости охлаждения способствует получению при тех же содержаниях PЗМ более мелкого и лучшего по форме шаровидного графита – т.е. наряду с компактными графитными включениями имеются и мелкие – правильной, близкой к шаровидной форме, средний фактор формы которого достигает – 0,8.

Структура модифицированного 0,35% Σ PЗМ_{ост.} чугуна, охлажденного со скоростью 40°C/мин. и 80°C/мин. подобно структуре валков исполнений URSEM-350 и URSEP-450 французской фирмы «Usinor» [3]. Различие состоит только в значительно меньших по размеру шаровидных включений графита. Кроме того, карбидная составляющая структуры в модифицированном 0,35% Σ PЗМ_{ост.} представлена пластинчатым ледебуритом, тогда как в валках фирмы «Usinor» - ледебуритом со-
ТОВЫМ.

Структура металлической матрицы в опытных валковых чугунах, модифицированных 0,35% Σ PЗМ_{ост.}, перлитная составляющая характеризуется дисперсностью Пд0,3. Французские валки имеют такую же перлитную матрицу, но с более грубыми пластинами (дисперсность Пд0,3-Пд0,5).

Следует отметить, что валки фирмы «Usinor» дополнительно легированы 2,0-2,6% Ni, 0,10-0,30% Mo (URSEP-450) и 0,2-0,5% Cr; 0,6% Ni (URSEM-350), тогда как исследованный чугун не содержал указанных легирующих элементов.

Следовательно, строго дозированное модифицирование PЗМ является перспективным для изменения как структуры матрицы, так и формы включений графита без использования дефицитных и дорогостоящих легирующих присадок.

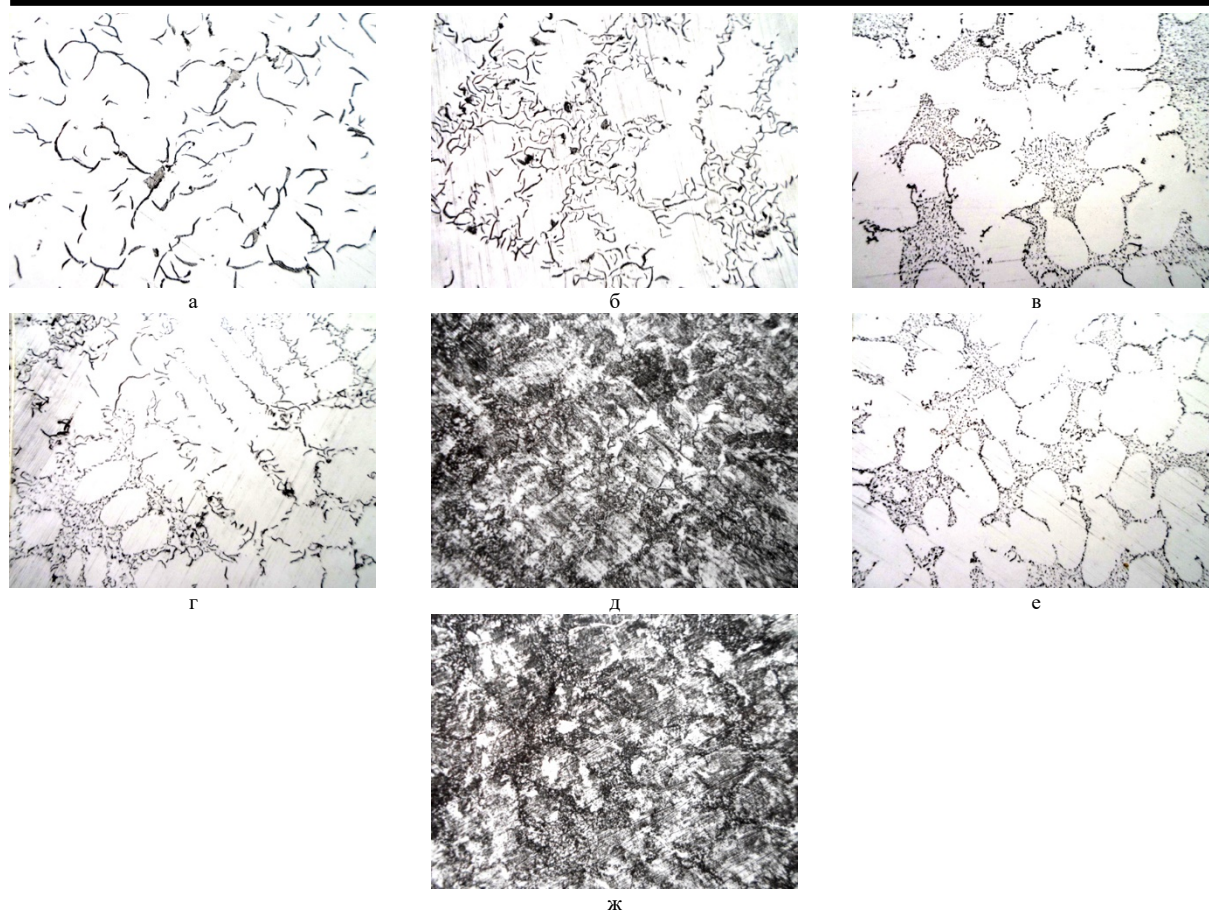


Рис. 2 – Микроструктура немодифицированного (а) и модифицированного 0,09% Σ РЗМ_{ост.} (б, г, д), 0,20% Σ РЗМ_{ост.} (в, е, ж) чугуна, охлажденного после расплавления со скоростью 40°С/мин.(а-в) и 80°С/мин. (г-ж), x100

Дополнительно исследовали влияние комплексного модифицирования РЗМ и магнием.

Исследования проводили на чугунах, близких по составу к эвтектическим. Выбор такого состава производили, исходя из известных исследований, что лучшая форма графита в модифицированных чугунах обеспечивается в эвтектических и незначительных отклонениях по содержанию углерода в заэвтектических чугунах.



Рис. 3 – Графитные включения в рабочем слое металла валков из чугуна, модифицированного РЗМ. x100

По содержанию углерода чугуны, проведенных опытных плавок близки к составу валковых модифицированных чугунов, применяемых зарубежными фирмами.

Модифицирование чугуна производили при 1430-1470°С ферроцерием и магнием. Магний, в количестве 0,03% от массы шихты вводили в виде лигатуры ЖКМ с 5-7%магния. Ферроцерий и лигатуру вводили одновременно принудительным погружением в ковш металлическим стаканчиком.

Химический состав чугунов, модифицированных РЗМ и магнием

Условн. № плавки	Содержание элементов, %								
	C	Si	Mn	P	S	РЗМ			Mg
						Ce	La	Ce+La	
0	3,68	3,02	0,83	0,25	0,019	-	-	-	-
1	3,69	3,08	0,82	0,22	0,010	0,033	0,010	0,043	0,007
2	3,72	2,95	0,93	0,27	0,008	0,041	0,010	0,051	0,010
3	3,77	3,00	0,84	0,23	0,006	0,087	0,021	0,108	0,008
4	3,64	2,95	1,00	0,20	0,006	0,146	0,018	0,164	0,018
5	3,59	2,95	0,90	0,21	0,007	0,278	0,020	0,298	0,020
6	3,81	2,95	0,94	0,25	0,008	0,176	0,080	0,256	0,013
7	3,80	2,95	0,95	0,20	0,007	0,234	0,085	0,324	0,016

Усвоение магния составило 42-67% от введенного и возрастало при увеличении количества ферроцерия в присадке.

При модифицировании 0,007-0,020% Mg и возрастающем количестве в пределах 0,043...0,256% Σ Ce+La модификатора в структуре увеличивалось количество феррита. При более высоком содержании Σ РЗМ, сверх указанных пределов, в структуре возрастает содержание карбидов, достигая максимального содержания при 0,30...0,324% Σ Ce+La для песчано-глинистой формы и при 0,20-0,25% Σ Ce+La для – кокильной.

При увеличении содержания РЗМ и высоких скоростях охлаждения (кокильная форма) в структуре металлической матрицы уменьшается количество лебедурита и соответственно увеличивается количество пластинообразной карбидной эвтектики.

Влияние модифицирования РЗМ сильнее проявляется с уменьшением скорости охлаждения. При увеличении содержания Ce+La изменяется дисперсность перлита. Вместо мелко- и среднепластинчатого перлита в пробах из немодифицированного Mg чугуна при содержании 0,324% Σ Ce+La получали сорбитообразный перлит.

Таким образом, как и при модифицировании РЗМ так и в случае модифицирования дополнительно магнием имеет место изменение типа карбидной эвтектики, а также дисперсность перлита.

Исследования структуры матрицы, количества и формы включений графита в модифицированных чугунах показало, что заметное изменение структуры матрицы и формы графитных включений имеет место при содержании $> 0,05\% \Sigma$ Ce+La и более 0,010%Mg. Увеличение содержания Σ Ce+La до 0,108% приводит к трансформации графитных включений. Вместо пластинчатого графита в структуре формируется вермикулярный с большим количеством шаровидных и компактных включений.

Количество компактных включений графита возрастает с увеличением скорости охлаждения при кристаллизации.

Преимущественно шаровидные и компактные включения графита получены при оптимальном остаточном содержании 0,010-0,020%Mg и 0,108% Σ Ce+La.

При комплексном модифицировании РЗМ и магнием установленная ранее зависимость структуры металлической матрицы от содержания Σ РЗМ_{ост.}, существенно не изменилась. Однако, благодаря сфероидизирующему влиянию магния графитные включения при близком содержании Σ РЗМ_{ост.} имеют более компактную форму.

Выводы.

Проведены исследования влияния модифицирования различных композиций и магнием на особенности кристаллизации, структуры и свойств валковых чугунов.

При модифицировании только РЗМ (церием и лантаном) их влияние проявляется при эвтектической кристаллизации и её температурном интервале. Максимальное переохлаждение и изменение температурного интервала кристаллизации обеспечивается при содержании 0,079-0,105% церия и лантана.

Модифицирующие влияние РЗМ на структуру металлической матрицы, количество, форму и распределение графита зависит, при постоянном химическом составе металла, от содержания Σ РЗМ ост. и скорости охлаждения. Заметное влияние модификаторов появляется при содержании Σ РЗМ ост. до 0,20%, и оно способствует формированию колоний междендритного точечного и пластинчатого графита и в структуре матрицы, кроме феррита, формируются изолированные участки цементита и ледебурита.

Критическое содержание РЗМ, обеспечивающее наибольшее изменение структуры металлической матрицы – более 0,35% Σ РЗМ_{ост.} приводит к кристаллизации структуры половинчатого чугуна, состоящего из сорбитообразного перлита, пластинчатого ледебурита и шаровидного графита.

Увеличение содержания Σ РЗМ_{ост.} до 0,39% способствует образованию цементитной сетки по границам перлитных колоний. Форма графитных включений ухудшается.

Модифицирование РЗМ (0,20-0,35% Σ РЗМ_{ост.}) не оказывает заметного влияния на дисперсность и микроструктуру перлита.

Комплексное модифицирование РЗМ и магнием обеспечивает изменение преимущественно количества графитных включений. Заметное изменение структуры матрицы и формы включений имеет место при содержании 0,07% Σ РЗМ_{ост.} и не менее 0,01% магния. Вместо пластинчатого графита в структуре образуется – вермикулярный, с большим количеством шаровидных и компактных включений. Преимущественно шаровидные и компактные включения графита получены при содержании 0,01-0,25% магния и 0,105% Σ РЗМ_{ост.}

Литература:

1. Применение шлакообразующих смесей при производстве и реновации изделий. Скобло Т.С., Сідашенко О.І., Мартыненко А.Д., Пасько Н.С., Ридный Р.В., Автухов А.К. Монография. Х.: «Полосатая типография», 2016.
2. Пузырьков-Уваров О.В. Особенности структуры кокильного литья из синтетического магниевого чугуна. в сб.: Индукционная плавка чугуна. Киев, 1976, с. 75-79.
3. Cylindres de laminoirs «Usinor». Paris. 1979.

Summary

Skoblo T.S., Grynchenko A.S., Pasko N. S., Plugatarev A.V. Influence of modification by a complex modifier on the conditions of crystallization, structure and properties of high-strength cast iron

The influence of various modifying additives on the structure formation in castings with different thicknesses of their cross sections is considered. By research, the optimal composition of complex modifiers and the number of such additives that provide the optimal structure and shape of graphite at different rates of crystallization of castings are determined.

Keywords: high-strength cast iron, complex modifiers, structure, graphite shape, microhardness, rate of crystallization.

References

1. Primenenie shlakoobrazuyushchih smesey pri proizvodstve i renovacii izdelij. Skoblo T.S., Sidashenko O.I., Martynenko A.D., Pas'ko N.S., Ridnyj R.V., Avtuhov A.K. Monografiya. H.: «Polosataya tipografiya», 2016.
2. Puzyr'kov-Uvarov O.V. Osobennosti struktury kokil'nogo lit'ya iz sinteticheskogo magnievogo chuguna. v sb.: Indukcionnaya plavka chuguna. Kiev, 1976, s. 75-79.
3. Cylindres de laminoirs «Usinor». Paris.1979.

Романюк С.П.

Харьковский национальный
 технический университет
 сельского хозяйства
 имени П. Василенко,
 г. Харьков, Украина,
 E-mail: Techmat@ukr.net

**ТЕПЛОВИЗИОННАЯ ДИАГНОСТИКА
 СОСТОЯНИЯ СТРОИТЕЛЬНЫХ СООРУЖЕНИЙ**

УДК 69.058.7

Выполнены исследования по оценке состояния строительных конструкций. Проведен анализ уровня тепловых потерь в кирпичном и деревянном зданиях. Выявлены отклонения и даны рекомендации по устранению скрытых дефектов, выявленных методом тепловизионного контроля, для повышения энергоэффективности исследуемых строений.

Ключевые слова: *строительные конструкции, теплопроводность, энергоэффективность, пористость, древесина, кирпич, температура*

Актуальность проблемы. Энергоэффективность строительных конструкций зависит, в первую очередь, от используемого сырья и выбранной технологии возведения здания. В настоящее время распространено строительство деревянных, кирпичных, каменных и каркасных домов. Каждый из предложенных видов материала имеет свои физические, механические и эксплуатационные свойства. Эти характеристики элементов конструкции вносят существенный вклад в энергоэффективность сооружения и тепловой баланс внутри помещения.

Для повышения долговечности зданий и создания оптимальных параметров микроклимата в строительных сооружениях необходим контроль тепловых потерь на различных стадиях их жизненного цикла, начиная с проектирования, строительства, в процессе эксплуатации и реконструкции.

Целью работы является определение степени тепловых потерь различных строительных сооружений для обеспечения энергоэффективности зданий.

Анализ публикаций по данной проблеме. Теплопроводность является одной из важных теплозащитных свойств материалов. Она характеризуется коэффициентом теплопроводности λ [Вт/(м·К)]. Чем меньше значение коэффициента теплопроводности, тем ниже тепловые потери. В табл. 1. приведены значения теплопроводности некоторых материалов [1-3].

Таблица 1

Теплопроводность материалов

Материал	λ , Вт/(м·К)	Материал	λ , Вт/(м·К)
Серебро	425	Вода	0,58
Алюминий	230	Полиэтилен	0,34
Железо	73,2	Вулканический туф	0,4 - 0,8
Сталь	58,0 – 60,0	Полистирол	0,084
Графит	180	Арболит	0,09 - 0,17
Гранит	2,8 - 3,4	Совелит	<0,093
Плиты: древесноволокнистые пробковые	0,05 - 0,09 0,04 - 0,05	Пенополиуретан	0,021
		Пенопласт	0,04 - 0,06
		Минеральная вата	0,04 - 0,08
Стекло (силикатное)	0,75	Воздух	0,024
Пеностекло	0,05 - 0,12		

Теплоизоляционные материалы должны иметь показатель теплопроводности не более чем 0,175 Вт/(м·К) [1].

Строительные материалы органического происхождения имеют меньшую теплопроводность по сравнению с минеральными, при одинаковой их плотности.

Теплопроводность строительных материалов зависит от многих факторов и существенно уменьшается с увеличением их пористости (табл.2). При этом следует учитывать размеры пор и их распределение. Минимальная теплопроводность будет у материала с максимальным количеством равномерно распределенных мелких пор.

Таблица 2

Коэффициент теплопроводности некоторых строительных материалов при различной пористости

Материал	Пористость, %	λ , Вт/(м·К)	Материал	Пористость, %	λ , Вт/(м·К)
Бетон на щебне	21	0,81	Кирпич красный	20	0,8
	28	0,71		26	0,68
	32	0,62		30	0,58
Пенобетон	56	0,275		33	0,53
	59	0,246		37	0,475
	63	0,218		Кирпич силикатный	13
	67	0,19	22		0,73
	71	0,165	25		0,618
	75	0,145	28		0,588
	79	0,128	Фибролит	71	0,105
	82	0,115		78	0,09
	85	0,103		84	0,08
	88	0,092			

Следует отметить, что на коэффициент теплопроводности влияет и температура окружающей среды (табл. 3). В таблице приведены пределы данных при минимальной и максимальной пористости [4].

Различия в значениях теплопроводности связано с тем, что происходит замещение пор с сухим воздухом в используемом материале на влажный воздух или воду, теплопроводность которых существенно выше. При отрицательных температурах λ будет выше, чем при положительных. При этом, данный коэффициент изменяется в 1,2 – 2,3 раза не пропорционально для различных материалов. Максимальный разброс показаний в зависимости от температуры характерен для пенобетона и минимальный – для фибролита.

Эффективная теплопроводность строительных материалов λ_{eff} (коэффициент теплопроводности) экспериментально [5] рассчитывается по формуле (1):

$$\lambda_{eff} = d/R, \tag{1}$$

где d – толщина испытываемого образца, R – термическое сопротивление.

Расчетные и эксплуатационные характеристики элементов конструкции могут существенно отличаться. Это связано с качеством строительных материалов, изменениями в технологии возведения сооружения и отклонениями от проектной документации. Сверхнормативные потери тепла происходят через стены (до 36%), окна (до 29,0%), кровлю (до 24,0%) и фундамент (до 6,0%) [6].

Коэффициент теплопроводности некоторых строительных материалов
 при различной объемной влажности

Материал	Объемная влажность, %						
	0	10		20		30	
	«+» T, °C	«+» T, °C	«-» T, °C	«+» T, °C	«-» T, °C	«+» T, °C	«-» T, °C
Бетон на щебне	0,62 - 0,81	0,71 - 0,915	0,831- 1,005	0,78	1,02	-	-
Пенобетон	0,092 - 0,275	0,16 - 0,375	0,287- 0,52	0,211- 0,432	0,448- 0,749	0,256 - 0,5	0,589- 0,975
Кирпич силикатный	0,588 - 0,84	0,675 - 0,975	0,815- 1,04	0,76	1,25	-	-
Кирпич красный	0,475- 0,8	0,61- 0,915	0,725- 1,07	0,73	0,95	-	-
Сосна поперек волокон	0,115	0,15	0,219	0,184	0,321	0,218	0,423
Сосна вдоль волокон	0,28	0,35	0,45	0,42	0,62	0,49	0,79
Дуб поперек волокон	0,29- 0,34	0,35- 0,386	0,48- 0,52	0,4- 0,43	0,65- 0,69	0,45- 0,474	0,82- 0,86
Дуб вдоль волокон	0,126- 0,15	0,164- 0,184	0,235- 0,27	0,195- 0,216	0,338- 0,378	0,225- 0,248	0,438- 0,486
Фибролит	0,08- 0,105	0,141- 0,181	0,173- 0,21	0,211- 0,253	0,259- 0,304	0,283- 0,325	0,345- 0,39

Оценить фактическое состояние здания и выявить брак теплоизоляции возможно только при проведении практических исследований сооружений. Даже если среднее сопротивление теплопроводности здания соответствует эксплуатационным требованиям, существуют скрытые дефекты, приводящие к инфильтрации холодного воздуха.

Методика и результаты исследований. Исследования проводили на строениях из кирпича и дерева, которые расположены в Харьковской области в различные периоды их жизненного цикла. Кирпичный дом прослужил более семи лет, а деревянный - в первый год эксплуатации. Обследование сооружений проводились в зимний период при отрицательной наружной температуре -1°C.

Для качественной оценки состояния кирпичного и деревянного строений проведено обследование этих помещений методом тепловизионного контроля [7], который основан на дистанционном измерении полей температур поверхностей конструкций. Термограмма, полученная в результате неразрушающего контроля строительного сооружения, дает возможность судить о техническом состоянии исследуемого здания и выявить зоны с потерей тепловой энергии.

Для оценки температурных неоднородностей в отопляемом кирпичном строении использовали тепловизор Fluke Ti20. В результате проведенного исследования здания обнаружены скрытые дефекты в стене и перекрытии (рис.1).

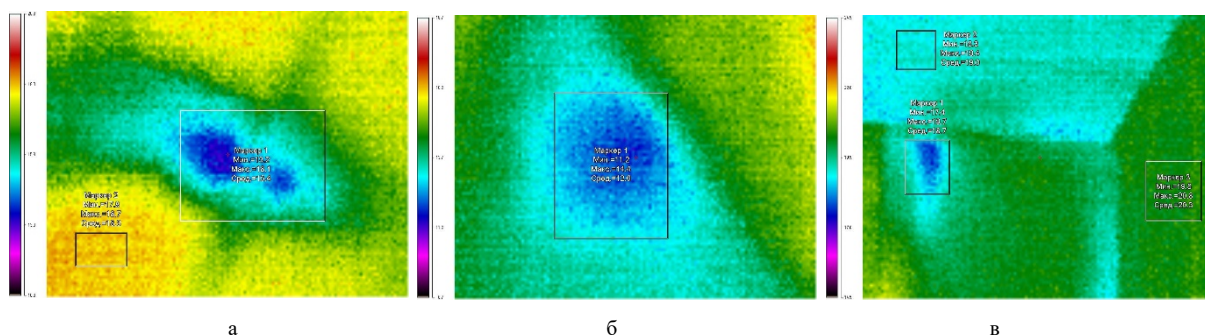


Рис.1 – Термограммы с выявленными дефектами конструкций:
а,б – в перекрытии, в – в стене

Через дефекты кирпичной кладки (см.рис.1.в) локально на 14,3% увеличены потери тепла в стене и на 38,8% в перекрытии.

Углы также являются источником потери тепла (рис.2). Так, в верхнем углу потери составляют 18,3%, при этом в нижнем - увеличены до 60,6%.

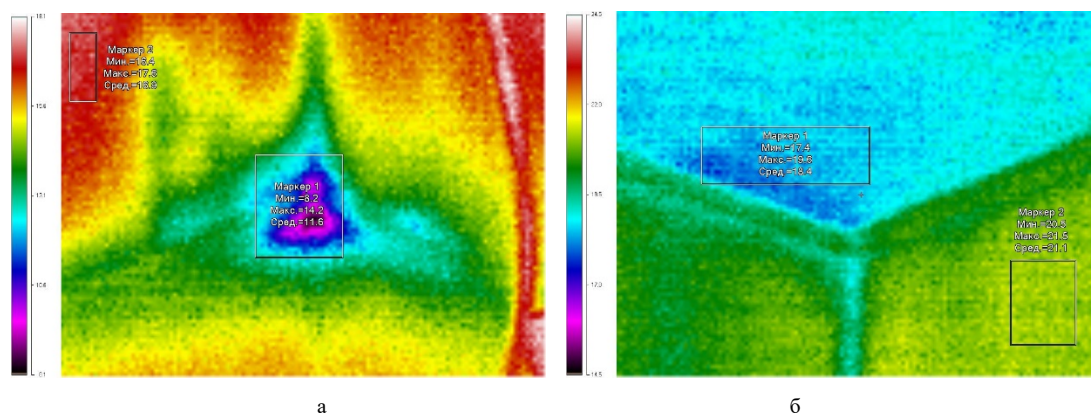


Рис.2 – Пониженная температура в нижнем (а) и верхнем (б) углах кирпичного дома

В результате проведенной тепловизионной диагностики деревянного здания, обнаружены существенные дефекты, связанные с качеством строительного материала.

Недопустимо проведения монтажа конструкций из древесины высокой влажности. Это связано с тем, что при увеличении уровня влажности строительных материалов их теплопроводность повышается (см. табл.3).

Кроме этого, нарушение технологии монтажа с использованием влажной древесины приводит к тому, что в процессе эксплуатации здания происходит усушка строительного материала с формированием трещин и щелей по углам дома, а также в зонах примыкания пола (рис.3). Все эти дефекты являются основным источником тепловых потерь.

Углы в деревянном здании также являются источника потери тепла (см. рис.3). Так, в нижнем углу потери составляют 56,7%. В зоне горизонтального стыка стены и пола (см. рис.3.в) - 42,4%, в трещине - 44,6%.

Выявленные скрытые дефекты в строительных конструкциях могут приводить к промоканию и промерзанию данных зон, а также служить центрами механических напряжений, приводящих к возникновению градиентов температур.

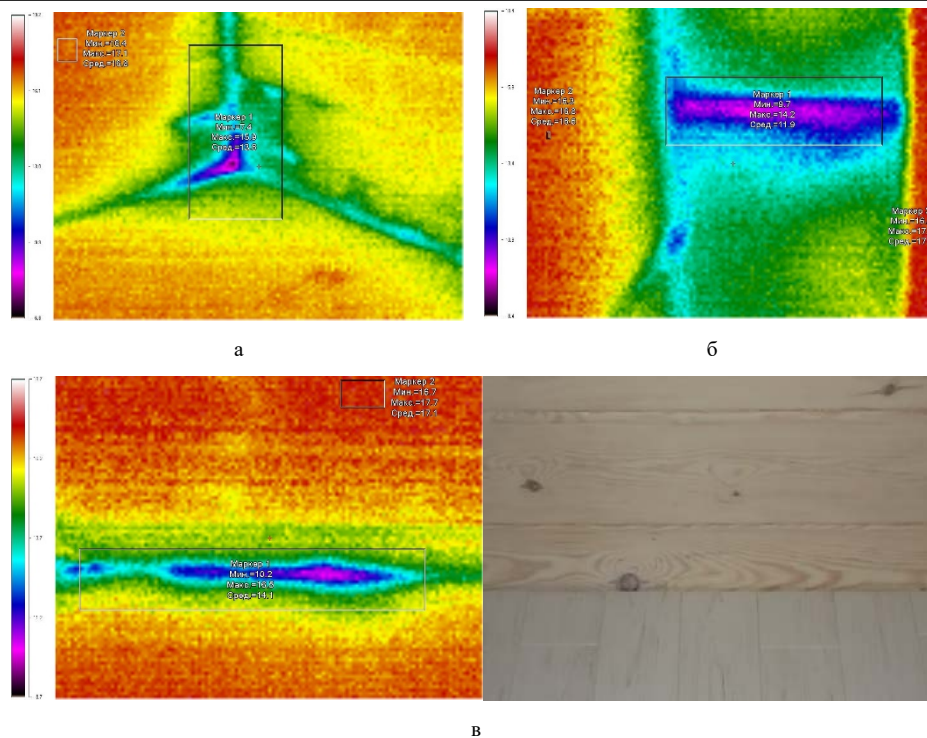


Рис.3 – Потери тепла в нижнем углу (а), трещине (б), в зоне примыкания стены и пола (в) деревянного здания

Для устранения возникших дефектов в кирпичном и деревянном строениях рекомендуется дополнительное применение наружного утепления. Так как в процессе тепловизионной диагностики выявлены локальные дефекты с потерей тепла до 56,7 - 60,6%, то целесообразно учитывать эти данные при выборе теплоизоляционного материала, который сможет компенсировать возникший градиент температур и обеспечить необходимый уровень теплопроводности. Материал должен иметь коэффициент λ на 61% ниже от существующей нормы в 0,175 Вт/(м·К), что составляет 0,068 Вт/(м·К). Из анализа табл. 1 следует, что в качестве утеплителя можно использовать, например, пенополистирол (пенопласт) или пенополиуретан [2]. Минеральная вата накапливает влагу и опасна для здоровья (в странах Евросоюза запрещена) [8].

Кроме этого, в деревянном доме необходимо провести герметизацию трещин и щелей, а также дополнительное утепление фундамента.

Выводы. В работе проведены исследования по оценке состояния кирпичного и деревянного строений в Харьковской области в различные периоды их жизненного цикла с помощью тепловизионного метода.

Применение неразрушающего контроля позволило выявить зоны с пониженным сопротивлением теплопроводности.

В результате проведенного исследования здания, построенного из кирпича, после 7 лет эксплуатации, обнаружены скрытые дефекты в стене, перекрытии, а также в углах строения, приводящие к локальным тепловым потерям от 14,3% до 60,6%.

В процессе первого года эксплуатации деревянного здания произошла усушка строительного материала с формированием трещин и щелей по углам дома, а также в зонах примыкания пола. Уровень локальных тепловых потерь в деревянном строении колеблется от 44,4% до 56,7%.

Рекомендовано учитывать данные, полученные в процессе тепловизионной диагностики, при выборе теплоизоляционного материала. Это позволит повысить долговечность строительных конструкций и обеспечит их энергоэффективность.

Литература:

1. Широкий Г.Т. Строительное материаловедение в лекционном изложении / Г.Т. Широкий, М.Г. Бортницкая. – Минск: БНТУ, 2017. – 67с.
2. <http://stroynedvizhka.ru/stroitelnye-materialy/sostav-svoystva-penopoliuretana/>
3. Будівельні матеріали в двох частинах. Ч. 1. Ю.Г. Гасан, Т.М. Пащенко. - Київ: КНУБА, 2013. - 208с.
4. Франчук А.У. Таблицы теплотехнических показателей строительных материалов / А.У. Франчук. – Москва: НИИСФ, 1969. - 142с.
5. ГОСТ 7076-99 Материалы и изделия строительные. Метод определения теплопроводности и термического сопротивления при стационарном тепловом режиме. – М., 1999.
6. Будадин О. Н. Комплексный тепловой контроль зданий и строительных сооружений / О. Н. Будадин, Е. В. Абрамова, Т. Е. Троицкий-Марков // В мире неразрушающего контроля. – Санкт-Петербург, 2004. - №1 (23). – С.21-24.
7. ГОСТ 26629-85 Метод тепловизионного контроля качества теплоизоляции ограждающих конструкций. – М., 1985.
8. <http://estp-blog.ru/rubrics/rid-6043/>

Summary

Romaniuk S.P. Thermal imaging diagnostics of building structures state

Studies on the evaluation of the building structures state is carried out. The analysis of the heat losses level in brick and wooden buildings is conducted. The deviations were revealed and recommendations were given on the elimination of hidden defects, detected by the thermal imaging control method, for increasing the energy efficiency of the structures under study.

Keywords: building structures, thermal conductivity, energy efficiency, porosity, wood, brick, temperature

References

1. Shirokij G.T. Stroitel'noe materialovedenie v lekcionnom izlozhenii / G.T. Shirokij, M.G. Bortnickaja. – Minsk: BNTU, 2017. – 67s.
2. <http://stroynedvizhka.ru/stroitelnye-materialy/sostav-svoystva-penopoliuretana/>
3. Budivel'ni materiali v dvoh chastinah. Ch. 1. Ju.G. Gasan, T.M. Pashhenko. - Kiïv: KNUBA, 2013.- 208s.
4. Franchuk A.U. Tablicy teplotekhnicheskikh pokazatelej stroitel'nyh materialov / A.U. Franchuk. – Moskva: NIISF, 1969. - 142s.
5. GOST 7076-99 Materialy i izdelija stroitel'nye. Metod opredelenija teploprovodnosti i termicheskogo soprotivlenija pri stacionarnom teplovom rezhime. – M., 1999.
6. Budadin O. N. Kompleksnyj teplovoj kontrol' zdaniy i stroitel'nyh sooruzhenij / O. N. Budadin, E. V. Abramova, T. E. Troickij-Markov // V mire nerazrushajushhego kontrolja. – Sankt-Peterburg, 2004. - №1 (23). – S.21-24.
7. GOST 26629-85 Metod teplovizionnogo kontpolja kachestva teploizoljicii ogpazhdajushih konstpukcij. – M., 1985.
8. <http://estp-blog.ru/rubrics/rid-6043/>

Горяинов А.Н.

Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства
имени П.Василенко,
г. Харьков, Украина
E-mail: goryainov@ukr.net

СОПРЯЖЕНИЕ ФУНКЦИЙ И ЗАДАЧ ГОРОДСКОЙ ЛОГИСТИКИ И АГРОЛОГИСТИКИ

УДК 631.1;65

Представлены материалы исследования управления потоками аграрной продукции. Рассмотрение проводилось с позиций агрологистики и городской логистики. Рост населения планеты и урбанизация обостряют вопрос оптимизации продовольственных потоков с позиций логистического подхода.

В информационных источниках не представлены в явном виде вопросы взаимодействия логистических систем аграрного сектора и городского сектора. Предложена схема эволюции логистического подхода. В данной схеме выделены интеграционный этап и отраслевой этап. Агрологистика и городская логистика представлены в рамках отраслевого этапа эволюции.

Распространено использование концепции «управление цепями поставок» при рассмотрении аграрного сектора. В частности, используется термин «agri-fresh food supply chain». Установлена положительная динамика в количестве публикаций по темам городской логистики и цепей поставок свежих агропродуктов.

Предложено разделять понятия «агрологистика» и «агропромышленная логистика». Для данных понятий даны авторские определения. Рассмотрены классификации цепей поставок агропродукции. Предложена классификация аграрных цепей поставок по отношению к городской логистике - выделены агрегированные и неагрегированные цепи поставок. Рассмотрен пример агрегированной цепи поставок. Определена важность согласования точки привязки заказа клиента для управления цепью поставок и для управления транспортом в рамках городской логистики.

Приведены данные о функционировании системы распределения продуктов в г. Нью-Йорк. Даны характеристики работы центра дистрибуции Hunts Point. Рассмотрен подход к построению скоординированной системы распределения через «центры сбора». Использование «центров сбора» в рамках города позволяет объединять логистические системы аграрного и городского секторов.

Ключевые слова: агрологистика, агропромышленная логистика, городская логистика, цепь поставок, классификация, агрегированная цепь, центр сбора, агропродукция

Актуальность проблемы. Современное развитие человечества характеризуется продолжающейся урбанизацией. Согласно [1], в 2014 году более половины населения мира (54 %) проживало в городах. Прогнозируется, что к 2050 году процент проживающих в городах увеличится до 66 % (на 2,5 млрд. человек). Увеличится количество городов с населением более миллиона человек и более 10 млн. человек.

На этом фоне, увеличение общей численности населения в мире обостряет проблему продовольствия. Согласно [2], для того, чтобы прокормить дополнительно 2 млрд. человек к 2050 году необходимо увеличить производство продовольствия в мире на 50 %. Здесь же отметим, что в 2016 году в мире голодало 815 млн. человек – это при том, что мирового производства продовольствия достаточно для всего населения.

Такое положение дел обосновывает потребность в дальнейшем поиске решений возникающих проблем. Одним из инструментов в этом направлении является развитие концепций логистики города и логистики агропромышленного комплекса. При чем дополнительные эффекты могут образовываться от оптимизации взаимодействия этих направлений логистики.

Анализ последних публикаций по данной проблеме. На данный момент вопросы совместного рассмотрения потоков продукции с позиций городской логистики и агрологистики в информационных источниках не представлены. Это можно объяснить двумя основными причинами:

1) современный подход к управлению материальными потоками базируется на концепции «управления цепями поставок» (*Supply chain management*). Соответственно, границы перехода материального потока из зоны ответственности агрологистики в зону ответственности городской логистики не учитываются. С позиций агрологистики и городской логистики объектом управления должны выступать не отдельные цепи поставок, а сети цепей поставок. К управлению таким глобальным системам мы только приближаемся – появляются технические и технологические возможности;

2) отсутствует позиционирование городской логистики и агрологистики относительно друг друга. Такие понятия можно охарактеризовать как комплексные (глобальные), вмещающие в себя множество функциональных областей логистики (транспортную, складскую и др.). Логичным видится, что развитие таких комплексных понятий это эволюционно новый этап в логистической науке. Представим это на рис. 1.



Рис. 1 – Эволюция логистического подхода (формирование городской логистики и агрологистики)

По отдельным видам логистики существуют различные публикации. Например, в области городской логистики отметим такие работы [3-6], в области агрологистики [7-10]. Характерным является то, что в чистом виде термин агрологистика в англоязычном пространстве употребляется не часто. В большинстве своем речь идет о цепях поставок в агроиндустрии (распространен термин – «agri-fresh food supply chain» (AFSC) – цепи поставок свежих агропродуктов). Это может свидетельствовать о достаточно недавнем формировании такого понятия как агрологистика, что подтверждает предположение, что и городская логистика и агрологистика – это новый этап в развитии логистического подхода. Косвенно это подтверждают и результаты исследований, которые представлены в [11, 12] – рис. 2.

По данным рис. 2 можно сделать вывод, что значительно увеличилось количество публикаций по городской логистике. Наблюдается также увеличение публикаций в области цепей поставок агропродукции.

Постановка проблемы. Целью работы является определение круга вопросов, по которым возможно взаимодействие систем и объектов управления городской логистики и агрологистики.

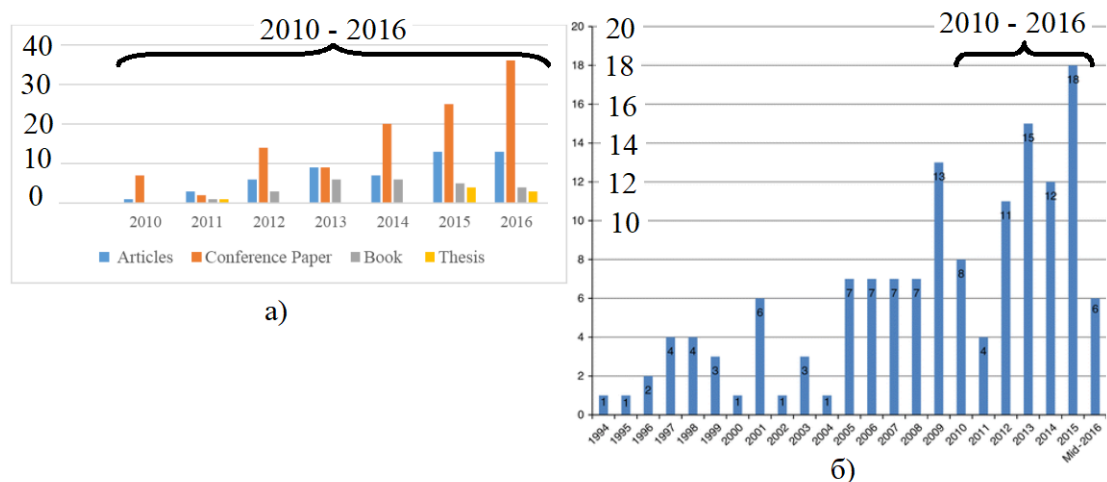


Рис. 2 – Динамика изменения количества публикаций по годам:
 а) в области городской логистики [11], б) в области цепей поставок свежих агропродуктов [12]

Результаты исследований. На первом этапе определим особенности управления материальными потоками в рамках агрологистики. Приведем примеры определений агрологистики – табл. 1. Из определений можно выделить такие ключевые слова: аграрное производство, агропромышленное производство, субъект агорынка, поле-стол, сельскохозяйственная сеть, торговля. Выделить общий подход в определении агрологистики достаточно сложно. Отсутствует единство в понимании разными авторами понятия логистики в сельском хозяйстве.

Таблица 1

Определения понятия логистики в сельском хозяйстве

Термин	Характеристика
Агрологистика [7]	Новое прикладное направление логистики, связанное с применением ее положений и методов в сфере аграрного и агропромышленного производства.
Агрологистика [8]	Можно считать как научно-практическое направление в системе менеджмента субъектов хозяйствования агорынка, что дает возможность повышения экономической эффективности за счет сокращения внутрифирменных затрат, связанных с выполнением логистических операций и процессов во время производства, хранения и перемещения агропродукции и информации о ней на определенном логистической полигоне в установленных временных рамках, и обеспечение своевременного и высокого уровня качества обслуживания потребителей
Аграрная логистика [13]	Это процесс планирования, организации, контроля и управления над транспортировкой, складированием и др. операциями, связанными с доведением аграрной продукции с поля на стол в промышленных масштабах. Т. е., это как локальные, так и внешние перевозки: экспорт, импорт.
Logistics in agriculture [14] (логистика в сельском хозяйстве)	Это дисциплина, которая анализирует и моделирует экономические системы разделения труда, основанные на временном и пространственном положении потоков сельскохозяйственных объектов (прежде всего товаров и людей) в сельскохозяйственных сетях, предоставляя рекомендации для принятия мер по разработке и внедрению этих сельскохозяйственных сетей
Agro-logistics [10, с.48] (агрологистика)	Это тема, которая обычно рассматривается как подмножество сельского хозяйства или подмножество процедур торговли и логистики

Для преодоления проблематики определения агрологистики расширим круг вопросов для анализа. Представим в табл. 2 ряд понятий, которые дополняют объект нашего исследования.

Таблица 2

Основные понятия, связанные с сельским хозяйством и логистикой

Термин	Характеристика
Сельское хозяйство [15]	Отрасль хозяйства страны, производящая сельскохозяйственную продукцию. Включает растениеводство и животноводство; обеспечивает потребности в большинстве продуктов питания и в сырье для текстильной, обувной, парфюмерной, пищевой промышленности.
Отрасли экономики [15]	Совокупность организаций, предприятий, учреждений, производящих однородные товары и услуги, использующих однотипные технологии, удовлетворяющих близкие по природе потребности. В отрасли материального производства входят промышленность, сельское и лесное хозяйство, строительство, транспорт и связь, торговля и общественное питание, материально-техническое обеспечение (логистика).
Аграрно-промышленный комплекс (АПК) [15]	Совокупность отраслей экономики страны, включающая сельское хозяйство и отрасли промышленности, тесно связанные с сельскохозяйственным производством, осуществляющие перевозку, хранение, переработку сельскохозяйственной продукции, поставку ее потребителям, обеспечивающие сельское хозяйство техникой, химикатами и удобрениями, обслуживающие сельскохозяйственное производство.
Агропромышленный комплекс [16, с.9]	Представляет собой крупную сетевую структуру, которая включает в себя предприятия, производящие средства производства, сельское хозяйство, перерабатывающую промышленность, транспортное и информационное обеспечение движения материального потока.
Агропромышленный комплекс [17, с.90]	Определяют как народнохозяйственный комплекс, имеющий тесные экономические и производственные взаимосвязи, специализирующийся на производстве сельскохозяйственной продукции, ее переработке и хранении, обеспечивающий сельское хозяйство и перерабатывающую промышленность средствами производства.
Логистика в АПК [16, с.8-9]	Это наука и практика управления материальными потоками в сфере производства, распределения, обмена и потребления продукции сельского хозяйства, включая ресурсное обеспечение АПК (агропромышленный комплекс) и сбыт готовой продукции комплекса с целью наиболее полного удовлетворения потребностей населения и народного хозяйства в сельскохозяйственном сырье и продуктах его переработки.

Из приведенной информации в табл.2, особо выделим то, что сельское хозяйство – это отрасль экономики, а агропромышленный комплекс – это совокупность отраслей экономики. Поэтому, если мы говорим о логистике сельского хозяйства, то мы понимаем отраслевую логистику (логистику отрасли), а если говорим о логистике агропромышленного комплекса, то понимаем многоотраслевую логистику. Соответственно, целесообразно разделять агрологистику (логистику сельского хозяйства) и агропромышленную логистику (логистику агропромышленного комплекса) – рис. 3.

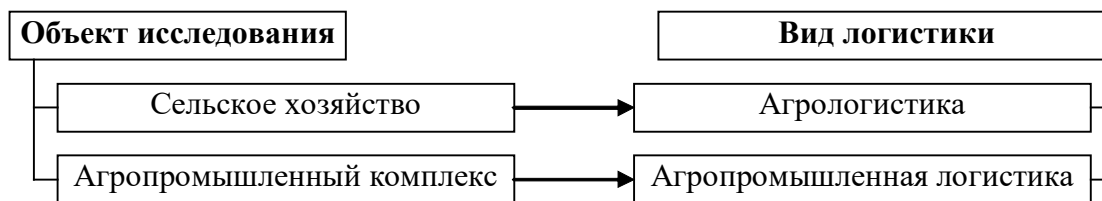


Рис. 3 – Связь объектов исследования сельскохозяйственной направленности с видами логистики

Далее рассмотрим структуру агропромышленного комплекса рис.4 и схемы материальных потоков – рис. 5, 6.

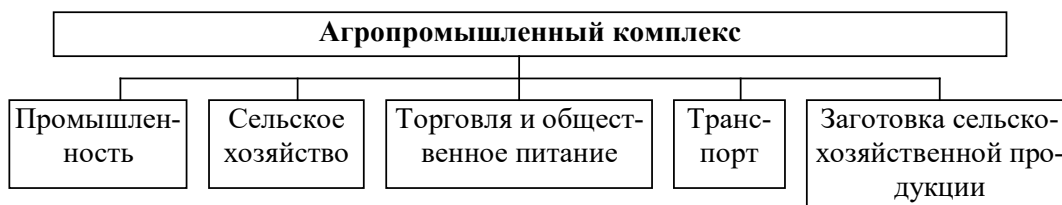


Рис. 4 – Отраслевая структура АПК (на основании [17, с.8])

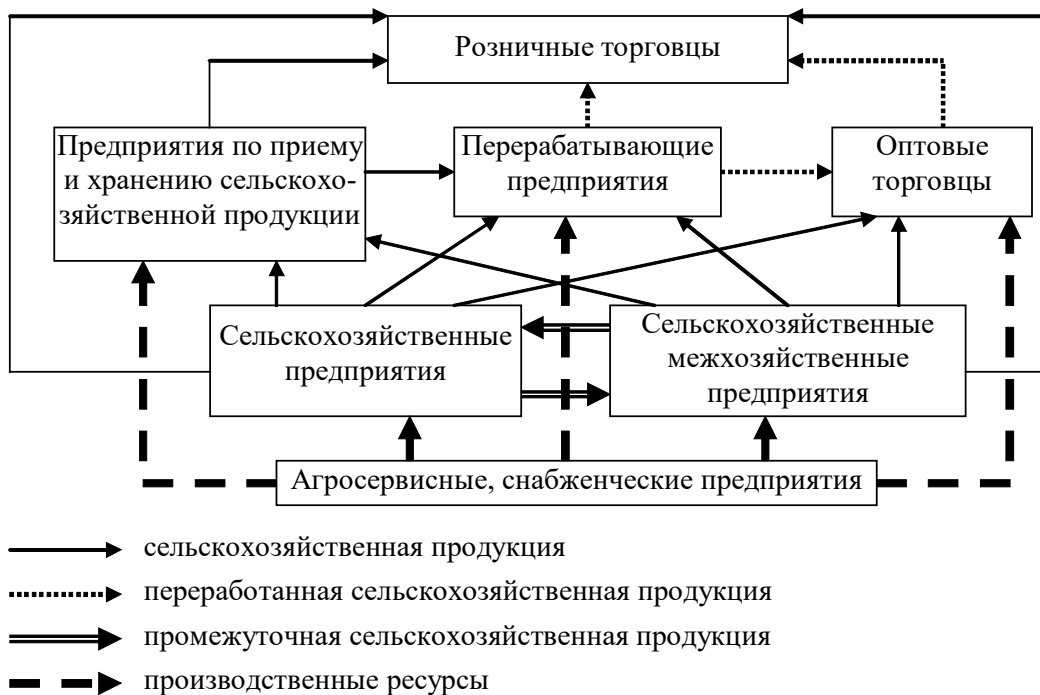


Рис. 5 – Схема основных материальных потоков и транспортных связей АПК (адаптировано на основании [18, с.27])



Рис. 6 – Схема материальных потоков в АПК (с учетом [19, с.90] и рис.3, 4, 5)

С учетом приведенной информации на рис. 4-6, можно заключить, что термин агрологистика будет иметь более широкое использование, т.к. сельское хозяйство является ключевым элементом АПК.

Предложим свои трактовки терминов «агрологистика» (agro-logistics) и «агропромышленная логистика» (agro-industrial logistics):

- **агрологистика** – вид отраслевой логистики, которая занимается управлением материальных потоков и сопутствующих потоков в логистических системах сельскохозяйственной отрасли экономики;

- **агропромышленная логистика** – многоотраслевая логистика, которая занимается управлением материальных потоков и сопутствующих потоков в логистических системах, подсистемами которых могут выступать сельскохозяйственная и промышленные отрасли экономики.

Учитывая, что общепринятым является сейчас концепция «управления цепями поставок», рассмотрим характеристики цепей поставок в рамках агропромышленного комплекса. Согласно [9, с.4], выделяют три вида цепей поставок по видам продукции:

1. Цепи поставок для сельскохозяйственных товаров (таких как *какао, зерно, соя, сахар, кофе*). Сельскохозяйственные продукты торгуются и обмениваются на открытом рынке, прежде всего, как сырье для промышленных производителей, изготавливающих переработанные пищевые продукты.

2. Цепи поставок для скоропортящихся сельскохозяйственных продуктов (таких как *свежие овощи, цветы, фрукты, рыба, картофель*). В целом, эти цепи могут включать производителей, посредников, торговцев, оптовиков, импортеров и экспортеров, розничных торговцев и специализированные магазины, а также поставщиков услуг. Основными процессами являются обработка, кондиционирование, упаковка, транспортировка и, в частности, торговля этими товарами.

3. Цепочки поставок для высокоценных, перерабатываемых и индивидуальных продуктов (таких как переработанные *молочные или мясные продукты*).

Согласно [20, с.28-29], выделяют два вида цепей поставок:

1. Агропродовольственные цепи для свежих сельскохозяйственных продуктов (например, *свежие овощи, цветы, фрукты*). В принципе, все эти стадии оставляют неотъемлемые характеристики продукта, выращенного или произведенного нетронутым. Основными процессами являются обработка, кондиционирование, упаковка, транспортировка и особенно торговля этими товарами.

2. Агропродовольственные цепи для обработанных пищевых продуктов (например, *порционное мясо, закуски, соки, десерты, консервы*). В этих цепях сельскохозяйственные продукты используются в качестве сырья для производства потребительских товаров с более высокой добавленной стоимостью. В большинстве случаев процессы консервации и кондиционирования продлевают срок годности продуктов.

Представленные виды цепей поставок условно можно разделить по принадлежности к городской логистике на (рис. 7):

- 1) *агрегированные цепи;*
- 2) *неагрегированные цепи.*

Под агрегированием цепи поставок в систему городской логистики понимаем наличие каких-либо элементов цепи поставок на территории, которая находится под управлением городской логистики. В рамках данной работы примем, что объект управления городской логистики совпадает с границами города. При этом понимаем, что объект управления городской логистики может не совпадать с границами самого города.

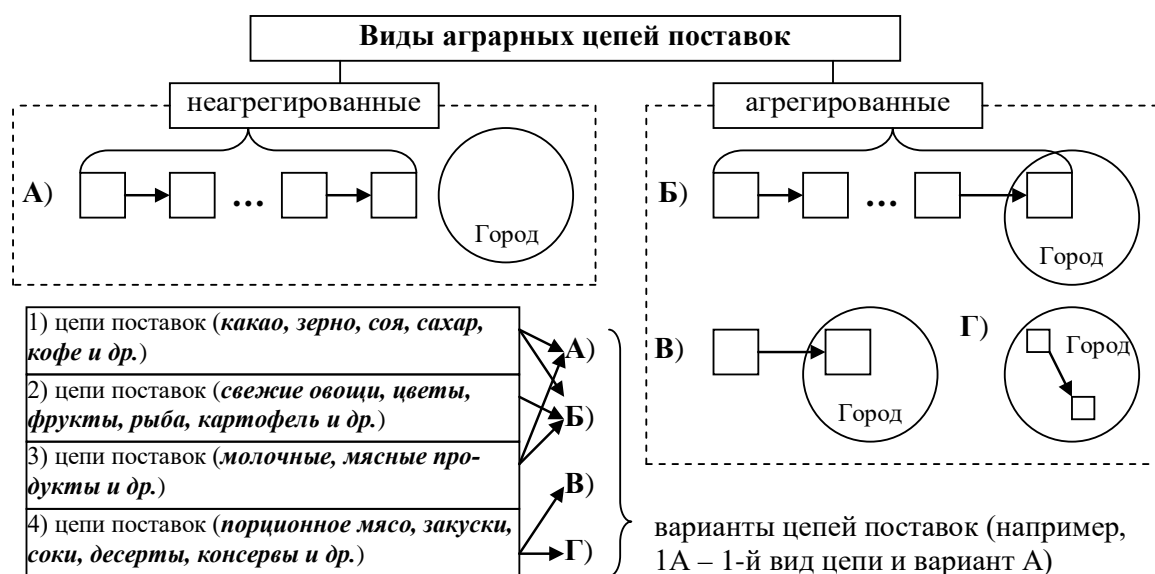


Рис. 7 – Виды и варианты аграрных цепей поставок по отношению к городской логистике

На рис. 7 указаны такие возможные комбинации видов и цепей поставок:

- неагрегированные – 1А, 3А;
- агрегированные – 1Б, 2Б, 3Б, 4В, 4Г.

Пример варианта 3Б представлен на рис. 8.

Цепочка поставок Wings & Legs характеризуется сильно взаимосвязанными процессами с минимальными возможностями для буферизации продуктов и материалов. В инкубаторе (hatchery) птенцы вылупляются из яйца в течение трех недель, далее новорожденные птенцы немедленно транспортируются в бройлерные дома (broiler house).

В бройлерных домах цыплята откармливаются в течение девяти недель, и когда достигнута согласованная дата доставки или определенный вес, они доставляются на птицеперерабатывающий пункт (poultry processor) [20, с.42]. Для данного примера компетенции агрологистики ограничиваются птицеперерабатывающим пунктом, т.к. отсутствуют прямые связи производства бройлеров с торговой сетью.

К цепям поставок, которые имеют непосредственное отношение к агрологистике и городской логистике, можно отнести такие комбинации - 1Б, 2Б, 3Б. Данные цепи поставок и являются основным объектом исследования в данной работе.

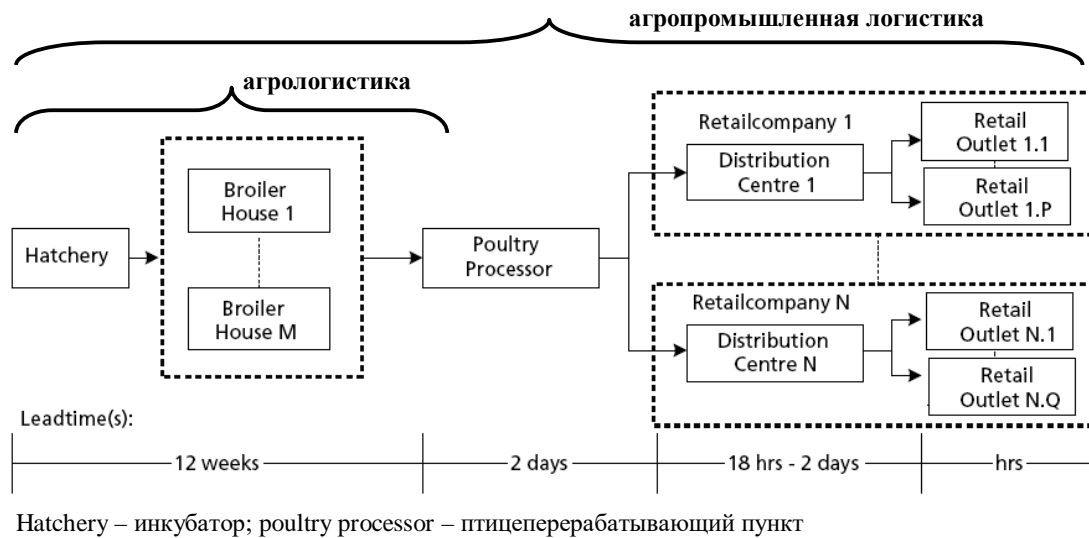


Рис. 8 – Схема цепи поставок Wings & Legs (на основании [20, с.42])

Отметим такое важное понятие в управлении цепями поставок как «точка привязки заказа клиента» (customer order decoupling point (CODP)) – рис. 9 [20, с.40]. В первых двух вариантах (DP1 и DP2) все продукты доставляются клиентам из местных или региональных мест хранения. При этом вариант DP1 будет подпадать под компетенции городской логистики.

В зависимости от размеров города, возможно, что и вариант DP2 также может находиться в черте города. При варианте 3 происходит кастомизация продуктов под конкретных заказчиков и происходит последовательная доставка в торговые точки. При варианте 4 производитель имеет прямую связь с конечным клиентом и собирает урожай, упаковывает и доставляет свою продукцию (через торговцев или перевозчиков) в торговые точки [20, с.40].

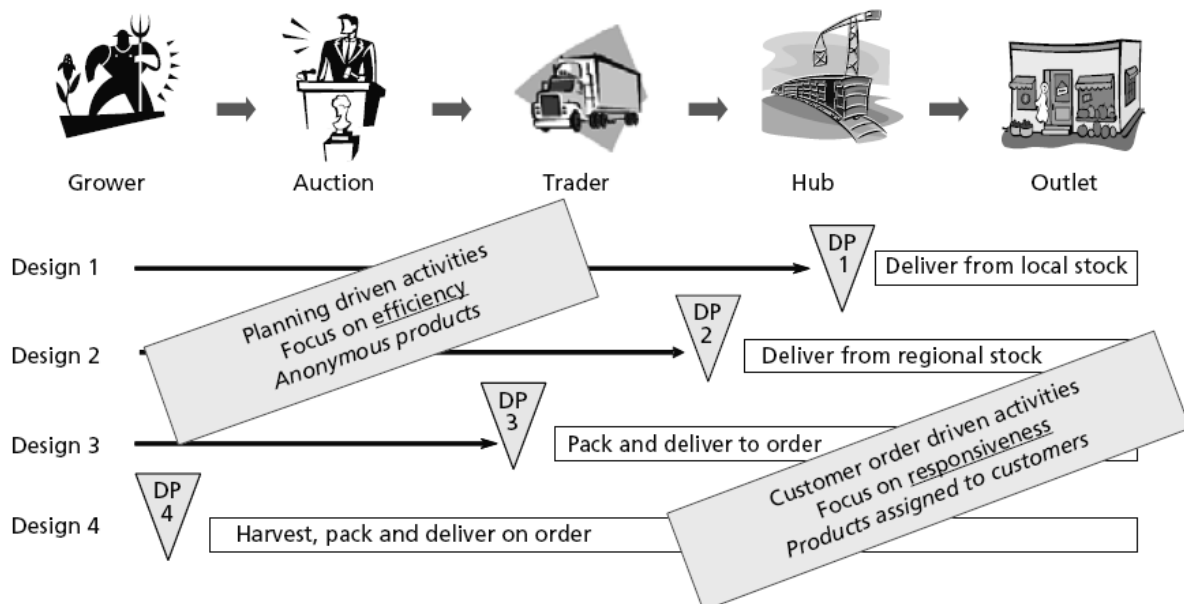


Рис. 9 – Варианты проектирования цепей поставок в зависимости от точки привязки заказа клиента для скоропортящихся продуктов [20, с.40] (DP – точка привязки)

В зависимости от вида продукции, варианты проектирования цепей поставок могут отличаться. Однако очевидным является то, что с точки зрения городской логистики наиболее оптимальным является вариант DP1. Этот вариант позволяет сокращать величину транспортных затрат и снижать нагрузку на транспортную сеть города, а также улучшать экологические параметры эксплуатации транспортных средств.

Далее остановимся на примерах реализации задач городской логистики в вопросе управления потоками продуктов. Одним из наглядных примеров является доставка продуктов в Нью-Йорке. Рассмотрим характеристики системы распределения продуктов в этом городе на основании данных работы [21]. Населению Нью-Йорка 8,4 млн. человек, 60 млн. туристов каждый год. Примерно 19 млрд. фунтов продуктов питания распространяются по всему Нью-Йорку каждый год через 42000 отдельных торговых точки. 46% продуктов охлаждено или заморожено, с коротким сроком хранения и конкретными требованиями к инфраструктуре. *Hunts Point* является крупнейшим географическим центром в Нью-Йорке для распределения продуктов питания. 99% доставки на последней миле производится грузовиками (*распределение на последней миле* относится к процессу транспортировки продуктов от оптовых поставщиков к местным точкам продаж (например, продуктовым магазинам, рынкам, ресторанам), включая вид транспорта и способ транспортировки, а также к физическим маршрутам). Потребители получают 38% годового объема продовольствия через независимые рестораны и кафе, через сеть супермаркетов – 23 %, через винные погреба (*bodegas*) - 18% , через рынки – 7%, через сеть быстрых ресторанов – 4 %, другие источники – 10 %.

Далее охарактеризуем центр дистрибуции *Hunts Point*. Через центр дистрибуции *Hunts Point* в год распределяется 4,5 млрд. фунтов продуктов питания. Около 50 % (2,3 млрд. фунтов) распределяется в Нью-Йорке, остальные 50 % распределяются за пределы города. Структура продуктового потока: рыба (0,1 млрд. фунтов), мясо (1,1 млрд. фунтов), овощи и др. (0,9 млрд. фунтов). Структура обслуживания потребителей центром дистрибуции *Hunts Point* такова: независимые рестораны и кафе – 49 %; винные погреба – 20%; супермаркеты – 18 %; рынки – 13%.

Средний срок хранения продуктов в Нью-Йорке: клубы – 7-10 дней, супермаркеты – 6-7 дней, рынки – 4-5 дней, винные погреба – 3-5 дней, независимые рестораны и кафе – 3-4 дня.

Приведенный пример реализации системы распределения продуктов характеризует один из блоков задач городской логистики. Именно этот блок тесно связан с задачами агрологистики. Реализованная в Нью-Йорке система распределения продуктов соответствует подходу, который представлен в [22, с.142] – рис. 10.

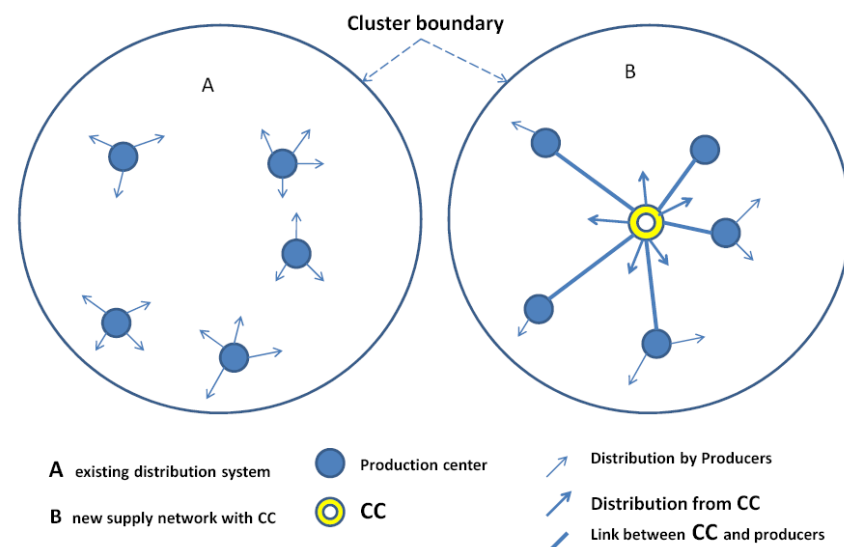


Рис. 10 – Фрагментированная система распределения (А) и скоординированная система распределения через CC (collection center - центр сбора) (В) [22, с.142]

Представленные варианты на рис. 10 можно интерпретировать для целей нашего исследования таким образом: production center – это перерабатывающие предприятия, которые находятся на территории города. Введение «центра сбора (collection center)» позволяет сократить издержки на доставку товаров на последней миле. Другими словами, без «центра сбора» поставка готовой продукции осуществляется непосредственно от каждого перерабатывающего предприятия. При наличии «центра сбора» происходит «смыкание» (сопряжение) цепей поставок. Именно «центр сбора» выступает физическим элементом, который соединяет интересы агрологистики (или агропромышленной логистики) и городской логистики. В этой связи возникает комплекс задач, которые требуют решения: поиск компромиссов для всех участников рынка (прежде всего экономическая целесообразность), использование транспортных и складских технологий и др.

Выводы:

1. Тенденции, которые прослеживаются в вопросах урбанизации и обеспечения человечества продовольствием, подтверждают необходимость исследования вопросов взаимодействия логистических систем городских и аграрных секторов.
2. Существует определенный вакуум в исследованиях, связанных с управлением материальными потоками аграрной продукции с учетом критериев и требований городской логистики.
3. Предложена эволюция логистического подхода. В рамках эволюции логистического подхода предложено выделить интеграционный и отраслевой этап. Агрологику и городскую логистику предложено рассматривать в рамках отраслевого этапа.
4. Прослеживается тенденции к увеличению количества публикаций в области городской логистики и цепей поставок свежих агропродуктов.
5. Существует определенный разброс в подходе определения понятия агрологистика и близких к нему. Предложено разделять понятия «агрологистика» и «агропромышленная логистика». Даны свои трактовки этим понятиям.
6. Предложена классификация аграрных цепей поставок по отношению к городской логистике. Выделены агрегированные и неагрегированные цепи поставок. Приведен пример агрегированной цепи поставок мясной продукции с выделением границ компетенностей агрологистики и агропромышленной логистики.
7. Определено, что точка привязки заказа клиента имеет влияние как на управление цепью поставок агропродукции, так и на эффективность управления транспортом с позиций городской логистики.
8. Рассмотрен опыт организации системы распределения продуктов в г. Нью-Йорк. Использование центра дистрибуции Hunts Point является ярким примером взаимодействия аграрных цепей поставок с городской логистикой.
9. Дана интерпретация подхода к созданию координированной системы распределения через «центры сбора» для целей агрологистики и городской логистики.
10. В дальнейшем целесообразно продолжить изучение опыта реализации продуктовых систем распределения в других городах. Это позволит установить общие закономерности в работе складской и транспортной подсистем, что даст основу для проектирования вариантов оптимизации и, соответственно, определять требования для изменений в аграрных цепях поставок.

Литература:

1. По данным ООН, увеличивается городское народонаселение: сегодня более половины населения мира проживает в городах, а к 2050 году число горожан увеличится на 2,5 млрд. человек [Электронный ресурс] / сайт «Информационный центр ООН в Москве». - Режим доступа: <http://www.unic.ru/press/po-dannym-oon-velichivaetsya-gorodskoe-narodonaselenie-segodnya-bolee-poloviny-naseleniya-mir> - 15.03.2018 г.

2. Положение дел в области продовольственной безопасности и питания в мире (2017) [Электронный ресурс] / сайт «Продовольственная и сельскохозяйственная организация ООН (ФАО)»». - Режим доступа: <http://www.fao.org/state-of-food-security-nutrition/ru/> - 15.03.2018 г.
3. Вороніна, Р. М. Адаптація найкращого досвіду міської логістики для українських міст (аналіз досліджень та проєктів міської логістики країн ЄС) [Електронний ресурс] / Р. М. Вороніна // Вісник Національного університету "Львівська політехніка". Логістика. - 2016. - № 846. - С. 214-221. - Режим доступа: http://ena.lp.edu.ua/bitstream/ntb/34884/1/33_214-221.pdf - 15.03.2018 г.
4. Айтбагина, Э. Р. Различные взгляды на концепцию "городская логистика" [Электронный ресурс] / Э. Р. Айтбагина // Техника и технологии строительства. – Омск: ФГБОУ ВО «СибАДИ», 2016. – выпуск 2(6). - Режим доступа: https://elibrary.ru/download/elibrary_26166626_61352517.pdf - 15.03.2018 г.
5. Sabina Kauf. City logistics - a strategic element of sustainable urban development / 2nd International Conference "Green Cities - Green Logistics for Greener Cities", 2-3 March 2016, Szczecin, Poland. - Transportation Research Procedia, 16 (2016). – P. 158 – 164. - Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146516306305> (Accessed 15 March 2018)
6. Snezana Tadic, Slobodan Zecevic, Mladen Krstic. City logistics – status and trends International Journal for Traffic and Transport Engineering, 2015, 5(3). – P. 319 – 343. - Available at: [http://ijtte.com/uploads/2015-09-08/935be804-9e13-da42IJTTE_Vol%205\(3\)_9.pdf](http://ijtte.com/uploads/2015-09-08/935be804-9e13-da42IJTTE_Vol%205(3)_9.pdf) (Accessed 15 March 2018)
7. Смирнов, И. Г. Агрологистика в Украине: современное состояние, проблемы и перспективы развития [Электронный ресурс] / И. Г. Смирнов, О. В. Шматок // Псковский региональный журнал, № 18, 2014. – С. 15-27 - Режим доступа: <https://cyberleninka.ru/article/v/agrologistika-v-ukraine-sovremennoe-sostoyanie-problemy-i-perspektivy-razvitiya> - 15.03.2018 г.
8. Сумець, О. Агрологістика: необхідність і можливість розвитку [Електронний ресурс] / О. Сумець // Agricultural and Resource Economics: International Scientific E-Journal. – 2017. – Vol. 3. – No. 3. – С. 119-129. – Режим доступа: http://ageconsearch.umn.edu/record/263990/files/9Сумець_стаття.pdf - 15.03.2018 г.
9. van der Vorst, Jack G.A.J.; Snels, Joost. Developments and Needs for Sustainable Agro-Logistics in Developing Countries / World Bank, Washington, DC. 2014, 26 p. - Available at: <https://openknowledge.worldbank.org/handle/10986/17834> (Accessed 15 March 2018)
10. Agro-Logistics in Central America: A Supply Chain Approach / World Bank, Washington, DC. 2012, 72 p. - Available at: <https://openknowledge.worldbank.org/handle/10986/27227> (Accessed 15 March 2018)
11. Parisa Dolati Neghabadi, Karine Evrard Samuel, Marie-Laure Espinouse. CITY LOGISTICS: A REVIEW AND RESEARCH FRAMEWORK. RIRL 2016 EPFL, Sep 2016, Lausanne, Switzerland - Available at: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01420815/document> (Accessed 15 March 2018)
12. Man Mohan Siddh, Gunjan Soni, Rakesh Jain, Milind Kumar Sharma, Vinod Yadav. "Agri-fresh food supply chain quality (AFSCQ): a literature review", Industrial Management & Data Systems, 2017. - Vol. 117 Issue: 9, pp.2015-2044 - Available at: <https://www.emeraldinsight.com/doi/full/10.1108/IMDS-10-2016-0427> (Accessed 15 March 2018)
13. Что такое агрологистика? [Электронный ресурс] / сайт LATIFUNDIST MEDIA — аграрный медиа холдинг. - Режим доступа: <https://latifundist.com/cards/1-chto-takoe-agrologistika> - 15.03.2018 г.
14. Uroš Kramar, Darja Topolšek, Martin Lipičnik. How to define logistics in agriculture? Available at: <http://www.kgau.ru/new/all/konferenc/konferenc/2013/e8.pdf> (Accessed 15 March 2018)

15. Райзберг, Б.А. Современный экономический словарь [Электронный ресурс] / Б.А. Райзберг, Л.Ш. Лозовский, Е.Б. Стародубцева. - 6-е изд., перераб. и доп. - М.: ИНФРА-М, 2011. - 512 с. - Режим доступа: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_67315/ - 17.03.2018 г.
16. Левкин, Г. Г. Логистика в АПК: Учебное пособие. [Электронный ресурс] / Г.Г. Левкин. — 2-е изд. М.: Берлин: Директ-Медиа, 2014. — 245 с.
17. Мумладзе, Р.Г. Основы логистики в АПК [Электронный ресурс]: учебник / Р.Г. Мумладзе, А.А. Гайдаенко, О.В. Гайдаенко. - М.: РУСАЙНС, 2016. - 328 с.
18. Кормаков, Л.Ф. Автомобильный транспорт агропромышленного комплекса: организация и экономика [Текст] / Л.Ф. Кормаков. - М.: Транспорт, 1990. - 232 с.
19. Стукач, В.Ф. Логистика [Электронный ресурс]: Учеб. пособие / В.Ф. Стукач, В.С. Пецевич, О.В. Косенчук, Г.Г. Левкин. - Омск: Изд-во ОмГАУ, 2004. - 256 с.
20. Jack G.A.J. van der Vorst, Carlos A. da Silva, Jacques H. Trienekens. Agro-industrial supply chain management: concepts and applications. Rome, 2007. - Available at: <http://www.fao.org/3/a-a1369e.pdf> (Accessed 18 March 2018)
21. «Five Borough Food Flow», NYC Economic Development Corporation and the Mayor's Office of Recovery and Resiliency. 2016. - Available at: https://www.nycedc.com/system/files/files/resource/2016_food_supply-resiliency_study_results.pdf (Accessed 18 March 2018)
22. Girma Gebresenbet and Techane Bosona. "Chapter 8. Logistics and Supply Chains in Agriculture and Food". 2012. - Available at: <https://www.intechopen.com/books/pathways-to-supply-chain-excellence/logistics-chains-in-food-and-agriculture-sector> (Accessed 18 March 2018)

Summary

Goryainov A.N. Conjugation of functions and tasks of city logistics and agro-logistics

The research materials of management of agrarian production flows are presented. The review was conducted from the positions of agro-logistics and city logistics. The growth of the world's population and urbanization exacerbate the issue of optimizing food flows from the standpoint of a logistics approach.

Information sources do not explicitly present the interaction of logistics systems in the agricultural sector and the urban sector. A scheme for the evolution of the logistics approach is proposed. In this scheme, the integration stage and the industry stage are highlighted. Agro-logistics and city logistics are presented within the framework of the branch stage of evolution.

It is common to use the concept of "supply chain management" when considering the agricultural sector. In particular, the term "agri-fresh food supply chain" is used. Positive dynamics has been established in the number of publications on city logistics topics and supply chain of fresh agro products.

It is proposed to divide the concepts of "agrologistics" and "agro-industrial logistics". For these concepts, author's definitions are given. Classifications of agricultural supply chains are considered. The classification of agrarian supply chains in relation to city logistics is suggested, with aggregated and non-aggregated supply chains. An example of an aggregated supply chain is considered. The importance of coordinating the customer order binding point for supply chain management and for transport management within city logistics has been determined.

Data on the functioning of the food distribution system in New York City are given. The characteristics of the distribution center Hunts Point are given. An approach to the construction of a coordinated distribution system through "collection centers" is considered. The use of "collection centers" in the city allows to combine the logistics system of the agricultural and urban sectors.

Keywords: agro-logistics, agro-industrial logistics, city logistics, supply chain, classification, aggregated chain, collection center, agricultural products

References

1. Po dannym OON, uvelichivaetsya gorodskoe narodonaselenie: segodnya bolee poloviny naseleniya mira prozhivaet v gorodakh, a k 2050 godu chislo gorozhan uvelichitsya na 2,5 mlrd. Chelovek. [According to the UN, the urban population is increasing: today more than half of the world's population lives in cities, and by 2050 the number of townspeople will increase by 2.5 billion people] Available at: <http://www.unic.ru/press/po-dannym-oon- uvelichivaetsya-gorodskoe-narodonaselenie-segodnya-bolee-poloviny-naseleniya-mir> (Accessed 15 March 2018). (In Russian)
2. Polozhenie del v oblasti prodovol'stvennoy bezopasnosti i pitaniya v mire (2017) [The state of food and nutrition in the world (2017)]. Available at: <http://www.fao.org/state-of-food- security-nutrition/ru/>. (Accessed 15 March 2018). (In Russian)
3. Voronina, R. M. Adaptatsiya naykrashchogo dosvidu mis'koï logistiki dlya ukrains'kikh mist (analiz doslidzhen' ta proektiv mis'koï logistiki kraïn ЄS) [Voronina, R.M. Adaptation of the best experience of city logistics for Ukrainian cities (analysis of researches and projects of city logistics of EU countries)]. Available at: http://ena.lp.edu.ua/bit- stream/ntb/34884/1/33_214-221.pdf (Accessed 15 March 2018). (In Ukrainian)
4. Aytbagina, E. R. Razlichnye vzglyady na kontsepsiyu "gorodskaya logistika" [Aitbagina, E. R. Different views on the concept of "urban logistics"]. Available at: https://elibrary.ru/down- load/elibrary_26166626_61352517.pdf (Accessed 15 March 2018). (In Russian)
5. Sabina Kauf. City logistics - a strategic element of sustainable urban development / 2nd International Conference "Green Cities - Green Logistics for Greener Cities", 2-3 March 2016, Szczecin, Poland. - Transportation Research Procedia, 16 (2016). – P. 158 – 164. - Available at: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352146516306305> (Ac- cessed 15 March 2018)
6. Snezana Tadic, Slobodan Zecevic, Mladen Krstic. City logistics – status and trends Inter- national Journal for Traffic and Transport Engineering, 2015, 5(3). – P. 319 – 343. - Avail- able at: [http://ijtte.com/uploads/2015-09-08/935be804-9e13-da42IJTTE_Vol%205\(3\) _9.pdf](http://ijtte.com/uploads/2015-09-08/935be804-9e13-da42IJTTE_Vol%205(3) _9.pdf) (Accessed 15 March 2018)
7. Smirnov, I. G. Agrologistika v Ukraine: sovremennoe sostoyanie, problemy i per- spektivy razvitiya [Smirnov, IG Agrologistics in Ukraine: Current Status, Problems and Prospects of Development]. Available at: <https://cyberleninka.ru/article/v/ag- rologistika-v-ukraine-sovremennoe-sostoyanie-problemy-i-perspektivy-razvitiya> (Accessed 15 March 2018). (In Russian)
8. Sumets', O. Agrologistika: neobkhidnist' i mozhlivist' rozvitku [Sumets, O. Agrilogistics: need and opportunity to develop]. Available at: http://ageconsearch.umn.edu/rec- ord/263990/files/9Сумець_стаття.pdf (Accessed 15 March 2018). (In Ukrainian)
9. van der Vorst, Jack G.A.J.; Snels, Joost. Developments and Needs for Sustainable Agro- Logistics in Developing Countries / World Bank, Washington, DC. 2014, 26 p. - Available at: <https://openknowledge.worldbank.org/handle/10986/17834> (Accessed 15 March 2018)
10. Agro-Logistics in Central America: A Supply Chain Approach / World Bank, Washington, DC. 2012, 72 p. - Available at: <https://openknowledge.worldbank.org/handle/10986/27227> (Accessed 15 March 2018)
11. Parisa Dolati Neghabadi, Karine Evrard Samuel, Marie-Laure Espinouse. CITY LOGIS- TICS: A REVIEW AND RESEARCH FRAMEWORK. RIRL 2016 EPFL, Sep 2016, Lau- sanne, Switzerland - Available at: <https://hal.archives-ouvertes.fr/hal-01420815/document> (Accessed 15 March 2018)

12. Man Mohan Siddh, Gunjan Soni, Rakesh Jain, Milind Kumar Sharma, Vinod Yadav. "Agri-fresh food supply chain quality (AFSCQ): a literature review", *Industrial Management & Data Systems*, 2017. - Vol. 117 Issue: 9, pp.2015-2044 - Available at: <https://www.emeraldinsight.com/doi/full/10.1108/IMDS-10-2016-0427> (Accessed 15 March 2018)
13. Chto takoe agrologistika? [What is agrologistics?]. Available at: <https://latifundist.com/cards/1-chto-takoe-agrologistika> (Accessed 15 March 2018) (In Russian)
14. Uroš Kramar, Darja Topolšek, Martin Lipičnik. How to define logistics in agriculture? Available at: <http://www.kgau.ru/new/all/konferenc/konferenc/2013/e8.pdf> (Accessed 15 March 2018)
15. Rayzberg, B.A. *Sovremennyy ekonomicheskiy slovar'* [Raizberg, B.A. Modern Economic Dictionary]. Available at: http://www.consultant.ru/document/cons_doc_LAW_67315/ (Accessed 17 March 2018) (In Russian)
16. Levkin, G. G. *Logistika v APK* [Logistics in agribusiness] 2d ed. Moscow, *Direkt-Media Publ.*, 2014, 245 p.
17. Mumladze R.G., Gaydaenko A.A., Gaydaenko O.V. *Osnovy logistiki v APK* [Basics of logistics in the agroindustrial complex]. Moscow, *RUSAYNS Publ.*, 2016, 328 p.
18. Kormakov, L.F. *Avtomobil'nyy transport agropromyshlennogo kompleksa: organizatsiya i ekonomika* [Road transport of agro-industrial complex: organization and economy]. Moscow, *Transport Publ.*, 1990, 232 p.
19. Stukach V.F., Petsevich V.S., Kosenchuk O.V., Levkin G.G. *Logistika* [Logistics]. Omsk, *OmGAU Publ.*, 2004, 256 p.
20. «Five Borough Food Flow», NYC Economic Development Corporation and the Mayor's Office of Recovery and Resiliency. 2016. - Available at: https://www.nycedc.com/system/files/files/resource/2016_food_supply-resiliency_study_results.pdf (Accessed 18 March 2018)
21. Girma Gebresenbet and Techane Bosona. "Chapter 8. Logistics and Supply Chains in Agriculture and Food". 2012. - Available at: <https://www.intechopen.com/books/pathways-to-supply-chain-excellence/logistics-chains-in-food-and-agriculture-sector> (Accessed 18 March 2018)

Медведєв Є.П.¹,
Лебідь І.Г.²,
Слісєєв П.Й.¹

¹Східноукраїнський національний
університет імені Володимира Даля,
м. Сєвєродонецьк, Україна
E-mail: medvedev.ep@gmail.com
peter_eliseyev@ukr.net

²Національний транспортний університет,
м. Київ, Україна
E-mail: i.h.lebed@gmail.com

**ОБГРУНТУВАННЯ ДОЦІЛЬНОСТІ
ЗАСТОСУВАННЯ АПАРАТУ НЕЧІТКОЇ
ЛОГІКИ У ТРАНСПОРТНИХ ПРОЦЕСАХ
ЗБИРАННЯ ВРОЖАЮ ПШЕНИЦІ**

УДК 519.876.5:631.35

Представлено обґрунтування доцільності використання апарату нечіткої логіки у транспортних процесах збирання врожаю пшениці. Запропоновано застосування апарату нечіткої логіки на основі моделі Мамдані у сільському господарстві, зокрема під час планування, організації та управління збирально-транспортними процесами збору врожаю пшениці.

Ключові слова: нечітка логіка, збиральна кампанія, збирально-транспортні процеси, метод ієрархій Сааті, модель Мамдані, модель Сугено.

Актуальність проблеми. У сільському господарстві складові виробничих циклів мають імовірнісний (стохастичний) характер. Це особливо стосується процесу збирання врожаю. Збиральна кампанія є найдорожчим періодом виробництва сільськогосподарської продукції, якому притаманна складність в управлінні та залежність від великої кількості керованих та некерованих факторів. Тривалість цього періоду залежить від погодних умов, біології розвитку рослин, сорту культури, складу ґрунту, агротехнічних прийомів тощо. У зв'язку з цим є потреба в науково-виробничих пошуках таких форм організації збирального процесу, які дали б змогу зібрати врожай у стислі агротехнічні строки та істотно зменшити за рахунок цього втрати [1].

Музильов Д.О. у роботі [2] підкреслює, що у період збору врожаю зернових культур виникає суттєва потреба в залученні великої кількості транспортних засобів для забезпечення своєчасного вивозу зазначеної групи сільськогосподарських вантажів з полів до тимчасових місць зберігання. Окрім цього, сам процес збору врожаю характеризується наявністю деяких труднощів, що постають перед аграріями та безпосередньо впливають на технологію перевезення: відсутність необхідної кількості сільськогосподарської техніки, не завжди сприятливі погодні умови, недостатні провізні можливості власного парку транспортних засобів, суттєве обмеження в часі при зборі врожаю та інше.

Під час збиральної кампанії роль транспортно-логістичної системи набуває особливої ваги. В першу чергу це стосується ефективності використання транспортних засобів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. У [3] наголошується, що потреба у вантажних автомобілях у період збирання врожаю збільшується у 2–2,5 рази. Здійснити процес збирання та доставки врожаю у найкоротший термін вдається тільки при виключно інтенсивній та злагодженій роботі збиральної та транспортної техніки. Серйозна увага має приділятися раціональній організації збирально-транспортних процесів і оперативному керівництву та контролю за перебігом перевезень врожаю. Обсяг перевезень і потреба в транспорті повинні уточнюватися по мірі дозрівання врожаю.

Автори у [4] зауважують, що в період напруженої роботи щодня через керівників, фахівців, працівників виробничих структур сільського господарства проходить значний обсяг інформації. Від повноти і якості зазначеної інформації багато в

чому будуть залежати ефективність оперативного управління ходом робіт в рослинництві і, відповідно, рівень використання машино-тракторного парку на різних технологічних операціях.

У [5] підкреслюється, що при визначенні оптимальних альтернатив існують відмінності особистих оцінок, крім того, типовим ускладненням є середовище, в якому приймаються рішення. Автор наголошує, що при прийнятті управлінських рішень завжди важливо враховувати ризик. Поняття «ризик» використовується тут не в сенсі небезпеки, а скоріше відноситься до рівня визначеності, з якою можна прогнозувати результат. В ході оцінки альтернатив і прийняття рішень, керівник повинен прогнозувати можливі результати при різних станах природи. По суті справи, рішення приймаються за різних обставин по відношенню до ризику. Ці обставини традиційно класифікуються як умови визначеності, ризику або невизначеності.

При формуванні та використанні транспортного парку аграрних підприємств необхідно враховувати особливості галузі: сезонність виробництва, складні дорожні умови, значні відстані, повторюваність перевезень тощо. Ці чинники зумовлюють підвищені вимоги до транспортного забезпечення сільського господарства [6].

Кудрицька Ж.В. у роботі [7] зауважує, що у реальності через погодні умови, відхилення у площах посівів від запланованих та інших умов, оптимальний транспортний парк перестає бути оптимальним.

Польовий А.М. звертає увагу на те, що під час прийняття оперативно-господарських рішень розроблюються дії безпосереднього управління технологічними процесами. Для цього використовується оперативна інформація про фактичний стан середовища, аналізуються очікувані умови погоди [8].

У [9] автор підкреслює, що при розгляді питань управління функціонуванням і розвитком автотранспортних підприємств (АТП) істотна увага повинна приділятися одній з характеристик зовнішнього середовища – невизначеності. Під невизначеністю дослідник розуміє відсутність, неповноту, недостатність інформації про об'єкт, процес, явище чи невпевненість у достовірності інформації.

Сулейменов Т.Б. до основних джерел виникнення невизначеності для АТП відносить:

1) істотну залежність транспортного процесу від погодних умов. Наприклад, погодні умови можуть викликати непередбачені наслідки при перевезеннях сільськогосподарської продукції;

2) наявність, крім АТП, інших учасників транспортного процесу – постачальників і споживачів продукції та ін. Результат їх впливу на транспортний процес носить невизначений і не однозначний характер;

3) наявність у роботі автотранспорту елементів ймовірності і випадковості (надійність рухомого складу, нерівномірність попиту на транспортні послуги в часі та ін.);

4) недостатність, неповноту інформації про об'єкт, процес, явище по відношенню до якого приймається рішення, обмеженість у зборі та обробці інформації, її мінливість;

5) наявність в суспільному житті країни протидіючих тенденцій, зіткнення суперечливих інтересів;

6) неможливість однозначної оцінки об'єкта при сформованих в даних умовах рівні і методах наукового пізнання;

7) відносну обмеженість свідомої діяльності особи, що приймає рішення, відмінності в соціально-психологічних установках, ідеалах, намірах, оцінках, стереотипах поведінки.

В аграрних формуваннях систематично зростає обсяг вантажоперевезень, а звідси дедалі більшого значення набуває правильна організація і ефективне використання

транспортних засобів. Витрати на утримання і використання транспортних засобів сягають 20-30% загальної суми витрат на виробництво продукції рослинництва і тваринництва. Обсяг вантажоперевезень в залежності від місцевих природних умов, спеціалізації і поєднання галузей, рівня інтенсивності виробництва коливається на рівні від 20-25 до 50-55 тонн на один гектар сільськогосподарських угідь [10].

Глухова І.Ю. у роботі [11] наголошує, що важливим резервом підвищення ефективності використання транспортних засобів, поліпшення транспортного обслуговування сільськогосподарського виробництва є вдосконалення планування потреби в рухомому складі.

У роботі [12] автори використовують нечіткий логічний вивід для визначення факторів та побудови моделі прогнозування обсягів виробництва сільськогосподарської продукції. Дослідниками зауважено, що розроблена на основі нечіткої логіки модель визначає обсяг виробництва сільськогосподарської продукції, а також у режимі реального часу дозволяє здійснювати пошук шляхів підвищення ефективності виробництва, змінюючи вхідні дані.

Селякова С.М. у роботі [13] застосовує методи нечіткої логіки для розв'язання задачі визначення поправкового коефіцієнту до норми витрати палива при розподілі збиральної техніки по полям.

У роботі [14] автор підкреслює, що використовуючи метод нечіткої логіки та аналізу ієрархій, можна знайти спосіб оцінки застосування інноваційних технологій за рядом задалегідь визначених критеріїв, для того, щоб було видно результат від використання інноваційних сільськогосподарських технологій. Мета застосування методу аналізу ієрархій – підтримка прийняття рішень через ієрархічну композицію задачі та побудова рейтингу альтернативних рішень. Використовуючи метод, що заснований на математичному апараті нечіткої логіки та методі аналізу ієрархій, буде легше зробити вибір на користь використання найбільш ефективних інновацій для конкретного об'єкту, з урахуванням регіональної та галузевої специфіки підприємства. Цей метод може бути застосований при оцінці великомасштабних проектів інноваційних технологій у сільськогосподарському секторі та на рівні господарюючих суб'єктів з метою досягнення найбільш об'єктивних економічних розрахунків ефективності інновацій у сільському господарстві.

Автори у роботі [15] вважають, що загальною передумовою для застосування нечітких систем управління є наявність невизначеності, яка пов'язана з відсутністю інформації, складністю системи і неможливістю або недоцільністю її опису традиційними методами або наявність лише інформації якісного характеру.

У статті [16] зауважено, що провідні вчені в галузі інтелектуальних систем – Teodor Gabriel Crainic, Michel Gendreau, Jean-Yves Potvin впевнені у необхідності розвитку програмних компонентів транспортних систем і введенні нових сучасних технологій, в тому числі в системи підтримки прийняття рішень, що може значно підвищити продуктивність транспортних систем.

У роботі [17] автори підкреслюють, що в силу об'єктивних умов транспортна система та її підсистеми являють собою, в ряді випадків, нечіткі множини; крім того, ці системи нестаціонарні. Вони працюють з недетермінованими об'єктами, на них впливає значна кількість факторів, в т. ч. природного характеру. В автоматизованих системах, на підставі не завжди достовірної, повної та своєчасної інформації, в обробці якої приймає участь людина, утворюються нечіткі бази даних. Коли складність системи і точність, з якою її можна описати традиційними математичними методами, суперечать один одному, для побудови моделі доцільно використовувати логіко-лінгвістичну модель (ЛЛМ), яка відображає загальну смислову постановку задачі.

Згідно з [18] виділяють кілька варіантів задач з невизначеністю. Перший варіант – задача зі стохастичною невизначеністю. Невідомі чинники ξ – випадкові величини, статистичні характеристики яких відомі.

Другий варіант задач – невизначені фактори ξ не мають імовірнісного характеру, тобто їх не можна вважати випадковими в звичайному сенсі слова. У цьому випадку можна використовувати експертні підходи. Результати обробки при цьому, зрозуміло, зберігають суб'єктивний характер.

Домаскіна М.А. наголошує, що для моделювання складних систем, зокрема процесів аграрного виробництва, сьогодні доречним і необхідним є використання експертної інформації. Крім того, досить багато показників та категорій потребують опису, що не завжди піддається чіткому математичному опису, серед них: якість продукції, зовнішній вигляд, стан погоди тощо. Все це обумовлює використання потужного апарату нечіткої математики. До основних моделей сільського господарства, які завдяки використанню нечіткої математики отримали новий раціональний напрям розв'язання, належать: прогнозування урожайності сільськогосподарських культур; визначення галузевої структури аграрного підприємства; вибір типу господарювання; управління запасами; оптимізація використання кормів; оптимізація структури виробництва тощо. Завдяки методам нечіткої математики в цих моделях вдалося описати і врахувати вплив погодних умов, якість земельних ресурсів, невизначеність витратних статей, якість виробленої продукції і т. ін. Отримані завдяки моделям нечіткої логіки рішення є більш адекватними реальним умовам господарювання [19].

Аналіз літературних джерел вказує на недостатність досліджень стосовно оптимізації збирання врожаю пшениці, та недостатнє опрацювання сучасних підходів і методів організації та планування збирально-транспортних процесів з урахуванням погодно-кліматичних умов, на підставі науково обґрунтованого врахування існуючої (можливої) інформації стосовно невизначеності середовища функціонування.

У зв'язку з цим, актуальними є теоретичне та експериментальне обґрунтування необхідності врахування невизначеності у процесах збирально-транспортних робіт при збиранні врожаю пшениці. Це є об'єктом подальших досліджень.

За допомогою нечіткої логіки стало можливим застосування експертних знань (оцінок) відносно розвитку процесів і систем, що являють собою предмет дослідження у математичному вираженні.

Постановка проблеми. Метою роботи є обґрунтування доцільності застосування апарату нечіткої логіки у збирально-транспортних процесах збирання врожаю пшениці.

Основна частина. У збиральній кампанії необхідно здійснювати оперативне планування транспортних процесів та приймати оперативні рішення відповідно до мінливої ситуації, що має місце у зв'язку з дуже стислим терміном збирання врожаю. Для прийняття рішення необхідно визначити взаємодію параметрів, тобто провести аналіз системи. Результати аналізу мають стати підґрунтям для синтезу рішення.

Звичайно процес прийняття рішень включає такі складові:

- планування;
- генерування ряду альтернатив;
- встановлення пріоритетів;
- вибір найкращої лінії поведінки після надходження ряду альтернатив;
- розподіл ресурсів;
- визначення потреб;
- передбачення результатів;
- побудова систем;
- вимір характеристик;

- забезпечення стійкості системи;
- оптимізація і розв'язання конфліктів.

Настільки складний комплекс задач не може бути ефективно розв'язаний без застосування системного підходу. Застосування системного підходу полягає у виділенні окремих складових системи, оцінці взаємозв'язків складових параметрів системи та їх впливів на систему в цілому.

На першому етапі необхідно зробити аналіз системи, що включає її декомпозицію на складові параметри, встановити їх ієрархії та сили впливу. Параметри, що впливають на результат збирання врожаю представлено на рис. 1.



Рис. 1 – Структурна модель параметрів системи збирання врожаю

Сутність параметрів, з якими ми маємо справу у сільському господарстві, зокрема при збиранні врожаю пшениці, така, що практично унеможлиблює отримання репрезентативної вибірки для розрахунку імовірнісних оцінок. Сама постановка задачі, вочевидь, відноситься до слабоструктурованих задач.

Актуальним є дослідження впливу параметру «Погодні умови» на складові параметри системи, зокрема збирально-транспортні процеси збирання врожаю пшениці (рис. 2).

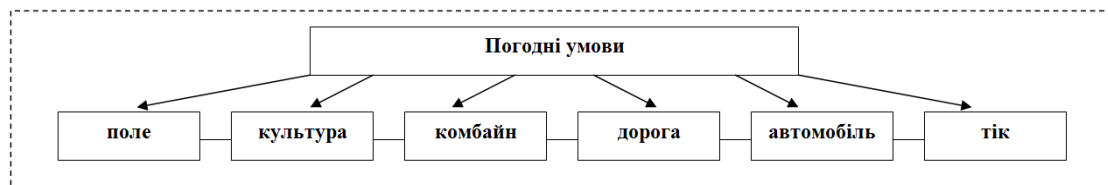


Рис. 2 – Вплив погодних умов на складові параметри збиральної кампанії

Для забезпечення надійної, якісної організації та управління збирально-транспортними процесами нам необхідно виділити фактори за ступінню їх об'єктивного впливу на функціонування системи збирання врожаю. Роль окремого параметру може невинуватно зростати під впливом зовнішніх факторів, які можуть носити ситуаційний, емоційний характер та інше.

Впевнено можна стверджувати, що задача планування, організації та управління збирально-транспортними процесами відноситься до задач слабоструктурованих та багатокритеріальних.

Для розв'язання цієї задачі необхідно задати деяку вимірювальну шкалу для суджень та мати механізм вірогідної асоціації суджень людей з числами. При цьому, обов'язковою умовою методу має бути числова (кардинальна) узгодженість результатів за ступінню переваги. Задача розв'язується за методом ієрархій Сааті.

На сьогодні організація та управління збирально-транспортними роботами повинна ґрунтуватися на використанні сучасних методів аналізу інформації, в основу яких покладено науково обґрунтоване врахування наявної інформації відносно об'єкта управління (рис. 3).

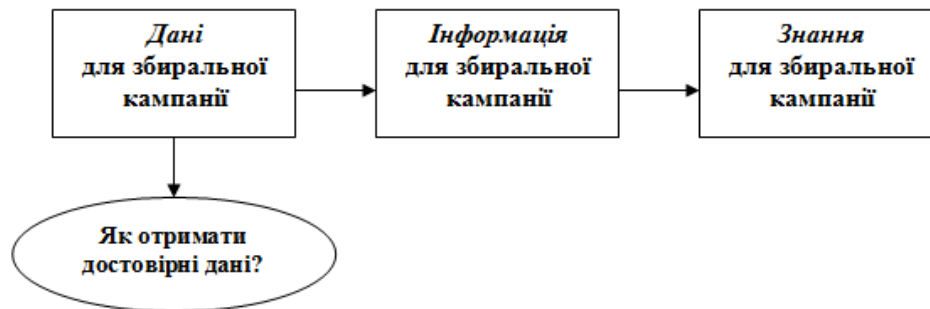


Рис. 3 – Схема «Дані – Інформація – Знання» для збиральної кампанії

Після узгодження результатів за ступінню їх переваги переходимо до процесу моделювання. Для цього розглянемо два типу моделі – модель типу Мамдані та типу Сугено.

Розгорнуту аргументацію щодо застосування моделей типу Мамдані та типу Сугено детально висвітлено у роботі [20].

Нечітку базу знань моделі типу Мамдані представимо у наступному вигляді:

$$\bigcup_{p=1}^{k_j} \bigcap_{i=1}^n (x_i = a_{i, jp}) \rightarrow y = d_j, \quad j = \overline{1, m}, \quad (1)$$

де $a_{i, jp}$ – лінгвістичний терм, яким оцінюється змінна x_i у рядку з номером jp $p = \overline{1, k_j}$; k_j – кількість рядків-кон'юнкцій, у яких вихід y оцінюється лінгвістичним термом d_j ; m – кількість термів, які використовуються для лінгвістичної оцінки вихідної змінної y .

У моделі типу Сугено взаємозв'язок між входами $X = x_1, x_2, \dots, x_n$ і виходом y задається нечіткою базою знань:

$$\bigcup_{p=1}^{k_j} \bigcap_{i=1}^n (x_i = a_{i, jp}) \rightarrow y = b_{j,0} + b_{j,1} \cdot x_1 + b_{j,2} \cdot x_2 + \dots + b_{j,n} \cdot x_n, \quad j = \overline{1, m} \quad (2)$$

де $b_{j,i}$ – деякі числа.

При малих навчальних вибірках якість ідентифікації істотно вище для моделей типу Мамдані. Це пояснюється тим, що вихідна, заснована на експертних висловлюваннях, нечітка модель вже відображає основні особливості ідентифікованої залежності. Зі збільшенням обсягу навчальної вибірки кращу якість ідентифікації забезпечує модель типу Сугено.

При великих вибірках точність ідентифікації моделі типу Сугено вище, ніж для моделі типу Мамдані. Однак після навчання модель типу Мамдані залишається прозорою: її параметри – функції приналежності – легко інтерпретуються лінгвістичними термами.

Ідентифікація за допомогою нечіткого логічного висновку є ефективним методом побудови моделей нелінійних залежностей.

У моделі типу Сугено виникають труднощі із змістовною інтерпретацією параметрів нечіткої моделі та з поясненням логічного висновку. З моделлю типу Мамдані таких труднощів не виникає, її параметри і після навчання легко інтерпретуються змістовно. Процедура нечіткого логічного висновку в моделі типу Мамдані інтуїтивно зрозуміла і замовникам нечітких моделей. Тому для завдань, де більш важлива точність

ідентифікації, доцільним буде використання нечітких моделей типу Сугено, а для задач, де більш важливим є пояснення, обґрунтування прийнятого рішення, будуть мати переваги нечіткі моделі типу Мамдані.

Модель Сугено, побудована на основі нечіткої логіки являє собою ефективний засіб відображення невизначеностей та потужний математичний інструмент, що істотно підвищує точність результатів, і як наслідок знижує похибку при розрахунках.

Переваги та недоліки моделей Мамдані та Сугено наведено у табл. 1.

Таблиця 1

Переваги та недоліки моделей Мамдані та Сугено

Тип моделі	Мамдані	Сугено
Прозорість моделі	+	–
Зрозумілість замовникам	+	–
Точність ідентифікації	Вища точність при малих навчальних вибірках	Вища точність при великих вибірках
Пояснення, обґрунтування прийнятого рішення	+	–

На нашу думку для процесів моделювання збирально-транспортних процесів врожаю пшениці з врахуванням погодно-кліматичних умов доречно використовувати апарат нечіткої логіки. Його переваги наведено у табл. 2.

Таблиця 2

Переваги використання теорії нечіткої логіки при моделюванні збирально-транспортних процесів

Риси, які характерні збирально-транспортним процесам під час збирання врожаю пшениці	Переваги
Висока динаміка та мінливість зовнішніх умов та стану збирально-транспортного процесу	Можливість адаптації до умов, що змінюються
Неповнота та нечіткість даних через їх велику кількість та погану визначеність параметрів збирально-транспортного процесу	Можливість роботи в умовах неповноти інформації та невизначеності
Процес збирання врожаю пшениці суттєво залежить від погодно-кліматичних умов, які є непередбачуваними та можуть змінювати його перебіг	Прийняття до уваги рішень експертів (експертних оцінок)

В даній роботі обґрунтована доцільність застосування апарату нечіткої логіки у сільському господарстві, зокрема під час планування, організації та управління збирально-транспортними процесами збору врожаю пшениці. На особливу увагу заслуговує алгоритм Мамдані.

Отже, з метою підвищення ефективності збирально-транспортних процесів, їх планування, організація та управління повинні ґрунтуватись на сучасних наукових підходах. При цьому необхідність застосування та використання теорії нечіткої логіки у даних процесах сільського господарства заснована на:

- великій кількості невідомих;
- складності процесів;
- складності встановлення кількісних залежностей між параметрами, що впливають на процес керування;
- можливості формулювання експертних знань про об'єкт (процес) тільки у вербальному вираженні;

- оперативному обліку багатьох суперечливих параметрів;
- створенні більш простої математичної моделі, що відповідає практичному застосуванню.

Висновки:

1. За результатами дослідження було встановлено, що нечітка логіка є результативною при наявності складного об'єкта керування, інформація про поведінку якого є стохастичною та невизначеною. Саме до таких об'єктів належать збирально-транспортні процеси збору врожаю пшениці.

2. Обґрунтовано застосування апарату нечіткої логіки у процесах збирально-транспортних робіт, який є одним з методів нівелювання невизначеності.

3. Визначено, що для моделювання процесів збирально-транспортних робіт найбільш доцільно використовувати алгоритм Мамдані.

4. Застосування алгоритму Мамдані може бути використано в якості основи для моделювання складних систем у сільському господарстві.

Література:

1. Домуші Д.П. Порівняння технологій збирання зернових культур по складу техніки та експлуатаційним витратам / Д.П. Домуші, П.Д. Устюянов, С.С. Житков // Аграрний вісник Причорномор'я. Технічні науки. – 2015. – Вип. 78. – С. 92-98.
2. Музильов Д.О. Основні проблеми вибору раціональної транспортно-технологічної схеми перевезення зернових культур / Д.О. Музильов, О.Є. Стебаков // Збірник тез доповідей VIII Всеукраїнської науково-практичної конференції студентів та аспірантів «Підвищення надійності машин і обладнання». – Кіровоград: КНТУ, 2014. – 261 с.
3. Курносів А.П. Оптимизация состава грузового автомобильного транспорта и его использование в сельскохозяйственных предприятиях: монография / А.П. Курносів, А.В. Улезько, С.А. Кулев, А.Н. Черных, С.В. Ломакин, А.А. Казанцев. – Воронеж: ФГОУ ВПО Воронежский ГАУ, 2009. – 218 с.
4. Кузнецов И.М., Макеев М.В. Методология разработки и внедрения информационной системы оперативного управления сельскохозяйственным производством в регионе. Научно-информационное обеспечение инновационного развития АПК в соответствии с задачами Государственной программы развития сельского хозяйства и регулирования рынков сельскохозяйственной продукции, сырья и продовольствия на 2008-2012 годы («ИНФОРМАГРО-2008»). – М.: ФГНУ «Росинформагротех», 2009. – 512 с.
5. Инюшкина О. Г. Исследование систем управления при проектировании информационных систем: учебное пособие / О.Г. Инюшкина, В.М. Кормышев. – Екатеринбург: «Форт-Диалог Исеть», 2013. – 370 с.
6. Стельмашук А.М. Раціональне транспортне обслуговування сільськогосподарських підприємств / А.М. Стельмашук // Науково-виробничий журнал «Інноваційна економіка». – 2015. – 1'2015. С. 47-54.
7. Кудрицька Ж.В. Моделювання в управлінні відновлювальними процесами АПК // «Молодий вчений». – 2017. – № 3 (43). С. 701-705.
8. Польовий А.М. Основи агрометеорології: Підручник / Польовий А.М., Божко Л.Ю., Вольвач О.В. Одеський державний екологічний університет – Одеса: Видавництво ТЕС, 2012. – 250 с.
9. Сулейменов Т.Б. Транспортная логистика (I часть): Учебник / Т.Б. Сулейменов, М.И. Арпабеков, – Астана, 2012. – 211 с.
10. Ільчук М.М. Організація і планування сільськогосподарського виробництва: Підручник / М.М. Ільчук Л.Я., Зрібняк та ін. – К.: 2007. – С. 784.

11. Глухова І.Ю. Транспортна агрологістика – один з напрямів інноваційного управління на сільськогосподарських підприємствах/ І.Ю. Глухова // Теоретичні і практичні аспекти економіки та інтелектуальної власності: збірник наукових праць: у 3-х т. / ПДТУ. – Маріуполь, 2011. – Т. 1. – С. 167 – 172.
12. Вербицький В.В. Разработка модели прогнозирования объемов производства сельскохозяйственной продукции / В.В. Вербицкий, Ю.В. Клебан // Научный потенциал молодежи – будущему Беларуси: материалы VII Международной молодежной научно-практической конференции, УО «Полесский государственный университет», г. Пинск, 10 апреля 2013 г.: в 2-х ч. Ч. 2. – Пинск: ПолесГУ, 2013. – С. 125-127.
13. Селякова С. М. Розв'язання задачі розподілу збиральної техніки по полям методами штучного інтелекту / С. М. Селякова // Радіоелектронні і комп'ютерні системи. – 2010. – № 1. – С. 91–95.
14. Михайлова В.Л. Использование экономико-математических методов и моделей для повышения эффективности использования инновационных агротехнологий/ В.Л. Михайлова // Научный альманах. – 2015. – № 10-1 (12). С. 256-258.
15. Усков А.А., Кузьмин А.В. Интеллектуальные технологии управления. Искусственные нейронные сети и нечеткая логика. – М.: Горячая линия - Телеком, 2004. – 143 с.
16. Киркин А.П. Распределение вагонопотоков предприятий по фронтам погрузки-выгрузки с использованием методов искусственного интеллекта / А.П. Киркин, Т.Ю. Киркина // Вісник Приазовського державного технічного університету. Серія: Технічні науки. – 2016. – Вип. 33. – С. 179-186.
17. Кириченко Г.І. Інтелектуальна система управління процесом доставки вантажу / Г. І. Кириченко // Інформаційно-керуючі системи на залізничному транспорті. – Харків: УкрДУЗТ, 2015. – Вип. 5 (114). – С. 3-6.
18. Шепитько Т.В. Математические модели и методы инженерных расчетов на ЭВМ: Учебное пособие / Т.В. Шепитько, А.И. Гасанов, В.А. Бучкин. – М.: МИИТ, 2004. – 222 с.
19. Домаскіна М.А. Теоретичні аспекти застосування теорії нечітких множин в економіці / М.А. Домаскіна // Вісник аграрної науки Причорномор'я. – 2013. – Вип. 2(72). – С. 29-34.
20. Штовба С.Д. Идентификация нелинейных зависимостей с помощью нечеткого логического вывода в системе MATLAB // Exponenta Pro: Математика в приложениях. – 2003. – №2. – С. 9 – 15.

Summary

Medvediev Ie., Lebid I., Eliseyev P. Rationale for Fuzzy Logic Toolbox applying in transport processes for wheat harvesting

Rationale for fuzzy logic toolbox applying in transport processes for wheat harvesting is presented. The application of the Mamdani fuzzy logic toolbox in agriculture, in particular in the planning, organization and management of harvesting and transport processes for wheat harvesting.

Keywords: Fuzzy Logic, harvesting campaign, harvesting and transport processes, Saaty Analytic Hierarchy Process, Mamdani type fuzzy model, Sugeno type fuzzy model.

References

1. Domushhi D.P. Porivnjannja tehnologij zbyrannja zernovyh kul'tur po skladu tehniky ta ekspluatacijnym vytratam / D.P. Domushhi, P.D. Ustujanov, C.S. Zhytkov // Agrarnyj visnyk Prychornomor'ja. Tehnichni nauky. – 2015. – Vyp. 78. – S. 92-98.

2. Muzyl'ov D.O. Osnovni problemy vyboru racional'noi' transportno-tehnologichnoi' shemy perevezennja zernovyh kul'tur / D.O. Muzyl'ov, O.Je. Stebakov // Zbirnyk tez dopovidej VIII Vseukrai'ns'koi' naukovo-praktychnoi' konferencii' studentiv ta aspirantiv «Pidvyshhennja nadijnosti mashyn i obladnannja». – Kirovograd: KNTU, 2014. – 261 s.
3. Kurnosov A.P. Optimizacija sostava gruzovogo avtomobil'nogo transporta i ego ispol'zovanie v sel'skohozjajstvennyh predprijatijah: monografija / A.P. Kurnosov, A.V. Ulez'ko, S.A. Kulev, A.N. Chernyh, S.V. Lomakin, A.A. Kazancev. – Voronezh: FGOU VPO Voronezhskij GAU, 2009. – 218 s.
4. Kuznecov I.M., Makeev M.V. Metodologija razrabotki i vnedrenija informacionnoj sistemy operativnogo upravlenija sel'skohozjajstvennym proizvodstvom v regione. Nauchno-informacionnoe obespechenie innovacionnogo razvitija APK v sootvetstvii s zadachami Gosudarstvennoj programmy razvitija sel'skogo hozjajstva i regulirovanija rynkov sel'skohozjajstvennoj produkcii, syr'ja i prodovol'stvija na 2008-2012 gody («INFORMAGRO-2008»). – M.: FGOU «Rosinformagroteh», 2009. – 512 s.
5. Injushkina O. G. Issledovanie sistem upravlenija pri proektirovanii informacionnyh sistem: uchebnoe posobie / O.G. Injushkina, V.M. Kormyshev. – Ekaterinburg: «Fort-Dialog Iset'», 2013. – 370 s.
6. Stel'mashhuk A.M. Racional'ne transportne obslugovuvannja sil'skogospodars'kih pidpriemstv / A.M. Stel'mashhuk // Naukovo-virobnichij zhurnal «Innovacijna ekonomika». – 2015. – 1'2015. S. 47-54.
7. Kudric'ka Zh.V. Modeljuvannja v upravlinni vidnovljuval'nimi procesami APK // «Molodij vchenij». – 2017. – № 3 (43). S. 701-705.
8. Pol'ovij A.M. Osnovi agrometeorologii: Pidručnik / Pol'ovij A.M., Bozhko L.Ju., Vol'vach O.V. Odes'kij derzhavnij ekologichnij universitet – Odesa: Vidavnictvo TES, 2012. – 250 s.
9. Sulejmenov T.B. Transportnaja logistika (I chast'): Uchebnik / T.B. Sulejmenov, M.I. Arpabekov, – Astana, 2012. – 211 s.
10. Il'chuk M.M. Organizacija i planuvannja sil'skogospodars'kogo vyrobnyctva: Pidručnyk / M.M. Il'chuk L.Ja., Zribnjak ta in. – K.: 2007. – 784 s.
11. Gluhova I.Ju. Transportna agrologistyka – ody z naprjamiv innovacijnogo upravlinnja na sil'skogospodars'kyh pidpryjemstvah/ I.Ju. Gluhova // Teoretychni i praktychni aspekty ekonomiky ta intelektual'noi' vlasnosti: zbirnyk naukovykh prac': u 3-h t. / PDTU. – Mariupol', 2011. – T. 1. – S. 167 – 172.
12. Verbic'kij V.V. Razrabotka modeli prognozirovanija ob'emov proizvodstva sel'skohozjajstvennoj produkcii / V.V. Verbic'kij, Ju.V. Kleban // Nauchnyj potencial molodezhi – budushhemu Belarusi: materialy VII Mezhdunarodnoj molodezhnoj nauchno-prakticheskoj konferencii, UO «Poleskij gosudarstvennyj universitet», g. Pinsk, 10 aprelja 2013 g.: v 2-h chch. Ch. 2. – Pinsk: PolesGU, 2013. – S. 125-127.
13. Seljakova S. M. Rozv'jazannja zadachi rozpodilu zbyral'noi' tehniky po poljam metodamy shtuchnogo intelektu / S. M. Seljakova // Radioelektronni i komp'juterni systemy. – 2010. – № 1. – S. 91–95.
14. Mihajlova V.L. Ispol'zovanie jekonomiko-matematicheskikh metodov i modelej dlja povyshenija jeffektivnosti ispol'zovanija innovacionnyh agrotehnologij/ V.L. Mihajlova // Nauchnyj al'manah. – 2015. – № 10-1 (12). S. 256-258.
15. Uskov A.A., Kuz'min A.V. Intellektual'nye tehnologii upravlenija. Iskusstvennye nejronnye seti i nechjotkaja logika.– M.: Gorjachaja linija - Telekom, 2004. – 143 s.
16. Kirkin A.P. Raspredelenie vagonopotokov predprijatij po frontam pogruzki-vygruzki s ispol'zovanjem metodov iskusstvennogo intelektu / A.P. Kirkin, T.Ju. Kirkina / Visnyk Pryazovs'kogo derzhavnogo tehničnogo universytetu. Serija : Tehnični nauky. – 2016. – Vyp. 33. – S. 179-186.

17. Kyrychenko G.I. Intelektual'na systema upravlinnja procesom dostavky vantazhu / G. I. Kyrychenko // Informacijno-kerujuchy systemy na zaliznychnomu transporti. – Harkiv: UkrDUZT, 2015. – Vyp. 5 (114). – S. 3-6.
18. Shepit'ko T.V. Matematicheskie modeli i metody inzhenernyh raschetov na JeVM: Uchebnoe posobie / T.V. Shepit'ko, A.I. Gasanov, V.A. Buchkin. – M.: MIIT, 2004. – 222 s.
19. Domaskina M.A. Teoretychni aspekty zastosuvannja teorii' nechitkyh mnozhyn v ekonomici / M.A. Domaskina // Visnyk agrarnoi' nauky Prychornomor'ja. – 2013. – Vyp. 2(72). – S. 29-34.
20. Shtovba S.D. Identifikacija nelinejnyh zavisimостей s pomoshh'ju nechetkogo logicheskogo vyvoda v sisteme MATLAB // Exponenta Pro: Matematika v prilozenijah. – 2003. – №2. – S. 9 – 15.

Савченко Л.Г.,
Міненко С.В.,
Савченко В.М.

Житомирський національний
агрокологічний університет,
м. Житомир, Україна
E-mail:slgua@ukr.net

ГІГІЄНИЧНА ОЦІНКА ВПЛИВУ ТЕХНІЧНОГО
СТАНУ СИСТЕМ КЕРУВАННЯ ВОЛОГІСНИМИ
ТА ТЕМПЕРАТУРНИМИ РЕЖИМАМИ В
ТЕПЛИЦІ НА ВИРОБНИЧИЙ ПЕРСОНАЛ

УДК 658.382.3(075) 614.8(075)

Вивчення впливу функціональних відмов в системах теплиць на стан виробничого персоналу може складати окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме в підвищенню надійності обладнання та забезпечення раціональної системи ТО та ремонту. Відповідно до поставленої проблеми метою роботи є дослідження впливу технічного стану систем мікроклімату в промислових теплицях на виробничий персонал. В статті проведено комплексні гігієнічні дослідження впливу технічного стану систем керування вологісними та температурними режимами в теплиці на умови праці виробничого персоналу культивуваційних споруд захищеного ґрунту, оцінено ступінь шкідливості і небезпеки несприятливих факторів робочого середовища, дана комплексна гігієнічна оцінка впливу мікроклімату, вивчено стан здоров'я овочівників за даними періодичних медичних оглядів.

Досліджено загальну гігієнічну оцінку умов праці персоналу промислових теплиць з урахуванням впливу робочого середовища і трудового процесу протягом річного трудового циклу. За даними періодичних медичних оглядів у працівників виявлено захворювання, в генезі яких істотну роль можуть грати несприятливі параметри мікроклімату, які є наслідком виходу з роботоздатного стану комп'ютеризованих систем керування температурно-вологісними режимами в теплиці. Перспективою подальших досліджень є розробка заходів з підвищення надійності роботи систем керування мікрокліматом і впровадження профілактичних заходів, для покращення умов праці працюючих.

Ключові слова. Теплиця, температурно-вологіснимий режим, гігієнічна оцінка, виробничий персонал, технічний стан систем.

Постановка проблеми. Головним призначенням тепличних комплексів є створення сприятливих умов для розвитку рослин. Враховуючи, що для нормального розвитку рослин необхідно виконання ряду першочергових умов, тепличний комплекс має в своєму складі ряд відповідних окремих систем, які функціонально пов'язані між собою таким чином, щоб в цілому задовольняти потреби культури [1,2,3], але в свою чергу технічний стан мікроклімату в середині культивуваційної споруди є основним чинником впливу на виробничий персонал, що є невід'ємною частиною високотехнологічної системи.

В статті [4] представлено рівень профзахворюваності в галузі рослинництва захищеного ґрунту АПК України, відображено структуру професійних уражень працівників, типи захворювань, пов'язаних з технологічними процесами при вирощуванні продукції рослинництва захищеного ґрунту. Гігієнічна оцінка впливу технічного стану систем керування вологісними та температурними режимами в теплиці на виробничий персонал в більшій мірі залежить від технічного стану систем керування мікрокліматом [1]. Вивчення впливу функціональних відмов в системах теплиць на стан виробничого персоналу може складати окремі наукові задачі, вирішення яких сприятиме в підвищенню надійності обладнання та забезпечення раціональної системи ТО та ремонту.

Відповідно до поставленої проблеми **метою роботи** є дослідження впливу технічного стану систем мікроклімату в промислових теплицях на виробничий персонал.

Виклад основного матеріалу. У виробничому циклі найбільший час займають роботи з вирощування розсади, формування рослин, збору врожаю та догляду за рослинами. У цей період в теплицях підтримується специфічний, штучно створюваний температурно-вологісний режим, який характеризується відносно постійними підвищеними рівнями температури і вологості повітря. Роботи з видалення рослинної маси, зачистки і обробки теплиць виконуються два рази на рік і тривають від 5-10 днів до одного місяця на рік і проводяться при відкритих дверних отворах і не працюючих системах підтримки параметрів мікроклімату.

Однією з відмінних особливостей технології вирощування овочів в умовах закритого ґрунту є специфічний температурно-вологісний режим, який характеризується підвищеними значеннями температури, відносною вологістю і низькою рухливістю повітряного середовища.

Результати досліджень показали, що основною особливістю умов праці виробничого персоналу в усі періоди робіт виявилися несприятливі мікрокліматичні умови (табл. 1). Найбільш несприятливі мікрокліматичні умови відзначаються в літній період, коли температурно-вологісний режим залежить від інтенсивності сонячної радіації, що досягає 1600-1880 Ккал м² на годину, змінюючись відповідно погодних умов. Так, в теплий період року (при температурі зовнішнього повітря + 20-24°C) температура повітря в приміщеннях перевищувала допустимі значення. Найбільші перевищення (на 4-8°C) зареєстровані в період догляду за рослинами і збирання врожаю. Значення індексу теплового навантаження середовища (ТНС-індексу), що відображає поєднаний вплив температури повітря, швидкості його руху і вологості на теплообмін людини з навколишнім середовищем, в цей період робіт перевищували допустимі від 2,3 до 3,0 ° С.

Таблиця 1

Гігієнічна оцінка параметрів мікроклімату при виконанні різних видів робіт виробничим персоналом промислової теплиці в теплий період року

Вид роботи (кількість досліджень)	Категорія роботи по важкості	Теплий період року								Клас умов праці
		Температура повітря, °С		ТНС-індекс, °С		Відносна вологість повітря, %		Швидкість руху повітря, м/с		
		допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	
Вирощування і висадка розсади (n = 136)	III	15,0-26,0	25,7 ± 1,5	18,0-21,8	22,8 ± 1,2	15-75	66 ± 4	0,3-0,5	0,43 ± 0,24	3.1
Формування рослин (n = 136)	IIa	18,0-27,0	28,1 ± 1,0	20,5-25,1	25,2 ± 1,4	15-75	66 ± 4	0,2-0,4	0,2 ± 0,1	3.1
Збір врожаю (n = 320)	III	15,0-26,0	29,4 ± 3,5	18,0-21,8	26,3 ± 3,4	15-75	71 ± 10	0,3-0,5	0,17 ± 0,14	3.3
Догляд за рослинами (n = 292)	IIb	16,0-27,0	30,4 ± 3,6	19,5-23,9	27,3 ± 3,2	15-75	71 ± 12	0,2-0,5	0,15 ± 0,06	3.3
Видалення рослинної маси (n = 165)	IIb	16,0 -27,0	33,6 ± 0,9	19,5-23,9	29,0 ± 1,2	15-75	54 ± 11	0,2-0,5	0,3 ± 0,09	3.3

При виконанні цих же операцій в холодний період року зазначалося перевищення допустимих значень температури повітря в середньому на 7,8°C, а індексу теплового навантаження середовища на 2,1 ° С. Відносна вологість повітря практично в усі періоди робіт перевищувала допустимі значення від 2 до 5%. (табл. 2). Рухливість повітря в теплицях обмежена і варіює від 0,12 м / с до 0,18 м / с, досягаючи при поливанні овочів до 0,5 м / с.

Таким чином, протягом усього циклу вирощування овочів в умовах закритого ґрунту виробничий персонал піддається впливу нагріваючого мікроклімату. Гігієнічна оцінка умов праці за параметрами мікроклімату в період вирощування і висадки розсади,

формування рослин відповідала шкідливості 1-го ступеня (клас 3.1), в період догляду за рослинами і збирання врожаю і видалення рослинної маси – шкідливості 3-го ступеня (клас 3.3)

Нагрівуючий мікроклімат (підвищені температури повітря, висока вологість і обмежена його рухливість) протягом робочої зміни в поєднанні з високою фізичною активністю мають несприятливий вплив на формування теплового стану виробничого персоналу.

Таблиця 2

Гігієнічна оцінка параметрів мікроклімату при виконанні різних видів робіт виробничим персоналом промислової теплиці в холодний період року

Вид роботи (кількість досліджень)	Категорія роботи по важкості	Холодний період року								Клас умов праці
		Температура повітря, °С		ТНС-індекс, °С		Відносна вологість повітря, %		Швидкість руху повітря, м/с		
		допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	допустиме	фактичне	
Вирощування і висадка розсади (n = 136)	III	17,0-23,0	27,6 ± 0,4	20,5-25,1	25,5 ± 0,2	15-75	66 ± 4	0,1-0,3	0,17 ± 0,24	3.1
Формування рослин (n = 136)	IIa	17,0-23,0	22,8 ± 0,4	20,5-25,1	-	15-75	66 ± 2	0,1-0,3	0,15 ± 0,04	2
Збір врожаю (n = 320)	III	13,0-21,0	25,7 ± 0,6	18,0-21,8	22,4 ± 0,7	15-75	77 ± 6	0,2-0,4	0,13 ± 0,04	3.1
Догляд за рослинами (n = 292)	IIb	15,0-22,0	26,0 ± 0,6	19,5-23,9	22,6 ± 0,2	15-75	74 ± 7	0,2-0,4	0,12 ± 0,03	3.1
Видалення рослинної маси (n = 165)	IIb	15,0-22,0	17,2 ± 2,7	19,5-23,9	-	15-75	70 ± 10	0,2-0,4	0,16 ± 0,04	2

При проведенні інтегральної оцінки нагрівуючого мікроклімату відповідно до Гігієнічної класифікації праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу [5] було виявлено, що ризик перегрівання організму виробничого персоналу коливався в теплий період року від помірного до дуже високого, накопичення тепла в організмі становило від 2,66 до 4,56 кДж / кг. У холодний період року ризик перегрівання варіювався від слабкого до помірного. Перспективою подальших досліджень є розробка заходів з підвищення надійності роботи систем керування мікрокліматом і впровадження профілактичних заходів, для покращення умов праці працюючих.

Література:

1. Бойко А. І. Проблеми забезпечення надійності технологічного обладнання при вирощуванні продукції захищеного ґрунту в АПК України / А. І. Бойко, В. М. Савченко, В. В. Крот // Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. – 2016. – № 6. – С. 200–203.
2. Міненко С. В. Класифікація способів зняття перегріву рослин в індустріальних теплицях / С. В. Міненко, В. М. Савченко, В. В. Крот // Вісник ЖНАЕУ. – 2016. – № 1 (53), т. 1. – С. 276–282.
3. Савченко В. М. Вплив культивацийних споруд та технологічних систем на параметри мікроклімату при вирощуванні продукції захищеного ґрунту / В. М. Савченко, В. В. Крот // Крамаровські читання: зб. тез доп. II іжнар. наук. -техн. конф., 3 квіт. 2013. – К.: НУБіП, 2013. – С. 72–74.
4. Савченко Л. Г. Дослідження рівня виробничого травматизму та профзахворюваності при вирощуванні продукції рослинництва в умовах відкритого та захищеного ґрунту

України/ Л. Г. Савченко, В. М. Савченко// Вісн. Харківського нац. техн. ун-ту сільсько-го госп-ва ім. П. Василенка. – 2017. – Вип. 180. – С. 160–168.

5. Гігієнічна класифікація праці за показниками шкідливості та небезпечності факторів виробничого середовища, важкості та напруженості трудового процесу / Наказ Міністерства охорони здоров'я України 08.04.2014 № 248 [Електронний ресурс] – Режим доступу: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>

Summary

Savchenko L.G., Minenko S.V., Savchenko V.M. Hygienic assessment of the influence of technical state of control system of humidity and temperature modes in greenhouses for production personnel

In the article complex hygienic researches of working conditions of production personnel of industrial greenhouses were conducted, the degree of harmfulness and danger of unfavorable factors of the working environment was assessed, the complex hygienic estimation of microclimate influence was assessed, the health condition of vegetable growers was studied according to the data of periodical medical examinations. The general hygienic estimation of working conditions of industrial greenhouses staff taking into account the influence of the complex of harmful factors of the working environment. According to periodic medical examinations, workers have been diagnosed with a disease in which germs can play an important role in unfavorable microclimate parameters. Studies conducted prove the need to develop and implement preventive measures to improve working conditions, as the result of technical condition climate control system. The prevent researches is a development of technical means for maintaining optimal microclimate when growing products of protected soil, and determination of the impact of technical condition of the systems onto the working conditions of production personnel of industrial greenhouses. The paper describes the problems of providing reliability and longterm use of technological machinery when growing products of protected soil. It proves that a special attention must be drawn to physical basics of formation of failures of greenhouses, due to their specifics, might form individual scientific challenges resolution of which would improve reliability of machinery. Prospects for further research is the influence of the technical state of the components of the automated control systems of microclimate, including evaporative cooling systems and additional humidity on qualitative and quantitative characteristics of products protected ground.

Keywords: Greenhouse, temperature and humidity conditions, hygienic assessment, production personnel, technical condition of the systems.

References

1. Bojko A. I. Problemy zabezpechennja nadijnosti tehnologichnogo obladnannja pry vyroshhuvanni produkci' zahyshhenogo g'runtu v APK Ukrai'ny / A. I. Bojko, V. M. Savchenko, V. V. Krot // Tehnichnyj servis agropromysloвого, lisovого та transportного kompleksiv. – 2016. – № 6. – С. 200–203.
2. Minenko S. V. Kласифікація способів знjattja peregrivu росlyn v industrial'nyh teplycjah / S. V. Minenko, V. M. Savchenko, V. V. Krot // Visnyk ZhNAEU. – 2016. – № 1 (53), т. 1. – С. 276–282.
3. Savchenko V. M. Vplyv kul'tyvacijnyh sporud та tehnologichnyh system на parametry mikroklімату pry vyroshhuvanni produkci' zahyshhenogo g'runtu / V. M. Savchenko, V. V. Krot // Kramarovs'ki chytannja: zb. tez dop. II izhnar. nauk. -tehn. konf., 3 kvit. 2013. – К.: NUBiP, 2013. – С. 72–74.

4. Savchenko L. G. Doslidzhennja rivnja vyrobnychogo travmatyzmu ta profzahvorjuvanosti pry vyroshhuvanni produkciï roslynnytva v umovah vidkrytogo ta zahyshhenogo g'runtu Ukraïny/ L. G. Savchenko, V. M. Savchenko// Visn. Harkivs'kogo nac. tehn. un-tu sil'skogo gosp-va im. P. Vasylenka. – 2017. – Vyp. 180. – S. 160–168.
5. Gigijenichna klasyfikacija praci za pokaznykamy shkidlyvosti ta nebezpechnosti faktoriv vyrobnychogo seredovyshha, vazhkosti ta napruzhenosti trudovogo procesu / Nakaz Ministerstva ohorony zdorov'ja Ukraïny 08.04.2014 № 248 [Elektronnyj resurs] – Rezhym dostupu: <http://zakon3.rada.gov.ua/laws/show/z0472-14>

Маруніч О.П.

Тернопільський національний
технічний університет
імені Івана Пулюя,
м. Тернопіль, Україна

**ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНЕ ОБҐРУНТУВАННЯ
ПРОЦЕСІВ ЗМІШУВАННЯ СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

УДК 631.358.42

У статті представлено техніко-економічне обґрунтування процесів змішування сипких матеріалів. Розроблено модель вибору конструктивних конвеєрів для змішування сільськогосподарських матеріалів з урахуванням можливих обсягів витрат, що виникають внаслідок сукупних витрат, які включають собівартість виготовлення, експлуатації, технічний огляд і ремонт. Обґрунтовано, що вибір варіанта конструкції робочих органів в першу чергу залежить від характеру виконання процесу і навантаження на робочий орган.

Ключові слова: *техніко-економічне обґрунтування, процеси, змішування, експлуатаційні витрати.*

Вступ. На даний час проектування та розрахунок транспортно-технологічних механізмів проводиться за типовими схемами без врахування особливостей та специфіки виробництва, зокрема сільськогосподарського.

Сучасний стан розвитку транспортно-технологічних механізмів неперервної дії сільськогосподарського призначення вимагає пошуку нових шляхів покращення технологічних і експлуатаційних параметрів робочих органів, які дають змогу підвищити продуктивність та покращити якість транспортних процесів із метою зменшення травмування насінневих матеріалів.

Питанням конструювання механізмів з гвинтовими робочими органами присвячені роботи П.М. Василенка, А.А.Вайнсона, А.А. Омельченка, А.М. Григор'єва, П.А. Преображенського, Р.Л. Зенкова, В.Г. Іванова, Б.М. Гевка, Р.М. Рогатинського, І.Б. Гевко та багато інших. Проте питанню, що пов'язане з особливостями економічного обґрунтування вибору конвеєрів для транспортування-змішування сипких вантажів, не приділялось належної уваги й воно потребує подальшого дослідження.

Постановка проблеми. Метою статті є економічна оцінка вибору конвеєрів для транспортування-змішування сипких вантажів.

Результати дослідження. Для обґрунтування вибору транспортерів для транспортування-змішування сипких вантажів проведемо їх порівняльний техніко-економічний аналіз.

Механізми з гвинтовими робочими органами отримали широке застосування у всіх галузях народного господарства завдяки концентрації різних операцій у поєднанні з транспортуванням. Специфіка їх роботи зумовлена різноманітністю операцій технологічних процесів, а також регіологічними можливостями транспортуючих матеріалів, номенклатурою і конструктивними параметрами.

На рис. 1. представлена структурна схема ГК з жорстким валом з розширеними технологічними можливостями змішування, а на рис 2. гвинтові робочі органи для виконання різних технологічних операцій, з різними конструктивними елементами.

При розрахунку конструкцій конвеєрів слід враховувати, що їх собівартість залежатиме від типу виробництва, вартості купівлі чи виготовлення окремих конструктивних елементів (КЕ), (приводів, редукторів, запобіжних чи пружних муфт, передач, робочих органів, жолобів, елементів керування, розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних тощо), а також вартості складання самих конвеєрів. Визначення собівартості будь-якого конвеєра можна здійснювати за формулою:

$$C_B = k_{mp-3} \cdot \sum_{n=1}^m B_n + \sum_{r=1}^l C_r + \sum_{y=1}^o C_y + k_{допл} \cdot k_{доод} \cdot k_{нар} \cdot C_3 \cdot T_h, \quad (1)$$

де k_{mp-3} – коефіцієнт, що враховує транспортно-заготівельні витрати, $k_{mp-3} = 1,05 \dots 1,15$; B_n – вартість стандартних КЕ, що закуповуються (електродвигунів, редукторів, елементів керування тощо), грн.; C_r – собівартість типових КЕ, що виготовляються із сортового металопрокату (жолобів, елементів розвантаження, з'єднувальних та опорно-поворотних елементів тощо), грн.; C_y – собівартість оригінальних КЕ (робочих органів, спеціальних муфт тощо), грн.; m, l, o – відповідно кількість стандартних, типових і оригінальних КЕ, шт.; $k_{допл}$ – коефіцієнт доплат, $k_{допл} = 1,25 \dots 1,3$; $k_{доод}$ – коефіцієнт додаткової заробітної плати основних робітників, $k_{доод} = 1,03 \dots 1,1$; $k_{нар}$ – коефіцієнт, що враховує відрахування на соціальне страхування, $k_{нар} = 1,38 \dots 1,39$; C_3 – середньозважена погодинна тарифна ставка основних робітників, які зайняті складанням конвеєра, грн.; T_h – трудомісткість складання і налагодження конвеєра, нормо/год.

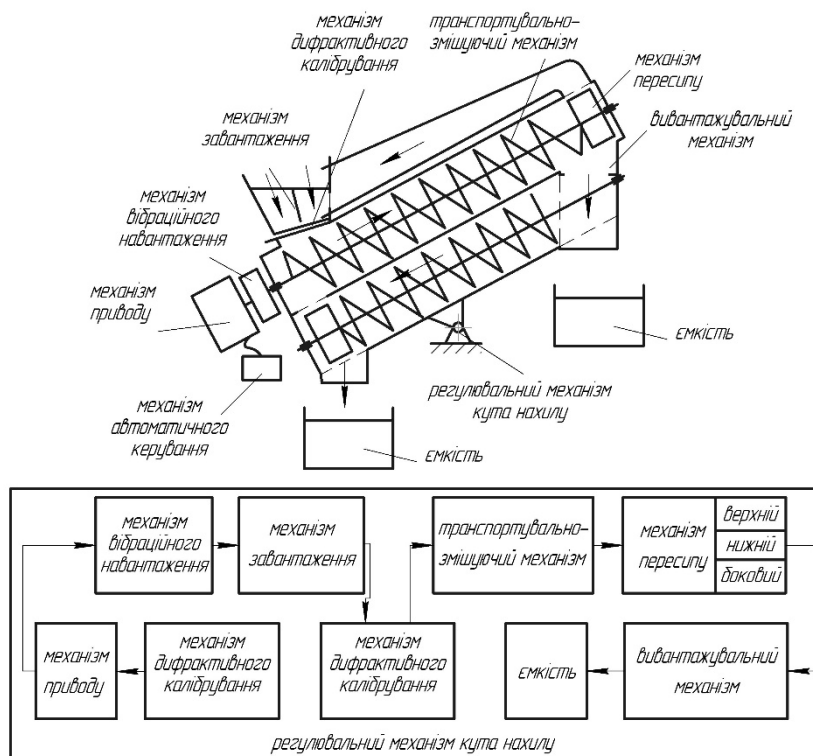


Рис. 1 – Структурна схема гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями

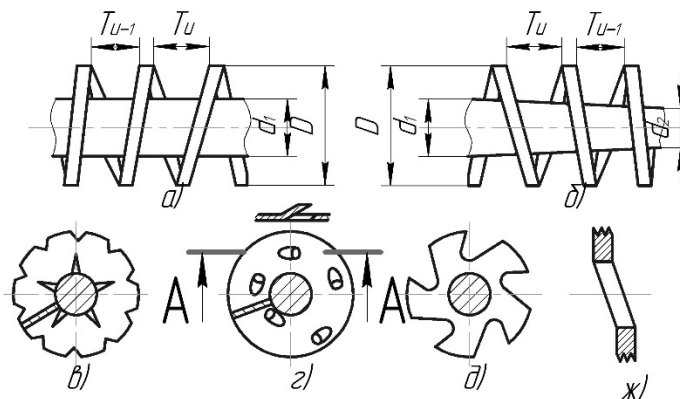


Рис. 2 – Гвинтові робочі органи

а) циліндричні б) циліндричні з конічними валами; в) профільні; г) подрібнюючі з внутрішніми отворами; д) подрібнюючі; ж) подрібнювач із зовнішніми зубами

Часткові рішення при визначенні собівартості окремих видів конвеєрів є наступними (у приведених формулах вартість запобіжних чи пружних муфт є стандартними, але слід враховувати, що вони можуть бути також і типовими чи оригінальними КЕ):

- визначення собівартості жорсткого складного гвинтового конвеєра (ГК) можна проводити за формулою:

$$C_{ГК} = k_{mp-3} \cdot (B_{nГ1} + B_{nГ2} + B_{nГ3} + B_{nГ4}) + i_{ГК} \cdot C_{rГ5} + C_{rГ6} + C_{rГ7} + i_{ГК} \cdot C_{yГ8} + k_{допл} \cdot k_{дод} \cdot k_{нар} \cdot c_3 \cdot T_h \quad (2)$$

де $B_{nГ1}$ – вартість приводу (електродвигуна), грн.; $B_{nГ2}$ – вартість передачі чи редуктора, грн.; $B_{nГ3}$ – вартість запобіжної (пружної) муфти, грн.; $B_{nГ4}$ – вартість елементів керування, грн.; $i_{ГК}$ – кількість жолобів (шнеків), шт.; $C_{rГ5}$ – собівартість жолоба, грн.; $C_{rГ6}$ – собівартість елементів завантаження, пересипу і розвантаження, грн.; $C_{rГ7}$ – собівартість з'єднувальних та опорно-поворотних елементів, грн.; $C_{yГ8}$ – собівартість жорсткого шнека ГК, грн.;

Витрати на технічний огляд і ремонт конвеєрів за весь термін експлуатації укрупнено визначаються за формулою [1-2]:

$$C_{ТО} = \sum_{t=1}^x (C_B \cdot k_{nc} \cdot k_{нод} \cdot k_{nr}) / (1+u)^t \quad (3)$$

де k_{nc} – коефіцієнт переводу виробничої собівартості у повну (враховує величину адміністративних і позавиробничих витрат), $k_{nc} = 1,1 \dots 1,7$; $k_{нод}$ – коефіцієнт, що враховує величину податку на додану вартість; k_{nr} – коефіцієнт річного відрахування на ТО і ремонт, $k_{nr} = 1,05 \dots 1,2$.

Економічний ефект від застосування нової конструкції змішувача сипких матеріалів визначається за формулою [2, 4]

$$E = (C_1 - C_2)A - E_n \hat{E} \quad (4)$$

де C_1 - наявна технологічна собівартість виготовлення однієї деталі; A - річна програма випуску деталей із застосуванням нового технологічного процесу; C_2 - технологічна собівартість виготовлення однієї деталі методом навивання на оправу; E_n - нормативний коефіцієнт економічної ефективності технологічного процесу; K - грошові витрати, пов'язані із впровадженням нової технології.

Остаточне рішення про впровадження як запропонованого, так і будь-якого іншого механізму або машини приймають на основі розрахунків економічної ефективності. Важливим показником є річний економічний ефект. Проте відомий порядок його визначення, що базується на різниці наведених витрат, не завжди забезпечує об'єктивність результатів. Очевидно, що прогресивніші технологічні процеси вимагають підвищення поточних витрат, які компенсуються покращенням експлуатаційних та якісних параметрів.

Вивчення впливу різних технологічних і конструктивних параметрів на процеси змішування дозволило розробити нові конструкції деяких вузлів змішувачів що забезпечить змішування з необхідною якістю. У зв'язку з цим річний економічний ефект від впровадження запропонованого змішувача порівняно з іншими можна визначити за аналогічною (4) формулою

$$E = [(I_1 - I_2)A - A_t(\hat{E}_1 - \hat{E}_2)] \quad (5)$$

де I_1, I_2 - прибуток на одиницю продукції відповідно до і після впровадження нового технологічного процесу виготовлення навивних заготовок; K_1, K_2 - питомі грошові вкладення на одиницю продукції відповідно до і після впровадження нового технологічного процесу.

Переваги показника прибутку, який використовується у розрахунках річного економічного ефекту, полягають у тому, що він порівняно із собівартістю продукції повніше відображає результати ефективності нових видів продукції.

Проте, розрахунки, проведені за даною формулою, показують, що сума економічного ефекту від впровадження запропонованого змішувача нижча в рівнянні з іншими методами.

Тому, економічний ефект у даному випадку проявляється в покращанні виробничих та експлуатаційних характеристик процесу змішування і становить частину народногосподарського ефекту, створеного від використання таких змішувачів.

Так, наприклад, економічна ефективність від експлуатації змішувача з гвинтовим робочим органом визначається за формулою [4]

$$\dot{A}_o = \ddot{O}_1 \left(Q \frac{1/T_1 + E_t}{1/\dot{O}_2 + \dot{A}_t} - 1 \right) + \Delta^2 + \Delta \hat{E}_{\bar{n}}, \quad (6)$$

де C_1 - оптова ціна змішувача з гвинтовим робочим органом, $C_1=42675$ грн; Q - узагальнений показник технічного рівня нового змішувача, приймаємо $Q=1,06$; T_1, T_2 - терміни служби (до капітального ремонту) відповідно базового й нового виробу, років; $T_1=2$ роки; $T_2=3$ роки; E_n - нормативний коефіцієнт ефективності, $E_n=0,15$; ΔI - зміна потокових експлуатаційних витрат споживача, грн; ΔK_c - зміна відрахувань від супутніх капітальних вкладень споживача

$$\Delta I = \frac{I_1 - I_2}{1/T_2 - E_n}; \quad (7)$$

де I_1 і I_2 - річні експлуатаційні витрати споживача при використанні ним відповідно базового й нового виробу.

Річні експлуатаційні витрати охоплюють затрати трудових, матеріальних, енергетичних ресурсів і витрати на утримання устаткування й спорядження. Оскільки при впровадженні нового виробу зменшуються лише витрати на утримання змішувача з гвинтовим робочим органом, а всі інші витрати не зміняться, то I_1 і I_2 можна замінити $I_{об1}$ і $I_{об2}$, де $I_{об1}$ і $I_{об2}$ - відповідно витрати на утримання базового нового змішувача, значення яких наведені в табл. 1.

Таблиця 1

Витрати на утримання устаткування

Статті витрат	$I_{об1}$, грн	$I_{об2}$, грн
На технічне обслуговування	180	160
Біжучий ремонт	200	140
Капітальний ремонт	180	150
Усього:	560	450

Згідно з табличними даними

$$\Delta^2 = \frac{560 - 450}{0,48} = 229,17$$

$$\Delta \hat{E}_{\bar{n}} = \frac{E_t (\hat{E}_{\bar{n}1} - \hat{E}_{\bar{n}2})}{1/\dot{O}_2 + \dot{A}_t}, \quad (8)$$

де K_{c1} і K_{c2} - супровідні капіталовкладення споживача при використанні ним відповідно базового і нового змішувача, $K_c = K - C(1 + k_{r,m})$; де K - повні капіталовкладення, грн;

C - оптова вартість виробу, для нового робочого органу $C_2=44010$ грн; K_{mm} - коефіцієнт транспортно-монтажних витрат, $K_{mm} = 0,1$.

Враховуючи, що повні капіталовкладення виробника для базового та нового виробу будуть однакові, отримаємо

$$\hat{E}_{\bar{n}1} - \hat{E}_{\bar{n}2} = \hat{E} - 1,1\ddot{O}_1 - \hat{E} + 1,1\ddot{O}_2 = 1,1(\ddot{O}_2 - \ddot{O}_1) = 1,1 \cdot 1335 = 1468,5 \text{ грн.}$$

$$\Delta \hat{E}_{\bar{n}} = \left(\frac{0,15 \cdot 1468,5}{0,48} \right) = 458,9 \text{ грн.}$$

Річний економічний ефект від використання змішувачів оснащених гвинтовими робочими органами, виготовленими із заготовок одержаних методами навивання, становить

$$\dot{A}_{\delta} = 42675 \left(1,06 \cdot \frac{0,65}{0,483} - 1 \right) + 229,17 + 458,9 = 18889 \text{ грн.}$$

Висновок. Приведено техніко-економічне обґрунтування процесів змішування матеріалів. При цьому враховували повні капіталовкладення виробника для базового та нового виробу з технологічного обслуговування, біжучого і капітального ремонтів. Розрахунковий річний ефект від використання змішувачів оснащених гвинтовими робочими органами, виготовлених із заготовок одержаних методом навивання становить 18889 грн.

Література:

1. Гевко І. Б. Організація виробництва: теорія і практика: підручник / І. Б. Гевко, А. О. Оксентюк, М.П. Галушак. – К.: Кондор, 2008. – 178 с.
2. Гевко І. Б. Управління процесом розробки і освоєння виробництва нових виробів: підручник / І. Б. Гевко, Б. М. Гевко. – Тернопіль: ТДГУ імені Івана Пулюя, 2010. – 199 с.
3. Рогатинський Р. Модель конструювання і вибору гвинтових конвеєрів з розширеними технологічними можливостями / Р. Рогатинський, І. Гевко // Вісник ТНТУ. – 2012. – № 3 (67). – С.197–210.
4. Расчеты экономической эффективности новой техники. Справочник. / Подред. К.М.Великанова. Л.: Машиностроение, 1990. -488 с.

Summary

Marunych O.P. Feasibility study of mixing bulk materials

The model of choosing construction conveyers for transporting agricultural cargo along the curvilinear trajectory taking into account possible expenditures caused by the damage of cargo and total expenditures, which include manufacturing, operation. Maintenance and repair cost price has been developed.

The synthesis of conveyer operating members taking advantage of the hierarchic groups method and using morphological analyses has been carried out. It was interpreted, that the choice of option of the operating members desing depends first of all on the nature of the performed process and loading on the operating member. That is why for the purpose to proside the desing of the operation members, the number of construction solution options can be reduced and one may develop a great number of conveyer designs capable to operate officiently for the transporting of bulk cargo along the curvilinear trajectory.

It was revealed, that damage losses while transporting and transferring are in ten times greater than those of the conveyer total cost.

Keywords: feasibility study, processes, mixing, operating costs.

References

1. Gevko I. B. Organizatsiya virobnitstva: teoriya i praktika: pidruchnik / I. B. Gevko, A. O. Oksentyuk, M. P. Galushchak. – K.: Kondor, 2008. – 178 s.
2. Gevko I. B. Upravlinnya protsesom rozrobki i osvoennya virobnitstva novikh virobiv: pidruchnik / I. B. Gevko, B. M. Gevko. – Ternopil': TDTU imeni Ivana Pulyuya, 2010. – 199 s.
3. Rogatins'kii R. Model' konstruyuvannya i vioru gvintovikh konveeriv z rozshirenimi tekhnologichnimi mozhlivostyami / R. Rogatins'kii, I. Gevko // Visnik TNTU. – 2012. – № 3 (67). – S.197–210.
4. Raschety ekonomicheskoi effektivnosti novoi tekhniki. Spravochnik. / Podred. K.M. Velikanova. L.: Mashinostroenie, 1990. -488 s.

Калюжний А.Б.¹,
Калюжний Б.Г.¹,
Платков В.Я.²

¹Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства

имени П.Василенко,
г. Харьков, Украина,
E-mail: albokal@ukr.net

²Луганский национальный
аграрный университет,
г. Харьков, Украина,
E-mail: vplatkov@gmail.com

КЛТР ПОРИСТЫХ МАТЕРИАЛОВ НА ОСНОВЕ ФТОРОПЛАСТА-4

УДК 536.413.2

Изучено влияние пористости фторопласта-4 на КЛТР в интервале температур от -150 до 100 °С. В интервале температур от 20 до 30 °С наблюдается максимум на температурной зависимости, связанный с фазовым переходом 2 рода.

Ключевые слова: пористый фторопласт-4, коэффициент линейного теплового расширения.

Введение. Развитие сельского хозяйства в Украине предусматривает широкое использование материалов стойких к агрессивной среде, в том числе пористых полимерных материалов. Ведущей тенденцией в области полимерного материаловедения является разработка и изучение пористых материалов на основе фторопласта-4 (PTFE). Полимерные фильтрующие элементы, выполненные на основе высокопористого фторопласта, благодаря своим физико-механическим характеристикам, успешно используются для фильтрации жидкостей и газов, термодинамические параметры которых могут существенно отличаться от нормальных [1]. В частности, рекомендуемый диапазон температур при эксплуатации фильтров с полимерными фильтрующими элементами находится в диапазоне от -269 до 260° [1]. С учетом того, что монтаж фильтроэлементов в корпусе фильтра производится при нормальных температурных условиях, изменение температуры фильтроэлемента в процессе эксплуатации фильтра может достигать значительной величины. При таком изменении температуры могут существенно измениться линейные размеры фильтроэлемента. В частности, при фильтрации криогенных жидкостей, размеры фильтроэлемента могут измениться столь существенно, что может произойти нарушение герметичности соединения фильтроэлемента в месте уплотнения его в корпусе фильтра.

В связи с этим, исследование изменения линейных размеров полимерных фильтровальных элементов с изменением температуры и определение коэффициента линейного температурного расширения (КЛТР) высокопористого фторопласта являются весьма актуальной задачей.

Результаты и их обсуждение. Измерение КЛТР высокопористого фторопласта было проведено на кварцевом дифференциальном dilatометре с индукционным датчиком перемещения типа ПД-3 (рис. 1). Индукционный датчик перемещения представляет собой преобразователь дифференциально-трансформаторного типа, на двух катушках которого намотаны обмотка возбуждения (1) и вторичная обмотка (2). Обмотка возбуждения состоит из двух секций W_1 и W_2^* , которые подключаются к источнику переменного стабилизированного тока частотой 50 Гц. Магнитный поток, возникающий при прохождении тока по обмоткам возбуждения, создает взаимную индуктивность во вторичных обмотках W_1 и W_2^* , величина которой зависит от положения плунжера-сердечника (3). Взаимоиндуктивности M_1 и M_2^* обмоток W_1 и W_2^* равны между собой при симметричном положении плунжера относительно катушек (магнитная нейтраль).

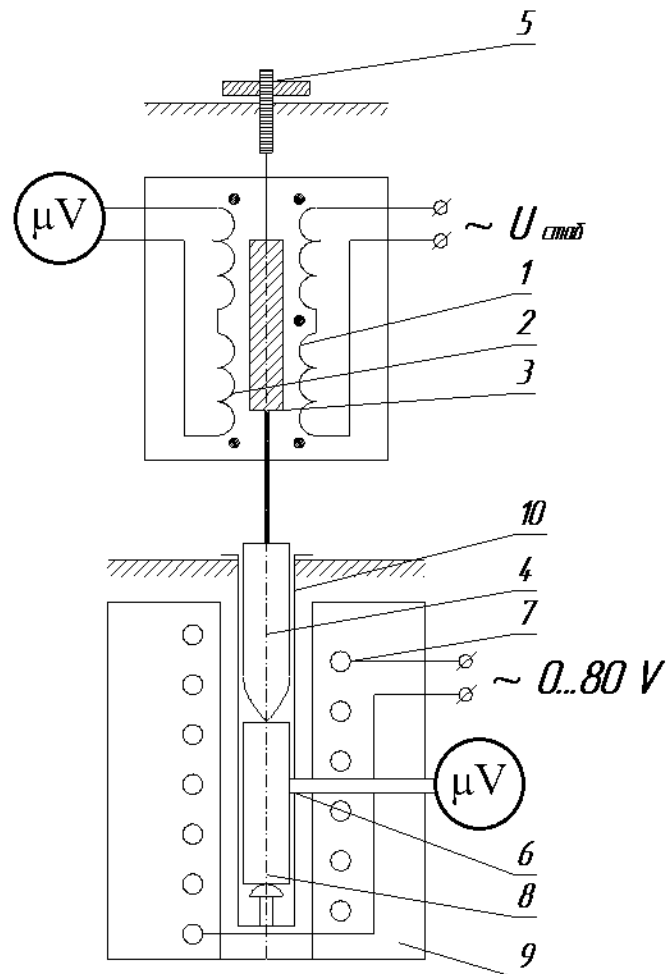


Рис.1 – Принципиальная схема кварцевого дилатометра с индукционным датчиком

При смещении плунжера относительно магнитной нейтралы на концах вторичных обмоток возникает потенциал, пропорциональный величине смещения. Калибровка преобразователя ПД-3 производилась с помощью микрометрического винта и индикатора перемещения с точностью измерения 1 мкм. Собственный ход дилатометра в интервале температур от - 160 до +100 °С составлял менее 1 % от измеряемой величины абсолютного удлинения образца. Таким образом, точность измерения перемещения толкателя дилатометра 4 и жестко связанного с ним плунжера индукционного датчика составляет - 1 мкм, что полностью удовлетворяет требования ГОСТ 15173-70 [2].

Образец высокопористого фторопласта устанавливался между толкателем дилатометра и опорным столиком, а затем охлаждался с помощью жидкого азота до температуры минус 190 °С. Температура измерялась в средней части образца медь-константановой термопарой 8. Затем производился нагрев образца и, после увеличения температуры образца на каждые 10 °С, измерялось его абсолютное удлинение. Равномерность нагрева образца (2,5 град/мин) обеспечивалась адиабатической оболочкой корпуса дилатометра и автоматической системой, выполненной на основе блока питания прибора ИТ-с-400. Погрешность измерений во всем интервале температур не превышала 10 %. В ходе предварительных измерений было отмечено, что при положительных температурах нагрузка на образец в виде толкателя дилатометра и плунжера индукционного датчика (~ 8 г) значительно уменьшает КЛТР, что связано с ползучестью образца под данной нагрузкой. В связи с этим была предложена оригинальная система разгрузки, позволившая уменьшить нагрузку на образец до 0,5 г.

Для измерения КЛТР высокопористого фторопласта были использованы образцы в форме цилиндров высотой 50 мм и диаметром 10 мм, изготовленные с использованием программ графического компьютерного моделирования [4,5], по трем технологическим регламентам (I, II, III), структурные характеристики которых приведены в табл.1. Методика определения основных структурных характеристик приведена в [3].

Таблица 1

Основные структурные и фильтрационные параметры образцов фильтрующих материалов на основе фторопласта-4

Показатель	Номер технологического регламента		
	I	II	III
Объемная пористость, %	74	70	64
Средний диаметр пор, мкм	82	43	25
Тонкость фильтрации, мкм	20	5	1

На рис. 2 приведены зависимости КЛТР от температуры для пористых фторопластов, изготовленных по трем регламентам.

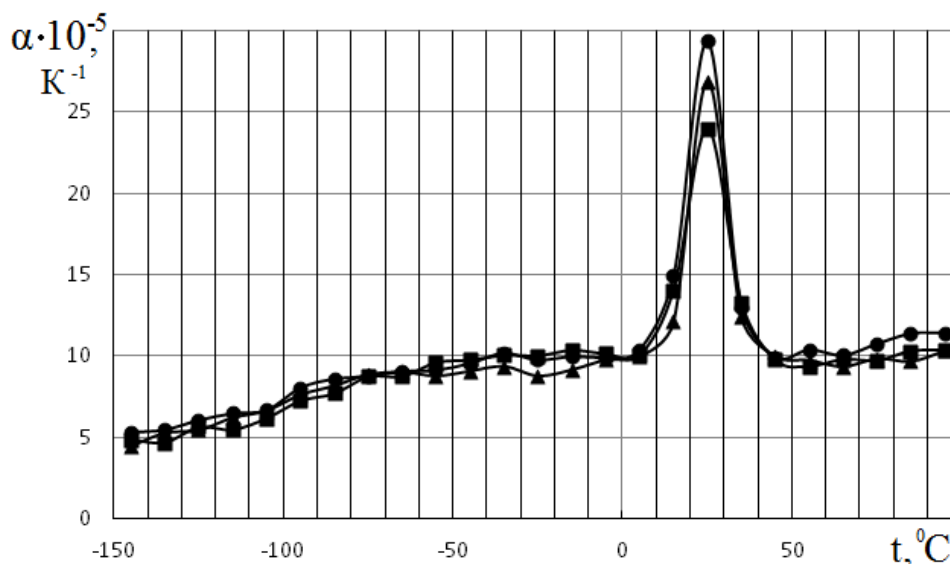


Рис.2 – Зависимость КЛТР высокопористых фторопластов от температуры:
 ■ - регламент I; ▲ - регламент II; ● - регламент III.

Анализируя полученные зависимости КЛТР образцов каждого технологического регламента от температуры, можно сделать следующие выводы:

- в интервале температур минус - 150 до - 10°C КЛТР образцов высокопористого фторопласта, изготовленных по различным технологическим регламентам практически совпадают;

- в области температуры фазового перехода 2-го рода (~ 20 °C) наблюдается более значительное отличие КЛТР образцов высокопористого фторопласта, изготовленных по различным технологическим регламентам, причем его величина растет с увеличением компактности образца, то есть с уменьшением пористости и среднего диаметра пор образца;

- При температурах выше 40 °C значение КЛТР остается неизменным для пористых материалов, изготовленных по различным технологическим регламентам.

Литература:

1. ГОСТ 10007-80 Фторопласт-4. Технические условия.
2. ГОСТ 15173-70 Пластмассы. Метод определения среднего коэффициента линейного теплового расширения.
3. Kalyuzhny A.B., Karpova T.L., Kalyuzhny B.G., Platkov V.Ya. Structure and functional properties of high-porosity material based on Fluoroplast-4 // Functional Materials. - 1999. - Vol. 6, №2. - P. 25-30
4. Калюжний А.Б., Платков В.Я. Исследование структуры пористого материала методом графического компьютерного моделирования / Технічний сервіс агропромислового, лісового та транспортного комплексів. - Харків: ХНТУСГ, -2017. - Вип. 9, с. 74-77
5. Kalyuzhny A.B. Structure of porous materials and their permeability: determination by computer-aided simulation / A.B. Kalyuzhny, V.Ya. Platkov // Functional Materials. – 2001. – Vol. 8, №1. – P. 90-93.

Summary

Kalyuzhniy A.B., Kalyuzhniy B.G., Platkov V.Ya. The coefficient of linear thermal expansion of the porous materials based on PTFE-4

The influence of porosity of PTFE-4 on the coefficient of linear thermal expansion in the range from - 150 to +100 °C was studied. In the range of 20 to 30°C maximum is observed in the temperature dependence associated with the phase transition of the second type.

Keywords: porous PTFE-4, the coefficient of linear thermal expansion

References

1. GOST 10007-80 Polytetrafluoroethylene. Specifications
2. GOST 15173-70 Plastics. Method for determination of mean coefficient of linear thermal expansion
3. Kalyuzhny A.B., Karpova T.L., Kalyuzhny B.G., Platkov V.Ya. Structure and functional properties of high-porosity material based on Fluoroplast-4 // Functional Materials. - 1999. - Vol. 6, №2. - P. 25-30
4. Kalyuzhniy A.B., Platkov V.Ya. Study of the porous material structure by computer-aided simulation/Technical service the agricultural, forestry and transport systems. -Kharkiv^ HNTUSG - 2017. -№9 p.74-77
5. Kalyuzhny A.B. Structure of porous materials and their permeability: determination by computer-aided simulation / A.B. Kalyuzhny, V.Ya. Platkov // Functional Materials. – 2001. – Vol. 8, №1. – P. 90-93.

Коломиец В.В.¹,
Ридный Р.В.¹,
Антощенко Р.В.¹,
Свиргун О.А.¹,
Любичева К.М.¹,
Vijay Kumar²

¹Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства
имени П. Василенка,
г. Харьков, Украина
²PIIT CREATER NOIDA, India

ОПТИМИЗАЦИЯ РЕЖИМОВ РЕЗАНИЯ
ДЕТАЛЕЙ МАШИН РЕЗЦАМИ ИЗ
ЭЛЬБОРА-Р И ГЕКСАНИТА-Р

УДК 621. 923

В работе приведены результаты оптимизации геометрических параметров резцов из эльбора-Р и гексанита-Р при непрерывном и прерывистом точении закаленных сталей высокой твердости. Приведена оптимизация режимов резания при точении и растачивании отверстий в деталях ряда групп обрабатываемых материалов. Установлены оптимальные значения скорости резания при чистовом точении наплавленных материалов резцами из гексанита-Р.

Ключевые слова: геометрические параметры, закаленные стали, режимы резания, оптимальные скорости резания, наплавленные материалы, эльбор-Р, гексанит-Р, резцы.

Введение. После успешного синтеза кубического нитрида бора были определены его уникальные свойства: микротвердость, близкая к твердости алмаза, термостойкость более высокая, чем у алмаза, химическая инертность к железу [1, 2]. Эти свойства нитрида бора позволили разработать ряд инструментальных материалов с высокими режущими характеристиками, позволяющими успешно обрабатывать закаленные стали высокой твердости, наплавленные материалы, неметаллы и другие труднообрабатываемые материалы [3, 4]. Наибольшее применение в металлообработке получили материалы типа эльбор-Р и гексанит-Р, которые успешно выпускаются инструментальными заводами, институтами и фирмами.

Проведенными опытами и практикой установлено, что обработка резанием деталей машин из закаленных сталей и других материалов высокой твердости резцами из сверхтвердых материалов на основе нитрида бора типа эльбор-Р и гексанита-Р обеспечивает повышение производительности труда в два-три раза. При этом стойкость таких резцов значительно превышает стойкость резцов из твердых сплавов и минералокерамического инструмента и составляет 2 – 3 часа машинного времени при точении непрерывных поверхностей. Обработку прерывистых поверхностей, возможно, проводить только резцами из гексанита-Р, которые допускают ударные нагрузки. Стойкость резцов при этом уменьшается и составляет 1,5-2 часа машинного времени. Эффективность применения резцов из сверхтвердых материалов на основе нитрида бора увеличивается при большей твердости обрабатываемой детали, что можно объяснить их повышенными свойствами. Однако практикой установлено, что для применения резцов из эльбора-Р и гексанита-Р необходимо определить их оптимальные геометрические параметры и оптимальные скорости резания для каждой технологической операции.

Объектом исследования является оптимизация процесса обработки резанием закаленных сталей и неоднородных наплавленных материалов деталей тракторов.

Цель исследования. Выявить и обосновать причины низкой стойкости инструмента из твердых сплавов и сверхтвердых материалов на основе нитрида бора при чистовом точении закаленных сталей и неоднородных наплавленных материалов изношенных деталей машин, работающих в аналогичных условиях. Установить оптимальные геометрические параметры режущих элементов резцов из эльбора-Р и гексаниа-Р и оптимальные скорости резания при обработке сталей высокой твердости и наплавленных материалов.

Методы исследования. Для проведения исследований были выбраны труднообрабатываемые закаленные стали и наплавочные материалы, отличающихся химическим составом, физико-механическими свойствами, и областью применения. Опыты проводили при точении и растачивании непрерывных и прерывистых поверхностей деталей из закаленных сталей.

В качестве инструментальных материалов были выбраны – 2-х карбидный твердый сплав типа Т15К6, который широко применяется в машиностроении для обработки деталей из выбранных материалов и сверхтвердые материалы на основе нитрида бора типа эльбор-Р (композит - 01) и гексанит – Р (композит – 10). Опыты проводили на токарных станках. Величину и характер износа резцов по задней поверхности оценивали на универсальном инструментальном микроскопе. Критерием износа резцов служил износ по задней поверхности ($h_3 = 0,6$ мм). В табл. 1 приведены основные свойства инструментальных материалов.

Таблица 1

Основные свойства инструментальных материалов

Марка материала инструмента	Плотность, γ , г/см ³	Микротвердость, НВ, ГПа	Твердость, НРА	Модуль упругости, ГПа	Прочность, ГПа		Теплостойкость, °С
					При изгибе	При сжатии	
Твердый сплав Т15К6	11,1-11,6	–	90	5,2	1,15	3,7	850-900
Эльбор-Р (композит-01)	3,31-3,39	60-80	–	6,65-8,85	0,4-0,5	2,2-2,6	1000-1300
Гексанит-Р (композит-10)	3,28-3,36	40-60	–	6,65-8,85	0,8-1,2	2,6-4,0	1000-1300

Результаты исследований и их обсуждение. Проведенными опытами и практикой применения резцов из сверхтвердых материалов на основе нитрида бора установлено, что их эффективное применение возможно при точном установлении оптимальных геометрических параметров резцов для каждой технологической операции. Установлено, что при точении непрерывных поверхностей резцы из эльбора-Р, имеющие большую микротвердость, чем резцы из гексаниа-Р, более износостойки. При точении прерывистых поверхностей более эффективны резцы из гексаниа-Р. Прерывистое точение труднообрабатываемых материалов резцами из твердых сплавов типа Т15К6 возможно только на малых скоростях резания, что делает точение малопродуктивным, и, следовательно, не эффективным. Поэтому оптимизировать их геометрические параметры для таких процессов нецелесообразно.

При оптимизации геометрических параметров резцов и эльбора-Р, и гексанита-Р опыты проводили как при однофакторном, так и при многофакторном эксперименте. На основе проведенных опытов установлены пределы изменения геометрических параметров резцов из эльбора-Р и гексанита-Р для обработки ряда труднообрабатываемых закаленных сталей и для сравнения серых чугунов, для которых были оптимизированы и скорости резания также только для сравнения (табл. 2).

Таблица 2

Рекомендуемые геометрические параметры резцов из эльбора-Р и гексанита-Р

Геометрические параметры резцов	Группы обрабатываемых материалов				
	Р18, Р6М5, У8А, У10А	ХВГ, Х12М, ШХ15	20Х, 40Х, 12ХН3А	30ХГСА, 38ХМЮА	СЧ18, СЧ28
	Марка резца и вид обрабатываемой поверхности				
	Эльбор-Р – непрерывные Гексанит-Р – прерывистые		Гексанит-Р – непрерывные и прерывистые		
Передний угол, γ°	-10...-15 /-10	-10...-15 /-10	-10...-15 /-10	-5...-8 /-5	-10 /-10
Задние углы, $\alpha^\circ, \alpha_1^\circ$	10-15 /18-20	10-15 /18-20	10-15 /18-20	10-12 /16-18	10 /20
Главный угол в плане, φ°	40-45 /45-50	35-40 /40-45	35-40 /40-45	35-40 /40	40 /40
Вспомогательный угол в плане, φ_1°	15-20 /10-15	15-20 /10-15	15-20 /10-15	15-20 /10	20 /15
Длина зачистного лезвия, l_f , мм	0,2-0,3 /0,1-0,15	0,2-0,3 /0,1-0,15	0,2-0,3 /0,15-0,2	0,2-0,3 /0,15-0,2	0,3-0,4 /0,15-0,2

Примечание: в числителе для наружного точения, в знаменателе /для расточки отверстий при $\lambda = 0^\circ$.

Известно, что инструментальные заводы и зарубежные фирмы выпускают режущие пластинки из сверхтвердых материалов на основе нитрида бора со стандартными геометрическими параметрами. Поэтому, чтобы получить отрицательные передние углы с различными значениями необходимо изготовить конструктивные элементы или в виде прокладок или крепежных державок, обеспечивающих требуемые значения передних углов резцов. Другие геометрические параметры резцов могут быть получены за счет установки в резцедержателе.

Оптимизацию режимов резания проводили в зависимости от их влияния на стойкость резца при постоянных значениях других условий обработки. Функциональная зависимость стойкости резцов от режимов резания при известном характере влияния скорости резания имеет вид:

$$T = \frac{C_T}{V^m \cdot S^{y_v} \cdot t^{x_v}},$$

где: C_T – коэффициент, зависящий от обрабатываемого материала; V, S, t – скорость, подача и глубина резания; m, y_v, x_v – показатели степени, которые определяли опытным путем при многофакторном эксперименте. Так при чистовом точении закаленной стали У10А резцами из эльбора-Р была получена следующая зависимость стойкости от принятых режимов резания:

$$T = \frac{5,4 \cdot 10^3}{V^{1,58} \cdot S^{0,51} \cdot t^{0,46}}$$

На основании проведенных исследований были определены интервалы изменения режимов резания, при которых стойкость резцов из эльбора-Р и гексанита-Р будет

максимальной. Рекомендуемые режимы резания при наружном точении и растачивании отверстий с учетом оптимальных геометрических параметров приведены в табл. 3.

Таблица 3

Рекомендуемые режимы резания при точении деталей резцами из эльбора-Р и гексанига-Р

Режимы резания		Группы обрабатываемых материалов			
		P18, P6M5, Y8A, ШХ15 X12M, ХВГ 5ХНМ, У10 HRC 58-64	20Х, 40Х, 12ХН3А HRC 48-55	30ХГСА, 38ХМЮА HRC 35-50	Сч 18, Сч 28 НВ 120-180
Скорость резания, V, м/с		1,3-1,5/ 1,0-1,3	1,5-2,0/ 1,3-1,4	2,0-2,5/ 1,4-1,6	8,0-10,0/ 5,0-7,0
Подача, S, мм/об	Наружное точение	0,04-0,08/ 0,07-0,1	0,04-0,08/ 0,07-0,1	0,04-0,08/ 0,07-0,1	0,07-0,15/ 0,07-0,1
	Растачивание	0,02-0,05/ 0,04-0,07	0,02-0,1/ 0,04-0,1	0,02-0,1/ 0,04-0,1	0,05-0,1/ 0,1-0,15
Глубина резания, t, мм	Наружное точение	0,1-0,3/ 0,15-0,3	0,1-0,3/ 0,15-0,3	0,1-0,4/ 0,15-0,4	0,2-0,4/ 0,2-0,4
	Растачивание	0,1-0,15	0,1-0,2	0,1-0,2	0,2-0,4
Ориентировочная стойкость резцов, T, мин.		120-140/ 60-80	150-180/ 80-120	150-200/ 100-120	240-360/ 150-200

Примечание: в числителе для непрерывного точения, в знаменателе /для прерывистого точения.

Детали машин из закаленных сталей и других труднообрабатываемых материалов в процессе эксплуатации изнашиваются и их восстанавливают в большинстве случаев электродуговой автоматической наплавкой. Поэтому важным является определение оптимальных скоростей резания для основных групп наплавленных материалов резцами из гексанига-Р, так как другие инструментальные материалы в данных условиях неэффективны. На основании проведенных исследований в табл. 4 [5] приведены рекомендуемые скорости резания ряда наплавленных материалов резцами из гексанига-Р.

Общая зависимость для определения оптимальной скорости резания при чистовом точении наплавленных материалов имеет вид:

$$V_o = \frac{C_v \cdot \prod_{i=1}^n \hat{E}_{vi}}{T^m \cdot S^{yv} \cdot t^{xv} \cdot K_i},$$

где: C_v – постоянный коэффициент, зависящий от свойств обрабатываемого наплавленного материала при оптимальных геометрических параметрах режущей части инструмента; K_i – коэффициенты, учитывающие условия обработки данным инструментом: K_n – коэффициент неоднородности обрабатываемого наплавленного материала.

При выбранных оптимальных геометрических параметрах инструмента и принятых условиях процесса резания K_{vi} - принимается равным единице. Показатели степеней при подаче, глубине резания и стойкости резца определялись при однофакторном эксперименте. Для исследований на первом этапе использовали специально изготовленные образцы, а на втором - производственно отобранные детали тракторов типа изношенных валов, кронштейнов, карданов и барабанов.

Рекомендуемые скорости резания при чистовом точении наплавленных материалов резцами из гексанита-Р

Марка наплавочной проволоки и защитная среда	Твердость наплавки, HRC	Скорость резания, V, м/с	Коэффициент обрабатываемости, K _o	Коэффициент эффективности процесса, K _э
Нп-30ХГСА водяной пар углекислый газ, CO ₂ под флюсом	22-26 3,0-2,6 1,2-1,0 1,5-2,0			
	24-30	2,5-2,2	0,95-0,9	1,8-2,4
	32-36	2,2-2,0	0,85-0,8	2,5-3,0
ПП-Нп-18Х1Г1М под флюсом	НВ320-380	2,4-2,0	0,95-0,9	2,0-2,5
Нп-50, под флюсом	45-50	2,0-1,8	0,7-0,65	4,0-5,0
ПП-Нп-10Х17Н9С5-ГТ, под флюсом	27-34	2,2-2,0	0,85-0,8	3,5-5,0
ПП-Нп-25Х5ФМС под флюсом	46-52	2,0-1,8	0,7-0,65	4,0-5,0
ПП-Нп-10Х14Т, самозащитная	46-52	1,8-1,5	0,65-0,6	4,0-5,0
ПП-Нп-30Х5Г2СМ, самозащитная	50-56	1,6-1,5	0,62-0,6	5,0-6,0
ПП-Нп-200Х15С1-ГРТ, самозащитная	50-56	1,5-1,3	0,55-0,5	7,0-8,0
ПП-Нп-250Х10Б8-С2Т, самозащитная	50-58	1,4-1,2	0,5-0,45	10,0-12,0
Нл-65Г, приварка с охлаждением	60-65	1,3-1,1	0,45-0,4	12,0-15,0

Примечание: обрабатываемость определена по сравнению с обработкой наплавленного материала проволокой Нп-30ХГСА HRC 26 в среде водяного пара; эффективность определена по сравнению с точением резцами из твердого сплава Т15К6.

Наплавку проводили по оптимальным режимам в лабораторных и производственных условиях ремонтных предприятий. Обработка результатов опытов позволила установить значение коэффициентов и показателей степени для расчета оптимальной скорости резания при обеспечении необходимой стойкости резцов из гексанита – Р - Т = 60 мин. для материалов, наплавленных широко применяемыми в машиностроении проволоками Нп- 30ХГСА и ПП-Нп-30Х5Г2СМ (табл. 5).

Таблица 5

Значения коэффициентов и технологических показателей оптимальной скорости резания наплавленных материалов резцами из гексанита – Р

Марка наплавленного материала	Твердость наплавленного слоя, HRC	Коэффициенты и показатели степени				
		Cv	K _n	Уv	Xv	m
Нп – 30ХГСА	35	190	3,0	1,05	1,25	1,33
ПП – Нп – 30Х5Г2СМ	56	80	5,6	1,25	1,78	0,96

Примечание: геометрические параметры резцов: $\gamma = -10^\circ$; $\alpha = \alpha_1 = 10^\circ$; $\varphi = 40^\circ$; $\varphi_1 = 20^\circ$; $\lambda = 0^\circ$; $l_f = 0,2 \dots 0,4$ мм; или $r = 0,6 \dots 1,2$ мм; подача $S = 0,07 \dots 0,1$ мм/об; глубина резания $t = 0,2 \dots 0,3$ мм.

Выводы. Резцы из сверхтвердого инструментального материала на основе нитрида бора типа эльбор-Р особенно эффективны при обработке закаленных сталей высокой твердости при непрерывной обработке, а резцы из гексанида-Р рекомендуются для прерывистой обработки закаленных сталей и наплавленных материалов с высокой неоднородностью и повышенной твердостью металла.

Литература:

1. Wentorf R.H. Ir. Synthetic of cubic Boron Nitride. – “Chem. Phys.” 1961, v. 34, N1, p. 809-817.
2. Meyer H.R. Schleifen mit Diamante und Kubisch Kristallinem Bornitrid. – Betriebstechnik, 1977, 18, N39, s. 41-42.
3. Инструменты из сверхтвердых материалов. /Под ред. Н.В. Новикова и А.С. Клименко. - М.: Машиностроение, 2014 – 608 с.
4. Физико-математическая теория процессов обработки материалов и технологии машиностроения. /Под общей ред. Ф.В. Новикова и А.В. Якимова. В десяти томах. – Т.3. «Резание материалов лезвийными инструментами». Одесса: ОНПУ. 2003. – 550 с. /Монография. Авторы: Новиков Ф.В., Якимов А.В., Коломиец В.В., и др./.
5. Обработка резанием деталей с покрытиями: Монография / С.А. Клименко,
6. В.В. Коломиец, М.Л. Хейфец и др. Под общ. ред. С.А. Клименко. – К.: ИСМ им. В.Н. Бакуля НАН Украины, 2011. – 353 с.

Summary

Kolomiets V.V., Ridnyi R.V., Antoshchenkov R.V., Svirgun O.A., Lubitcheva K.M., Vijay Kumar. Optimization of cutting modes of machine parts by chisels made of elbor-R and hexanite-R

In the work results of optimization of geometrical parameters of chisels made of elbor-R and hexanite-P are shown with continuous and intermittent turning of hardened steels of high hardness. The optimization of the cutting modes for turning and boring holes in the details of a number of groups of processed materials is given. Optimum values of the cutting speed are established at a fine cutting of the deposited materials with hexanite-P chisels.

Keywords: *geometric parameters, hardened steels, cutting modes, optimal cutting speeds, welded materials, elbor-R, hexanite-R, chisels.*

References

1. Wentorf R.H. Ir. Synthetic of cubic Boron Nitride. – “Chem. Phys.” 1961, v. 34, N1, p. 809-817.
2. Meyer H.R. Schleifen mit Diamante und Kubisch Kristallinem Bornitrid. – Betriebstechnik, 1977, 18, N39, s. 41-42.
3. Tools of superhard materials. Ed. N.V. Novikov and A.S. Klimentko. - M.: Mechanical Engineering, 2014 - 608 p.
4. Physico-mathematical theory of the processing of materials and technology of engineering. /Under the general ed. F.V. Novikov and A.V. Yakimova. In ten volumes. - T.3. "Cutting of materials with blade tools". Odessa: ONPU. 2003. - 550 with. /Monograph. Authors: Novikov FV, Yakimov A.V, Kolomiets V.V, and others.
5. Machining of parts with coatings: Monograph / S.A. Klimentko, V.V. Kolomiets, M.L. Heifets, etc. Under the general. Ed. S.A. Klimentko. - K.: ISM them. V.N. Bakulev National Academy of Sciences of Ukraine, 2011. - 353 p.

Омельченко Л.В.

Харьковский национальный
технический университет
сельского хозяйства
имени П. Василенко,
г. Харьков, Украина,
E-mail: lgvv@ukr.net.

МОДИФИЦИРОВАНИЕ И МИКРОЛЕГИРОВАНИЕ ВОССТАНОВИТЕЛЬНЫХ ПОКРЫТИЙ

УДК 621.791.927

Известно, что модифицирование больших масс жидкого металла различными присадками существенно повышает качество изделий и их эксплуатационную стойкость.

Реже такие присадки используют при восстановительных наплавках, компенсирующих износившейся слой деталей в эксплуатации. Это связано с тем, что из-за нанесения малого слоя, компенсирующего износ, широко используемые модификаторы из-за условий быстрой кристаллизации не успевают раствориться в жидкой фазе и, кроме того, концентрируясь в различных зонах покрытия способствует снижению качества и потребительских свойств изделий.

В представленной статье проведен анализ работ применения модифицирования и микролегирования восстановительных покрытий. Он свидетельствует о высокой эффективности влияния модифицирующих присадок на качество восстановленной поверхности деталей из различных материалов и, работающих в отличающихся условиях (износа, повышенных температур, различных нагрузок). Однако многие применяемые композиции являются затратными. Поэтому, особенно важна перспективность исследований, направленных на снижение стоимости покрытий за счет использования вторичного сырья или отходов промышленного производства в качестве добавок-модификаторов.

Одним из таких направлений является применение для модифицирования детонационной шихты (впервые, использовали магнитную её составляющую). Для этого следует решить следующие задачи: определить оптимальный размер вводимой фракции; долю добавки; параметры и способ ввода и оценить особенности структурообразования для получения максимального эффекта обеспечения требуемого качества и свойств покрытия.

Ключевые слова: модифицирование, микролегирование, флюс, структура сварных швов, детонационная шихта, зольные отходы, микротвёрдость.

Актуальность проблемы. В представленной работе обобщена информация об использовании различных модифицирующих и микролегирующих присадок для повышения качества и упрочнения металла покрытий. При различных методах наплавки кристаллическое строение покрытия, связано с условиями перехода сварочной ванны из жидкого состояния в твердое, является одним из факторов, определяющих качество и свойства этого участка покрытия. [1]

Помимо естественных центров самопроизвольной кристаллизации расплавленного металла сварочной ванны, существуют центры несамопроизвольной кристаллизации в виде зерен нового металла на границе сплавления. [2]. На практике это явление используют для модифицирования и микролегирования восстанавливаемых покрытий для измельчения кристаллов при затвердевании, что приводит к изменению их механических свойств.

Изобретение академиком К.К.Хреновым керамического флюса стало первым шагом в легировании металла сварных швов, так в работе [3] было показано, что структура сварных швов деталей из стали 30ХГСА под керамическим флюсом, содержащем титан, имеет мелкозернистую разориентированную структуру, а шов, выполненный под плавным флюсом крупнозернистую – транскристаллитную. Концерн «Фольксваген» реко-

мендует проводить микролегирование среднеуглеродистых сталей, применяемых для изготовления шатунов, вместо используемого ранее термоупрочнения. Это позволяет снизить стоимость шатуна на 38%, т. к. стоимость термообработки, из-за расхода энергоносителей, составляет до 25% от общей стоимости детали.

Анализ последних публикаций по данной проблеме. В работе [4] показано, что при микролегировании 0,27% ванадием роторной стали 25X2H2MФ наблюдается повышение её прочности и прокаливаемости. Микролегирование титаном (до 0,06) и бромом (до 0,0032%) стали 65Г при изготовлении лап культиваторов представленное в работе [5] привело к повышению прочности, твердости, пластичности и ударной вязкости рабочей поверхности металла, что позволило в 2,1 раза повысить их надежность и долговечность, на 20% износостойкость и на 17% снизить металлоемкость. Фазовый анализ показал, что повышение сопротивления стали износу, объясняется формированием карбонитридов титана и частично бора.

Механизм влияния микродобавок Ti, V, Nb на структуру и свойства низкоуглеродистых сталей рассмотрен в работе [6]. Повышение прочности стали микродобавками Ti, V и Ni (до 0,1 %) с образованием дисперсных карбонитридов, являющиеся центрами кристаллизации, можно объяснить уменьшением размера зёрен. Повышение ударной вязкости и порога хладноломкости стали, обеспечивается рафинированием феррита при вводе микродобавок воздействием микродобавки 0,04% V. Это оказывает влияние на измельчение зерна феррита и уменьшение в структуре доли цементита и перлита.

Повышение предела текучести σ_t , авторы работы [7] объясняют увеличением дисперсности перлита (вклад его в повышение σ_t составляет до 60 – 65 %), σ_b до 30 %.

В работе [8] показано, что отливки из стали 110Г13Л с микродобавками V и Ti отличаются от серийной меньшей склонности к формированию дендритной структуры, отмечаются более высокой прочностью, вязкостью, плотностью и износостойкостью.

Анализ рассмотренных работ позволяет заключить, что легирующие микродобавки, растворимые в металле и не растворимые в нём, оказывают существенное влияние на условия кристаллизации. Они влияют на повышение устойчивости переохлаждённого аустенита прокаливаемости стали, измельчают зерно, повышают дисперсность перлита, замедляют падение твердости при отпуске, формирование мелкодисперсных включений способствует созданию локальных напряжений и увеличению плотности дислокаций, что тормозит их скольжение.

Такие механизмы воздействия микролегирующих и модифицирующих присадок обеспечивают необходимые потребительские свойства изделий.

Актуальность применения микролегирования и модифицирования для повышения качества наплавленного слоя подтверждает ряд новых научных разработок в этой области. Так, в работе [9] представлены исследования по введению 1-3% Ва в электродное покрытие. Авторы отмечают, что такое модифицирование обеспечивает высокую трещиностойкость сварных соединений, такой метод эффективен как для использования в условиях воздушной среды, так и в коррозионно-агрессивных.

Модифицирование структуры наплавленного металла нанодисперсными карбидами вольфрама по данным [10] способствует перераспределению компонентов между границами и объёмами зёрен. Уменьшение размера зёрен обеспечивает повышение пределов текучести и прочности, пластичности и деформируемости стали, а также снижает коэффициент трения в процессе эксплуатации деталей.

При сварке жаропрочных никелевых сплавов для повышения свойств металла шва в работе [11] приведены результаты применения дисперсного инокулятора – карбонитрида титана. При исследовании микроструктуры модифицированного шва выявлено, что карбиды имеют компактную форму и расположены они в большей мере по границам

зёрен, что и является упрочняемым фактором при эксплуатации в условиях, где требуется повышенная жаропрочность.

В работе [12] рассмотрена технология применения наноматериалов при высокотемпературной обработке никельхромовых сплавов при электрошлаковом литье и электрошлаковой сварке.

Для получения сварочного шва с существенно улучшенными прочностными характеристиками в работе [13] представлена технология лазерной сварки с введением в шов порошка тугоплавкого соединения карбида или нитрида титана, с наноразмерными частицами. Отмечено, что в этом случае уменьшается размер неметаллических включений, повышаются механические свойства (σ_t , σ_b), возрастает в несколько раз относительное удлинение.

Процесс лазерной сварки с применением наномодификаторов в виде смеси нанопорошков тугоплавких соединений TiN, TiC, Y₂O₃ представлена в работе [14]. Композиция наносилась в виде суспензии на поверхность свариваемых пластин. Она позволила повысить скорость сварки при той же мощности луча за счет увеличения коэффициента поглощения интенсивности лазерного излучения.

Лазерная сварка стали с титановым сплавом также рассмотрена в работе [15]. Проведены эксперименты, во время которых использовали коррозионностойкую сталь и титановый сплав с промежуточными вставками, также сварочное соединение с вставкой на основе меди М1, которые обладают достаточно высокой прочностью.

В работе [16] приведены элементы-модификаторы (табл.1.), которые рекомендовано применять в составе функциональных покрытий для улучшения процесса сварки, свойств и структуры наплавленного металла.

В работе [17] отмечается, что к перспективным сварочным материалам относится порошковая проволока, позволяющая микролегировать и модифицировать металл шва в широких пределах.

Получению сварочного соединения с высокой ударной вязкостью посвящена работа [18]. Условием для получения такого соединения, является достижение определенного баланса между титаном, бором, кислородом и азотом, а также активными раскислительными элементами.

Таблица 1.

Состав функциональных покрытий, улучшающих процесс сварки

Элемент	Плотность г/см ³	Атомная масса	Температура плавления °С	Температура кипения °С
Магний	1,74	24,3	651	1107
Кальций	1,55	40,1	848	1487
Стронций	2,6	87,6	769	1384
Барий	3,5	137,3	725	1637
Лантан	6,19	138,9	920	3469
Церий	6,7	140,1	795	3424
Празеодим	6,78	140,9	935	3127

Микролегирование сварочного соединения порошковой проволокой, установленной на одной дуге при многодуговой сварке рассмотрено в работе [19]. Эксперимент проводили с использованием двух марок проволоки сплошного сечения и трех марок металлопорошковой проволоки, представленных в табл 2. При этом порошковую проволоку использовали на второй дуге в многодуговом сварочном процессе.

Использование в многодуговом сварочном процессе таких порошковых проволок позволило снизить в соединениях С-1 – С-5 погонную энергию сварки внутренних и наружных швов на 8-12%.

Сочетание сварочных материалов.

Условный № соединения	Сочетание сварочных проволок	Марка флюса
C-1	S ₂ Mo	ФСА ЧТ А 650-20/80
C-2	S ₂ Mo+S ₃ TiB	
C-3	S ₂ Mo+S ₃ TiB+Fluxocord 35 25 3D	
C-4	S ₂ Mo+S ₃ TiB+Power Pipe 3D-Ni	
C-5	S ₂ Mo+S ₃ TiB+Power Pipe 3D-Ni	

Результаты химического анализа шва, металлографических исследований и механические испытания представлены в табл. 3,4.

Таблица 3.

Химический состав металла швов сварочных соединений

Массовая доля элементов, %											
	C	Mn	Si	P	S	Ni	V	Mo	Ti	Nb	B
C1	0,075	1,54	0,10	0,013	0,003	0,14	0,01	0,27	0,009	0,03	-
C2	0,07	1,58	0,28	0,015	0,004	0,13	0,02	0,19	0,025	0,04	0,0024
C3	0,06	1,69	0,31	0,010	0,003	0,12	0,02	0,22	0,030	0,03	0,0024
C4	0,07	1,58	0,27	0,011	0,003	0,59	0,02	0,25	0,025	0,03	0,0025
C5	0,07	1,72	0,39	0,011	0,004	0,82	0,018	0,25	0,018	0,03	0,0015

Представленные в табл. 3 результаты свидетельствуют о достаточно близком химическом составе всех сварочных соединений, за исключением соединений C-4 и C-5, у которых несколько повышено содержание никеля.

Таблица 4.

Механические свойства сварных швов

Условный № образца	Предел текучести МПа	Предел прочности МПа	Относительное удлинение, %
C-1	560	640	22,0
C-2	620	690	23,0
C-3	620	710	23,5
C-4	650	720	25,0
C-5	640	710	23,5

Полученные данные показывают, что предел прочности металла шва микролегированного молибденом находятся ниже границы нормативных требований для сварочных соединений из сталей требуемого класса прочности, а многокомпонентное, микролегирование молибденом, титаном, бромом и никелем позволяет повысить прочностные свойства металла шва.

Из данных табл.5 видно, что при микролегировании сварочных соединений только молибденом не удается достичь требуемого показателя ударной вязкости (не менее 70 Дж/см²), а дополнительное микролегирование титаном, бромом и никелем позволяет значительно повысить эту характеристику.

Внимания заслуживает работа [20] в которой предложено использовать детонационную шихту, полученную от утилизации боеприпасов, для модифицирования жидкого металла при восстановлении изделий наплавкой.

Такой поход к выбору модифицирующей присадки особенно важен, поскольку она содержит различные компоненты, а также нано- и микроалмазы и не требует больших затрат, так как является побочным продуктом.

Таблица 5.

Пластичность сталей сварного шва

№ образца	Ударная вязкость KCV, Дж/см ² , при температуре испытаний											
	Минус 40°С						Минус 60°С					
	Металл шва			Литейный сплав			Металл шва			Литейный сплав		
С-1	72	49	68	152	139	96	37	22	41	37	37	67
С-2	158	234	146	128	98	63	146	188	141	30	38	30
С-3	174	143	179	215	221	243	83	160	169	81	104	50
С-4	169	144	135	186	244	193	133	132	89	173	61	206
С-5	252	193	191	240	233	241	207	180	165	87	163	134

В работе [21] исследовали специальные методы введения вторичной шихты для модифицирования при восстановлении деталей наплавкой.

Проведенные исследования показали, что шихту, полученную методом детонации можно разделить по составу и фракции. Магнитная фракция, содержит оксиды железа и меди, а также углерод (нано- и микроалмазы, малую долю графита). Не магнитная содержит те же компоненты, но железо в виде порошка. Крупная фракция содержит в большей доле магнитную и в – меньшей не магнитную составляющую.

Химический состав детонационной шихты приведен на рис.1. Показано, большую долю не магнитной шихты составляет углерод. Известно, что алмазная фракция не плавится при температурах плавки электродуговым методом и такие включения изменяют условия кристаллизации, являясь микрохолодильниками.

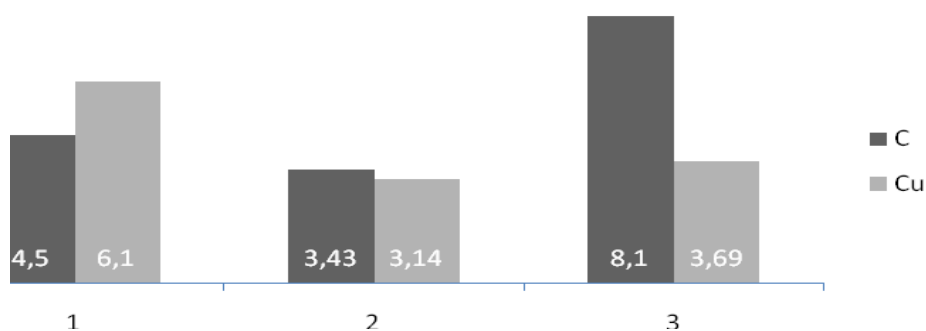


Рис.1 – Химический состав шихты утилизированных боеприпасов по содержанию С и Сu:
 1 – магнитная фракция (крупная); 2 – мелкая магнитная фракция; 3 – не магнитная фракция.

Для использования такой шихты предложен новый метод, который заключается в предварительном разделении порошка на фракции, его просушивании, дроблении с последующим введением совместно с электродом или в виде шликерного покрытия с последующим расплавлением. Особый интерес представляет работа [22], в которой исследовались свойства покрытий, нанесённых с различной долей (от 5% до 20%) зольных отходов Змиевкой ГРЭС во флюс. Исследование структуры показало, что при увеличении доли зольных отходов во флюс (до 20%) значительно возросло количество неметаллических включений и пор, также увеличивается неоднородность, как по величине зерна, так и формируемому трооститу. Образец с 5% долей зольных отходов во флюс имеет меньшие размеры зёрен, чем покрытия с 10,15 и 20% добавками. Это наглядно подтверждает и анализ твердости полученных покрытий представленный на рис.2.

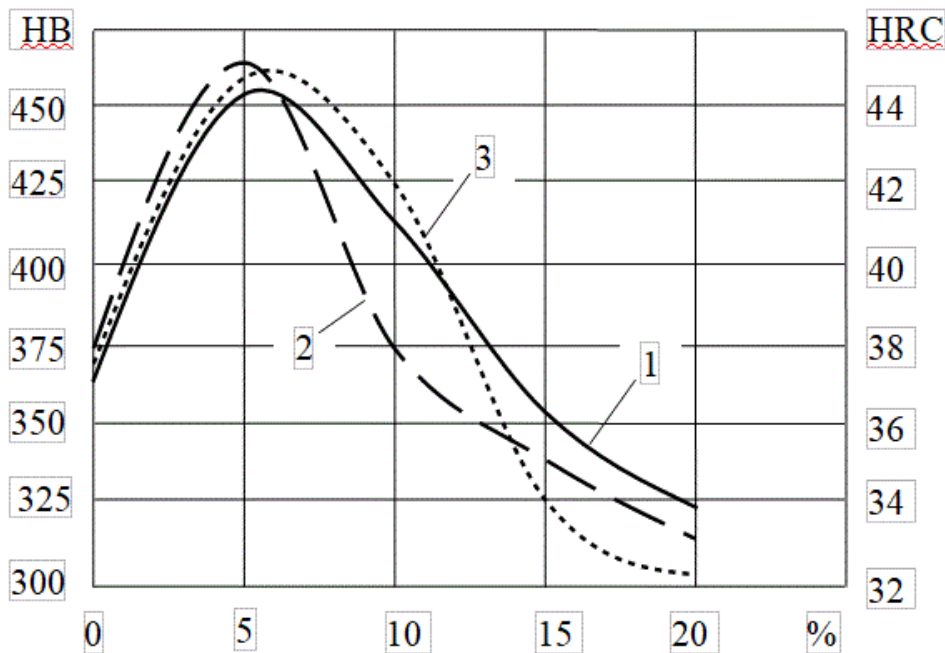


Рис. 2 – Залежність твёрдості покриття від доли введенної добавки золяних відходів во флюсе:
 1 – HV (d шарика = 5 мм, при нарузці 750 кг), 2 – HV (d шарика = 10 мм, при нарузці 3000 кг), 3 HRC[22]

Значення твердості до 32 HRC, при долі золяних відходів во флюсе порядку 20%, що нижче урвня існуючого покриття (твердість покриття без добавки 35 – 38 HRC), автори зв'язують з формуванням підвищеної пористості в покритті.

Результати вимірювань мікротвердості покриття по глибині (табл.6) показують, що характер змін мікротвердості між зразками аналогічний змінам твердості, оціненій по HRC. Характер розподілу мікротвердості покриття по глибині, в залежності від доли золя во флюсе представлений на рис.3. Максимальне значення мікротвердості має крива 2, характеризуюча покриття з 5% золяної добавки, а мінімальне крива 5 – з 20%.

Таблиця 7

Розподілення мікротвёрдості покриття по глибині наплавляемого слоя в залежності від доли золя во флюсе [22].

№ п/п	% шлака	Растояние от поверхности к середине, мм				
		0,05	1,0	2,0	3,0	4,0
1	Без шлака	322	298	337	440	238
2	5	433	402	456	518	240
3	10	375	326	378	472	243
4	15	304	262	283	374	236
5	20	280	256	262	357	237

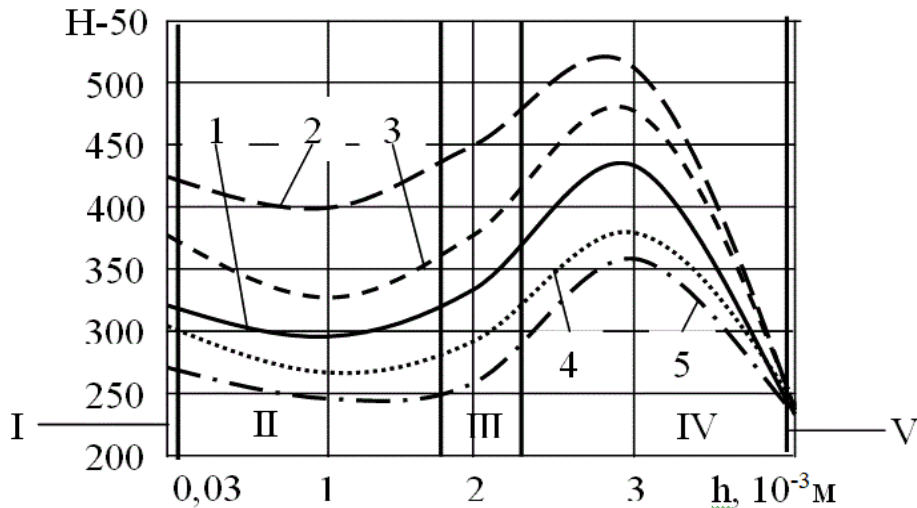


Рис.3 – Распределение микротвёрдости покрытия по глубине в зависимости от доли золы во флюсе: I – поверхность; II – рабочий слой; III – переходная зона; IV – зона термического влияния; V – основной металл. 1 – без добавки зольных отходов, 2 – 5% добавки, 3 – 10% добавки, 4 – 15% добавки, 5 – 20% добавки [22].

Проведенные исследования указывают на целесообразность введения 5-7% зольных отходов Змиевкой ГРЭС во флюс для покрытий, наносимых автоматической дуговой наплавкой, с целью уменьшения зерна, повышения твердости и прочности.

В работе [23] представлены технологии разработанные в институте электросварки им. Е.О. Патона по электрошлаковой переработке металлоотходов различных металлургических производств, которые могут использоваться в наплавочном производстве. Так, дополнительное легирование покрытия ванадием (0,1 — 0,15%) за счет восстановления его из зольных отходов ТЭС, подаваемых в шлак при электрошлаковой наплавке штампов стружкой стали 5ХНМ приводит к повышению их стойкости на 30%.

Приведенный анализ работ свидетельствует о высокой эффективности применения модифицирования и микролегирования восстановительных покрытий. Особенно важна перспективность исследований, направленных на снижение стоимости покрытий за счет использования вторичного сырья или отходов промышленного производства в качестве добавок-модификаторов.

Выводы.

1. Выполнен анализ влияния модифицированных присадок, которые обеспечивают повышение качества восстановленной поверхности деталей из различных материалов и, работающих в отличающихся условиях (износа, повышенных температур, различных нагрузок).

2. Многие применяемые композиции являются затратными. Вместе с тем показано, что эффективным для модифицирования может быть и не затратное вторичное сырьё. Это шлаки, золы и детонационная шихта. Впервые последняя была использована для заварки дефектов в чугунных изделиях и при восстановлении и упрочнении стальных изделий.

3. Учитывая, перспективность применения для модифицирования детонационной шихты планируется впервые в работе использовать магнитную её составляющую. Для этого следует решить следующие задачи: определить оптимальный размер вводимой фракции; долю добавки; параметры и способ ввода и оценить особенности структурообразования для получения максимального эффекта обеспечения требуемого качества и свойств покрытия.

Литература:

1. Лившиц Л.С. Металловедение для сварщиков. – М.: Машиностроение, 1979. – 253 с.
2. Соколов Г.Н., Лысак И.В., Трошков А.С., Зорин И.В., Горемыкина С.С., Самохин А.В., Алексеев Н.В., Цветков Ю.В. Модифицирование структуры наплавленного металла нанодисперсными карбидами вольфрама. // Физика и химия обработки материалов. 2009. №6. – С. 41-47.
3. Россошинский А.А. Металлография сварных швов / Россошинский А.А. –М.: «Машгиз», 1961. – 205 с.
4. Повышение качества стали 65Г путём микролегирования / [Быковских С.В., Ярошевская Е.С., Скороход Н.М., Еронько С.П.] // Сталь. – 1996. – № 5. – С. 12 – 14.
5. Борисов И.А. Влияние ванадия и других карбидообразующих элементов на свойства роторных сталей / И.А. Борисов // МИТОМ. – 1994. – № 10. – С. 33 – 35.
6. Матросов Ю.И. Механизм влияния микродобавок ванадия, ниобия и титана на структуру и свойства малоperlитных сталей / Ю.И. Матросов // МИТОМ – 1984. – № 11. – С. 13 – 21.
7. Рудюк С.И. Влияние микролегирования на структуру и механические свойства рельсовой стали / С.И. Рудюк, А.И. Савон, И.В Михайлова // МИТОМ – 1989. – № 6. – С49 – 52.
8. Влияние добавки Ti и V на свойства стали 110Г13Л / М.И. Курбатов, А.С. Носенко, Я.П. Проценко, Э.Г. Земка // МИТОМ. – 1990. – № 9. – С. 53 – 54.
9. Дерябин А.А., Цепелев В.С., Конашков В.В., Берестов В.Ю., Могильный В.В. Кинетическая вязкость рельсовой стали, модифицированной сплавами Fe-Si-Ca и Fe-Si-Ca-Va. Известия высших учебных заведений. Черная металлургия. – 2008. - №4. с.3-6.
10. Соколов Г.Н., Лысак И.В., Трошков А.С., Зорин И.В., Горемыкина С.С., Самохин А.В., Алексеев А.Н., Цветков Ю.В. Модифицирование структуры наплавленного металла нанодисперсными карбидами вольфрама. // Физика и химия обработки материалов. – 2009. - №6 – с. 41-47.
11. Еремин Е.Н. Применение наночастиц тугоплавких соединений для повышения качества сварных соединений из жаропрочных сплавов. //Омский научный вестник. – 2009. - №3. – с.63-67.
12. Жеребцов С.А. Применение наноматериалов и высокотемпературной обработки никельхромовых сплавов при электрошлаковом литье: автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Новокузнецк, 2006. - 22с.
13. Наночастицы в каждый самолет // Наука и жизнь. – 2008. - №4. – с.8.
14. Черепанов А.Н., Афонин Ю.В., Маликов А.Г., Оришич А.М. О применении нанопорошков тугоплавких соединений при лазерной сварке и обработке металлов и сплавов // Тяжелое машиностроение. – 2008. - №4. – с.25-26.
15. Черепанов А.Н., Афонин Ю.В., Оришич А.М. Лазерная сварка стали с титановым сплавом с применением промежуточных вставок и нанопорошковых иногуляторов //Тяжелое машиностроение. – 2009. - № 8 – с.24-26.
16. Зубенко Л.Н. Применение модификаторов в составе функциональных покрытий. // Технологии и материалы. – 2015. - №2. – с.20-23.
17. Яковлев Д.С. Анализ технологических особенностей сварки порошковой проволокой. / Д.С. Яковлев //Вестник ЮУрГУ. Серия «Металлургия». – 2014. Вып.14. - №2. – с.92-95.
18. Файенберг Л.И. Микролегирование швов титаном и бромом при многодуговой сварке газонепроводных труб большого диаметра. / Л.И. Фаенберг, А.А. Рыбаков, А.Н. Алимов, Р. Розерт // Автоматическая сварка. – 2007. - №5. – с.20-25.
19. Яковлев Д.С., Шахматов М.В. Микролегирование сварочных соединений порошковой проволокой. // Технологии и материалы – 2015. - №2. – с.23-28.

20. Марков А.В. Утилизация боеприпасов для вторичного использования при производстве и восстановлении деталей / А.В. Марков // Информационно-аналитический международный технический журнал «Промышленность в фокусе». - Харьков, 2013. - №8. - С. 52-55.
21. Марков А.В. Использование вторичного сырья для модифицирования при восстановлении деталей наплавкой / А.В.Марков, Т.В. Мальцев // Матеріали VIII Міжнародної конференції молодих учених та спеціалістів зварювання та споріднені технології 20-22 травня 2015 р. – Київ, 2015. - С. 112.
22. Т.С.Скобло, А.И. Сидашенко, А.Д. Мартыненко, Р.В. Ридный, Н.С. Пасько, А.К. Автухов Применение шлакообразующих примесей при производстве и реновации изделий. Харьков 2016 - 284с.
23. Разработка и внедрение технологии переработки ванадийсодержащих зольных остатков тепловых электростанций / Т.Ф. Жуковский, Н.П. Слотвинский-Сидак, Г.Г. Гаврилюк, Ю.А. Леконцев // Сталь. – 1991. – № 1. – С. 85 – 87.

Summary

Omelchenko L.V. Modification and micro-alloying restorative coatings

It is known that retrofitting of the large masses of liquid metal substantially improves quality of different additives and their operating firmness wares.

The presented article is devoted to the analysis of works on applying of modification and microalloying of reductive coatings. It speaks about high efficiency of influence of the modified additives on quality of the recovered details' surfaces from different materials and working in different terms (wear, enhanceable temperatures, different loading). However, a lot of used compositions are expensive. That is why potential of the researches directed to the cost coverages' decline, at the expense of using secondary raw material or wastes of industrial production as additions-modifiers is very important.

One of such directions is using of detonation charge (first, to use her magnetic constituent) for retrofitting. To be able to achieve the goal it is necessary to decide the next tasks: to define the optimal size of the entered faction; stake of addition; parameters and method of input and to estimate the features of gelation to get maximal effect of providing of the required quality and properties of coverage.

Keywords: *modification, micro-alloying, flux, structure of welded seams, detonation charge, ash waste, micro-hardness.*

References

1. Livshits L.S. Metallovedeniye dlya svarshchikov. - M.: Mashinostroyeniye, 1979. - 253 s.
2. Sokolov G.N., Lysak I.V., Troshkov A.S., Zorin I.V., Goremykina S.S., Samokhin A.V., Alekseyev N.V., Tsvetkov YU.V. Modifitsirovaniye struktury naplavlennogo metalla nanodispersnymi karbidami vol'frama. // Fizika i khimiya obrabotki materialov. 2009. №6. - S. 41-47.
3. Rossoshinskiy A.A. Metallografiya svarnykh shvov / Rossoshinskiy A.A. -M.: «Mashgiz», 1961. - 205 s.
4. Povysheniye kachestva stali 65G putom mikrolegirovaniya // Stal'. - 1996. - № 5. - S. 12-14.
5. Borisov I.A. Vliyaniye vanadiya i drugikh karbidoobrazuyushchikh elementov na svoystva rotornykh staley / I.A. Borisov // MITOM. - 1994. - № 10. - S. 33 - 35.
6. Matrosov YU.I. Mekhanizm vliyaniya mikroobavok vanadiya, niobiya i titana na strukturu i svoystva maloperlitnykh staley / YU.I. Matrosov // MITOM - 1984. - № 11. - S. 13-21.

7. Rudyuk S.I. Vliyaniye mikrolegirovaniya na strukturu i mekhanicheskiye svoystva rel'sovoy stali / S.I. Rudyuk, A.I. Savon, I.V. Mikhaylova // MITOM - 1989. - № 6. - S49 - 52.
8. Vliyaniye dobavki Ti i V na svoystva stali 110G13L / M.I. Kurbatov, A.S. Nosenko, YA.P. Protsenko, E.G. Zemka // MITOM. - 1990. - № 9. - S. 53 - 54.
9. Deryabin A.A., Tsepelev V.S., Konashkov V.V., Berestov V.YU., Mogil'nyy V.V. Kineticheseskaya vyazkost' rel'sovoy stali, modifitsirovannoy splavami Fe-Si-Ca i Fe-Si-Ca-Ba. Izvestiya vysshikh uchebnykh zavedeniy. Chernaya metallurgiya. - 2008. - №4. s.3-6.
10. Sokolov G.N., Lysak I.V., Troshkov A.S., Zorin I.V., Goremykina S.S., Samokhin A.V., Alekseyev A.N., Tsvetkov YU.V. Modifitsirovaniye struktury naplavlennogo metalla nanodispersnymi karbidami vol'frama. // Fizika i khimiya obrabotki materialov. - 2009. - №6 - s. 41-47.
11. Yeremin Ye.N. Primeneniye nanochastits tugoplavkikh soyedineniy dlya povysheniya kachestva svarnykh soyedineniy iz zharoprochnykh splavov. // Omskiy nauchnyy vestnik. - 2009. - №3. - s.63-67
12. Zherebtsov S.A. Primeneniye nanomaterialov i vysokotemperaturnoy obrabotki nikel'khromovykh splavov pri elektroshlakovom lit'ye: avtoreferat dissertatsii na soiskaniye uchenoy stepeni kandidata tekhnicheskikh nauk. - Novokuznetsk, 2006.- 22s.
13. Nanochastitsy v kazhdom samolete // Nauka i zhizn'. - 2008. - №4. - s.8.
14. Cherepanov A.N., Afonin YU.V., Malikov A.G., Orishich A.M. O primenenii nanoporoshkov tugoplavkikh soyedineniy pri lazernoy svarke i obrabotke metallov i splavov // Tya-zheloye mashinostroyeniye. - 2008. - №4. - s.25-26.
15. Cherepanov A.N., Afonin YU.V., Orishich A.M. Lazernaya svarka s titanovym splavom s primeneniyem promezhutochnykh vstavok i nanoporoshkovykh inogulyatorov // Tya-zheloye mashinostroyeniye. - 2009. - № 8 - s.24-26.
16. Zubenko L.N. Primeneniye modifikatorov v sostave funktsional'nykh pokrytiy. // Tekhnologii i materialy. - 2015. - №2. - s.20-23.
17. Yakovlev D.S. Analiz tekhnologicheskikh osobennostey svarki poroshkovoy provolokoy. / D.S. Yakovlev // Vestnik YUUrGU. Seriya «Metallurgiya». - 2014. Vyp.14. - №2. - s.92-95
18. Fayenberg L.I. Mikrolegirovaniye shvov titanom i bromom pri mnogodugovoy svarke gazonefteprovodnykh trub bol'shogo diametra. / L.I. Fayenberg, A.A. Rybakov, A.N. Alimov, R. Rozert // Avtomaticheskaya svarka. - 2007. - №5. - s.20-25.
19. Yakovlev D.S., Shakhmatov M.V. Mikrolegirovaniye svarochnykh soyedineniy poroshkovoy provolokoy. // Tekhnologii i materialy - 2015. - №2. - s.23-28
20. Markov A.V. Utilizatsiya boyepripasov dlya vtorichnogo ispol'zovaniya pri proizvodstve i vosstanovlenii detaley / A.V. Markov // Informatsionno-analiticheskiy mezhdunarodnyy tekhnicheskyy zhurnal «Promyshlennost' v fokuse». - Khar'kov, 2013. - №8. - S. 52-55
21. Markov A.V. Ispol'zovaniye vtorichnogo syr'ya dlya modifitsirovaniya pri vosstanovlenii detaley naplavlkooy / A.V. Markov, T.V. Mal'tsev // Materiali VIII Mízhnarodnoí konferentsii molodikh uchenik i spetsialistiv zvaryuvannya ta sporidnení tekhnologii 20-22 travnya 2015 r. - Kiív, 2015g. - S. 112.
22. T.S. Skoblo, A.I. Sidashenko, A.D. Martynenko, R.V. Ridnyy, N.S. Pas'ko, A.K. Avtukhov Primeneniye shlakoobrazuyushchikh primesey pri proizvodstve i renovatsii izdeliy. Khar'kov 2016 - 284s
23. Razrabotka i vnedreniye tekhnologii pererabotki vanadiysoderzhashchikh zol'nykh ostatkov teplovykh elektrostantsiy / T.F. Zhukovskiy, N.P. Slotvinskiy-Sidak, G.G. Gavrilyuk, YU.A. Lekontsev // Stal'. - 1991. - № 1. - S. 85 - 87.

Коротов Ю.Ю.

Луганський національний
аграрний університет
г. Харьков, Україна,
E-mail: ura_korotov@ukr.net

**РОЗРОБКА НА ОСНОВІ КОНСТРУКЦІЙНИХ
ДОСЛІДЖЕНЬ НОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ
УНІВЕРСАЛЬНОЇ МАЛОГАБАРИТНОЇ
КОРМОДРОБАРКИ**

УДК 631.631.3

У статті представлено результат конструкційних досліджень робочого органу малогабаритних молоткових кормодробарок що використовуються в технології подрібнення зернових кормів та, на основі яких створено новий робочий орган універсальної молоткової кормодробарки що документально засвідчено свідоцтвом про право на винахід, патентом на корисну модель, науково дослідної малогабаритної молоткової кормодробарки № 116570 [1].

Ключові слова: молоткові подрібнювачі, різновиди молотків, патенти, корисні моделі. класифікація дробарок.

Актуальність проблеми. Технологічний процес подрібнення застосовується в багатьох галузях народного господарства і потребує близько 10% електроенергії що виробляється в усьому світі [2]. У сільськогосподарському виробництві кожного року подрібнюється 14,4 млн. тон зерна злакових культур, яке використовується для годівлі тварин і птиці та потребує 115,2 млн. кВт/ год. електроенергії, що в грошовому еквіваленті становить 110,5 млн. грн. [1].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Напрямок механізації переробки, як складова технічних наук, охоплює науково-технічну діяльність і матеріалізоване науково-технічне знання. У процесі розробки машин технічні знання вбирають у себе особливості наукових знань, будуючи на них, як на підґрунті, раціональні напрями та логічні схеми проектування.

Виявлення особливостей та результативності наукової діяльності досягається розкриттям специфіки створеного нею продукту – знання, яке, у свою чергу, знаходить інтерпретацію в машинах та машинних технологіях.

При аналізі наукової та технічної діяльності й співставленні одержаних результатів розробленої зернопереробної техніки, зручно користуватись показниками технічних характеристик, у яких знаходить відображення рівень соціального розвитку суспільства. Соціальна природа технічних об'єктів, їхній тісний зв'язок з змістом діяльності по різному відображається тими чи іншими технічними показниками.

Останні можуть розглядатись у вузькому технічному або технологічному змісті: потужність, продуктивність, коефіцієнт корисної дії, динамічні властивості, показники якості одержаного продукту. Характеристики такого змісту також виражають соціальну природу технічних об'єктів безпосередньо через рівень розвитку технології й предметної практики в цілому [1, с. 8,9]. Питаннями механізації подрібнення зерна займались І. І. Ревенко, М. Ф. Рожківський, Ф. С. Кирпічников, А. В. Новицький, О. М. Пилипенко, А. Н. Зайцев, дтн. Д.О. Мелько, дтн. В.В. Брагишка та інші, які розглядали цей процес крізь призму створення конструкцій зернових дробарок і створили ряд дробарок, що використовуються в сільському господарстві.

Однак у відомих публікаціях не висвітлені питання створення дробарок зерна і їхній зв'язок із соціальними й технічними факторами в історичному аспекті. Завданнями статті передбачалось показати еволюцію створення машин із подрібнення зерна із врахуванням зовнішніх і внутрішніх факторів, які впливають на цей процес.

На початку ХХ ст. складались сприятливі умови для створення більш досконалих подрібнювачів зерна, зокрема молоткових дробарок, які в порівнянні з іншими способами подрібнення мали кращі потенційні можливості з універсальності щодо видів кормів, енергонасиченості та довговічності.

Основні зусилля науковців та спеціалістів із напрямку механізації процесів переробки кормів були спрямовані на пошуки й втілення їхніх результатів у конструкції машин фізичних способів подрібнення зерна [3].

Мета роботи. Підвищення ефективності фермерської дробарки за рахунок створення нового робочого органу, отримання рівномірного фракційного складу подрібненого продукту за рахунок більш швидшої сепарації, зменшення виходу пилоподібних часток за рахунок оптимізації процесів (розбивання, перетирання, різання) подрібнення продукту і недопущення повторного обмолоту, пониження енергоємності за рахунок зменшення опору робочих органів, оптимальне зменшення коефіцієнта металоємності, за рахунок раціональної оптимізації конструкції [4, 5].

Основні результати дослідження: Основною технологічною операцією при підготовці зернових кормів до згодовування є їх подрібнення, а найбільш поширеними подрібнювачами зерна - молоткові дробарки.

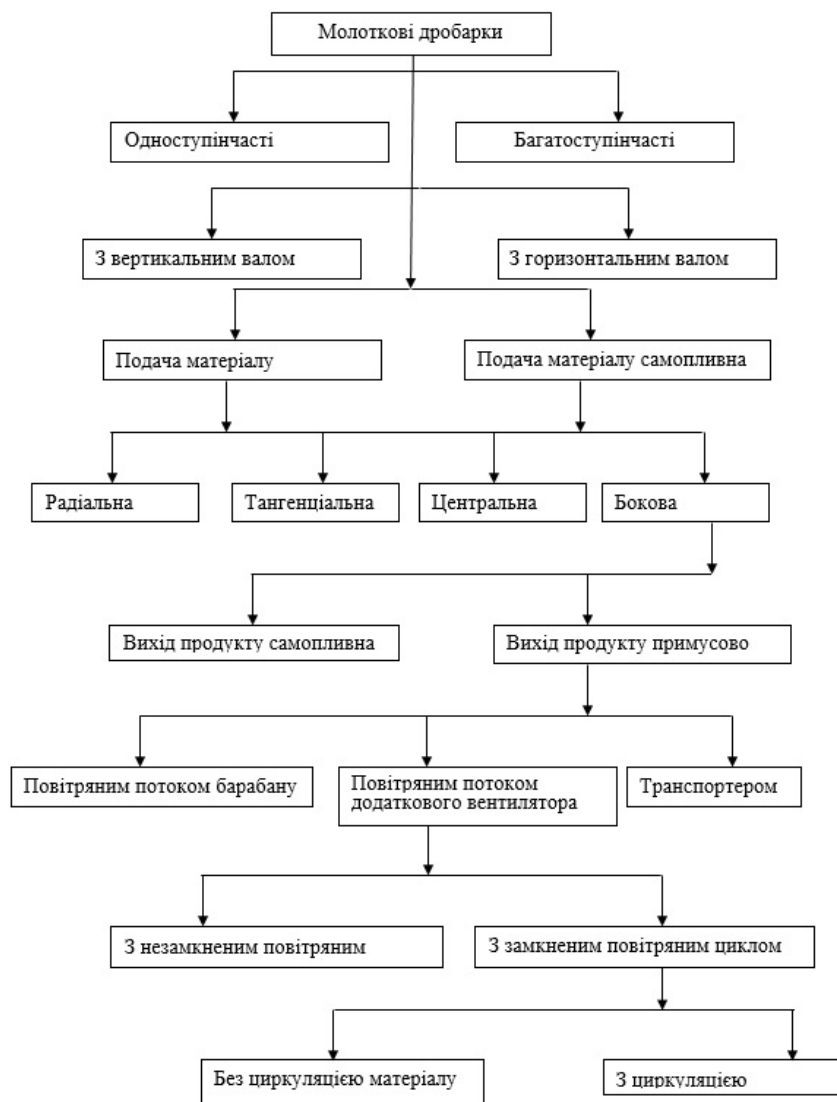


Рис.1 – Класифікація молоткових кормодробарок

На сьогодні існує велика кількість молоткових кормодробарок (рис.1) різних як за своїм призначенням, так і за принципом дії робочих органів на зерно (стисненням, стиранням, зрушенням, ударом, сколюванням).

Ці машини прості за конструкцією і не вимагають високих вимог до експлуатації. Перевагами подібних подрібнювачів є: простота конструкції, надійність, компактність, велика продуктивність, високий ступінь подрібнення, порівняно невеликі питомі витрати електроенергії. Тому вони широко застосовуються в умовах ринкової економіки, як у малих фермерських господарствах, так і на великих спеціалізованих тваринницьких фермах і комплексах.

Продуктивність сучасних дробарок коливається від 50 кг/год. до 20 т/год. і більше [6]. Проте, ці молоткові дробарки не позбавлені і певних недоліків, зокрема: таких як високі питомі витрати енергії на одиницю отриманого продукту; нерівномірність гранулометричного складу подрібненого корму; швидке затуплення робочих органів (ножів).

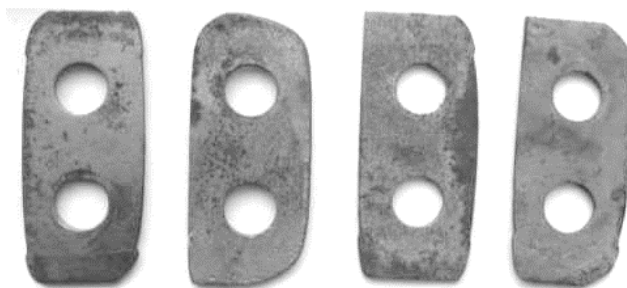


Рис. 2 – Спрацьовані молотки кормодробарок

Існує велика кількість та багато різновидів молотків (рис. 3), що відповідають сучасним вимогам та відрізняються один від одного але однією з актуальних проблем є знос при експлуатації що зменшує ефективність процесу подрібнення.

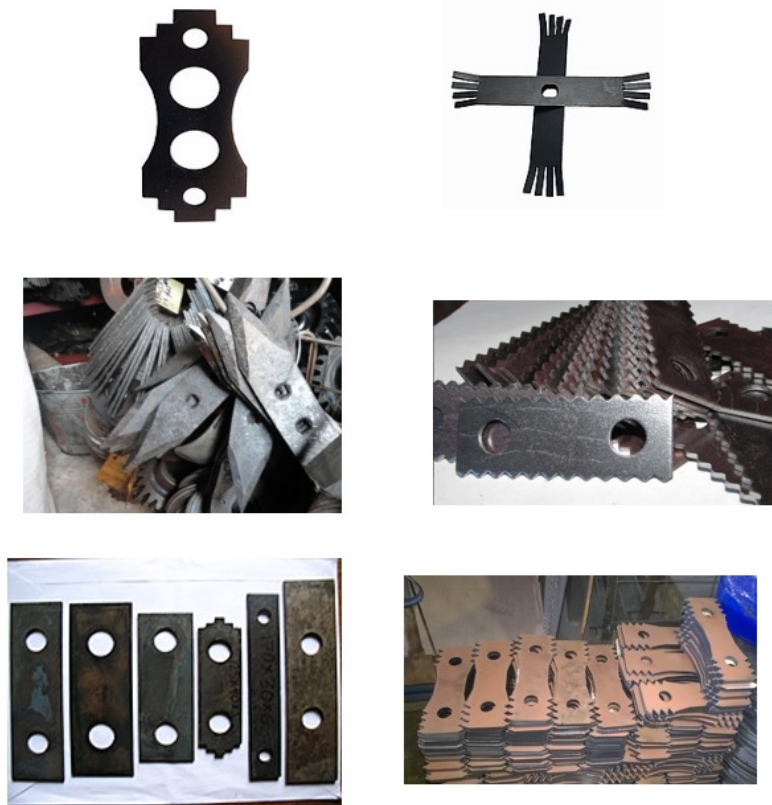


Рис 3 – Сучасні види молотків зернових дробарок

Створення більш ударостійких та продуктивніших робочих органів (молотків) є одною з найголовніших завдань народногосподарського сектору науковців.

Виходячи з сучасного різновиду молотків кормодробарок запатентовано та розроблено, науково дослідну модель малогабаритної кормодробарки з принципово новими молотками з урахуванням недоліків та конструкційних різновидів рис. 3.

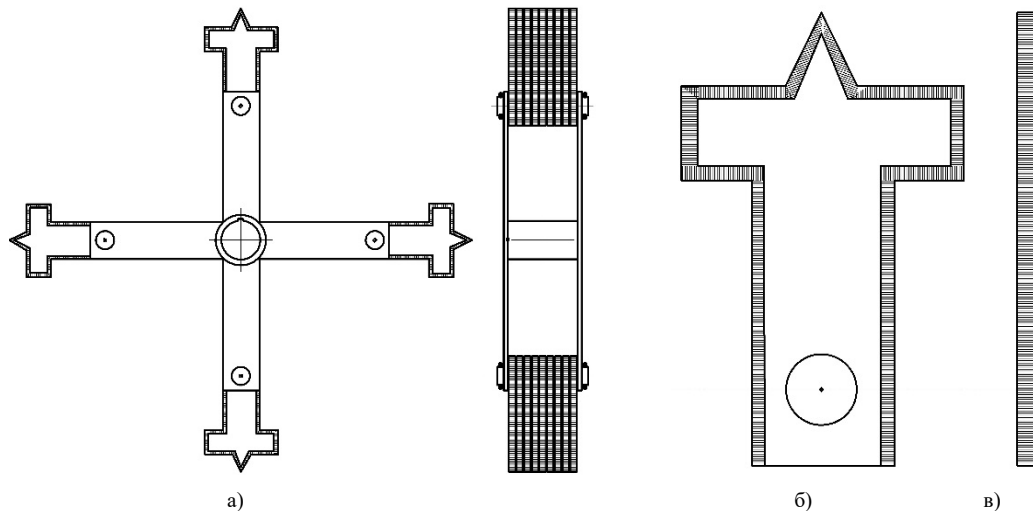


Рис. 4 – Молотки малогабаритної зернової кормодробарки;
а – у зборі; б – боковий вигляд; в – вид з торця

В основу нашої корисної моделі поставлено задачу забезпечення тваринницького комплексу малогабаритною універсальною кормодробаркою для приготування зерно-суміші з мінімальними нормо-порушеннями зоотехнічних вимог з приготування зернових кормів, подрібнення сінажу та соломи. Зменшення зносу робочих органів, змінення способу завантаження подрібнюваного матеріалу, підвищення продуктивності, усунення недоліків конструкції що ускладнюють технічне обслуговування та ремонт, встановлення протиударних елементів у робочій камері кормодробарки.

Поставлена задача вирішується за рахунок того, що в конструкцію малогабаритної універсальної кормодробарки, встановлені молотки з зазубринами котрі за рахунок своєї конструкції зменшують періодичність їх заміни в зерновій дробарці та зазубрини які виконують процес різання на визначених оптимальних режимах, варіатор швидкості що дозволяє на різних режимах подрібнювати зернопродукти та виконувати процес різання.

Також за рахунок форми молотки є оборотними що ще збільшує срок експлуатації, а зазубрини на молотках з обох сторін збільшують кількість руйнування зернівки одночасно з ударом, таким чином збільшуючи продуктивність [7].

Висновки. На основі експериментальних і татеоретичних досліджень, кормодробароки зернових кормів, представляють великий інтерес до подальшого наукового дослідження та пошуку шляхів щодо удосконалення та підвищення ефективності роботи зі зниження витрат на обслуговування та експлуатацію. Вони мають різні недоліки одним з яких є швидке спрацювання робочих органів (ножів) що сприяє зменшенню енергоефективності процесу подрібнення.

Ця задача частково вирішується за рахунок розробки нами оборотних молотків з зазубринами та рифленою поверхнею, що дозволяє збільшити строки есплуатації, зменшити витрати на обслуговування, збільшити продуктивність та зробити дробарку більш універсальною.

Література:

1. Бібліографічні дані до патенту на корисну модель ua 116570 Інтернет-ресурс: Режим доступу : <http://base.uipv.org/searchInv/search.php?action=viewdetails&IdClaim=235815&chapter=description>
2. Гарабажиу А.А. Энергосберегающая роторно-центробежная мельница для тонкого помола сыпучих и кусковых материалов / Гарабажиу А.А., Левданский Э.И., Левданский А.Э. – Известия НАН Беларуси. Серия физ.-техн. наук. 2000. № 2. С. 125-131.
3. Дисертації в Техносфере: <http://tekhnosfera.com/razrabotka-i-obosnovanie-konstruktivnyh-i-rezhimnyh-parametrov-malogabaritnoy-drobilki-furazhnogo-zerna#ixzz46J1eaKYf>.
4. Бойко Юрій Іванович. Дослідження процесу подрібнення зернових продуктів і розроблення нової конструкції кулькового подрібнювача: Дис... канд. техн. наук: 05.18.12 / Національний ун-т харчових технологій. – К., 2006. – 174арк. – Бібліогр.: С. 131-142.
5. Яковчик Н.С. Энциклопедия хозяина подворья /Н.С. Яковчик, А.М. Лапотка; под общ. ред. Н.С. Яковчика. -Минск: ИВЦ Минфина, 2016. -608с.
6. Брагинец М.В., Бахарев Д.М. Біонічні основи моделювання робочих органів виконавчих механізмів потоково-технологічних ліній обмолоту кукурудзи // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка / Сучасні проблеми вдосконалення технічних систем і технологій у тваринництві. Випуск 108. - Харків: ХНТУСГ, 2011.
7. Бібліографічні дані до патенту на корисну модель ua 116570 Інтернет-ресурс: Режим доступу: <http://base.uipv.org/searchInv/search.php?action=viewdetails&IdClaim=235815&chapter=description>

Summary

Korotov Yu.Yu. Creation on the basis of research of principle of new organ small hammer of grain - growing forage

In the article the result of construction досліджень of working organ of small молоткових кормодробилок is presented that використовуються in technology of growing of grain-growing forage shallow and, on the basis of that the new working organ of universal молоткової кормодробилки is created that documentarily witnessed свідомством about a right on an invention, by a patent on an useful model, scientifically experienced small молоткової кормодробилки № of ua 116570 [1].

Keywords: hammer grinding down, varieties of hammers, patents, useful models, classification of crushers.

References

1. Bibliographic data to the patent on the useful model of ua a 116570 Internet-resource: Access mode:<http://base.uipv.org/searchInv/search.php?action=viewdetails&ofIdClaim=of235815&chapter=description>
2. Garabagio AA Energy-saving rotary-centrifugal mill for thin grinding of loose and lump materials / of Garabaghii AA, Levdanskiy of E.I., Levdansky and.E. - Izvestiya of the National Academy of Sciences of Belarus. Seryu of Phys.-Tech. sciences 2000. No. 2. p. 125-131.
3. Dissertations in the Technosphere: <http://tekhnosfera.com/razrabotka-i-obosnovanie-konstruktivnyh-i-rezhimnyh-parametrov-malogabaritnoy-drobilki-furazhnogo-zerna#ixzz46J1eaKYf>.

4. Boyko Yuri Ivanovich. Investigation of the process of grinding grain products and developing a new design of a ball mill: Dis ... Cand. tech Sciences: 05.18.12 / National Unitary Enterprise of Food Technologies. - K., 2006. - 174 ark. - Bibliographer: arch. 131-142.
5. Yakovchik N.S. Encyclopedia of the owner of the dormitory /N.S. Yakovchik, AM Laziness; in common. Ed. N.S. Yakovchika -Minsk: ICC Ministry of Finance, 2016 -608с.
6. Braginets M.V., Bakharev D.M. Bionic bases of modeling of working bodies of executive mechanisms of flow-technological lines of corn threshing // Bulletin of Kharkiv National Technical University of Agriculture named after Petr Vasilenko / Modern problems of improvement of technical systems and technologies in livestock breeding. Issue 108. - Kharkiv: HNTUSG, 2011.
7. Bibliographic data to the patent for utility model ua 116570 Internet resource: Access mode: [http://base.uipv.org/searchInv/search.php? Action = viewdetails & IdClaim = 235815](http://base.uipv.org/searchInv/search.php?Action=viewdetails&IdClaim=235815) & chapter = description

**НАУКОВИЙ ЖУРНАЛ
SCIENCE JOURNAL**

**ТЕХНІЧНИЙ СЕРВІС АГРОПРОМИСЛОВОГО,
ЛІСОВОГО ТА ТРАНСПОРТНОГО КОМПЛЕКСІВ
2018, № 11**

**TECHNICAL SERVICE OF AGRICULTURE,
FORESTRY AND TRANSPORT SYSTEMS
2018, № 11**

Українською, російською, англійською мовами

**Підписано до друку 01.03.2018.
Формат 60×84 1/8 Папір офсетний. Друк різнографічний.
Ум. друк. арк. 36,8. Обл.-вид. арк. 19,4.
Тираж 100 пр. Ціна договірна.**

**Україна, 61002, Харків, Алчевських, 44,
Харківський національний технічний університет
сільського господарства імені Петра Василенка.**

**Віддруковано: ФОП Воронюк В.В.
м. Харків,
пл. Героїв Небесної Сотні, 4
057 757-93-82**