

ISSN 2307-1699 (Print)
ISSN 2708-9754 (Online)



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І
НАУКИ УКРАЇНИ
ЛУЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ
ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ



СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Наукове видання

**Збірник заснований
1995 року**

*У збірнику відображені
наукові досягнення у галузі
агроінженерії
та галузевого
машинобудування.*

*Збірник призначений для
наукових працівників,
викладачів, докторантів
та аспірантів.*

Засновник і видавець:
*Луцький національний
технічний університет*

Випуск 45

ТЕХНОЛОГІЯ

ТЕХНОЛОГІЧНИЙ ПРОЦЕС

ТЕХНІКА

Луцьк 2020

УДК 631.3

Сільськогосподарські машини. Вип. 45. Луцький НТУ, Луцьк, 2020. 172 с.

*Рекомендовано до друку вченою радою
Луцького національного технічного університету
(протокол № 3 від 03.12.2020 р.)*

*Збірник включений до категорії “Б” Переліку наукових фахових видань
України, технічні науки за спеціальностями
133 Галузеве машинобудування та 208 Агроінженерія
(наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 року)*

*Свідоцтво про державну реєстрацію друкованого засобу масової інформації
КВ № 15902-4374 ПР від 13.11.2009 р.*

РЕДАКЦІЙНА КОЛЕГІЯ

Головний редактор:

Ігор ДУДАРЄВ, *д.т.н., професор, Луцький НТУ, Україна.*

Заступник головного редактора:

Володимир ДІДУХ, *д.т.н., професор, Луцький НТУ, Україна.*

Відповідальний секретар:

Руслан КІРЧУК, *к.т.н., професор, Луцький НТУ, Україна.*

Члени редакційної колегії:

Валентин ВЛАДУТ, *Ph.D., INMA, Румунія;*

Роман ГЕВКО, *д.т.н., професор, ТНТУ ім. І. Пулюя, Україна;*

Олександр ГЕРАСИМЧУК, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Тетяна ГОЛОВЕНКО, *д.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Віктор ЗАХАРЧУК, *д.т.н., професор, Луцький НТУ, Україна;*

Тетяна КУЗЬМІНА, *д.т.н., професор, ХНТУ, Україна;*

Роман КУЗЬМІНСЬКИЙ, *д.т.н., професор, ЛНАУ, Україна;*

Олена НАЛОБІНА, *д.т.н., професор, НУВГП, Україна;*

Віталій ПУЦЬ, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Луїс РІБЕЙРО, *Ph.D., професор, IPB, Португалія;*

Роман РОГАТИНСЬКИЙ, *д.т.н., професор, ТНТУ ім. І. Пулюя, Україна;*

Микола СВІРЕНЬ, *д.т.н., професор, ЦНТУ, Україна;*

Ганна ТІХОСОВА, *д.т.н., професор, ХНТУ, Україна;*

Микола ТОЛСТУШКО, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Наталія ТОЛСТУШКО, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Гедаль ХАЙЛІС, *д.т.н., професор, Уманський НУС, Україна;*

Ігор ЦИЗЬ, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна;*

Віктор ШЕЙЧЕНКО, *д.т.н., професор, ПДАА, Україна;*

Олександр ШОВКОМУД, *к.т.н., доцент, Луцький НТУ, Україна.*

ISSN 2307-1699 (Print)
ISSN 2708-9754 (Online)



MINISTRY OF EDUCATION
AND SCIENCE OF UKRAINE
LUTSK NATIONAL
TECHNICAL UNIVERSITY



AGRICULTURAL MACHINES

JOURNAL OF SCIENTIFIC ARTICLES

Scientific Publication

Founded in 1995

*The scientific achievements
in the agricultural
engineering and industrial
mechanical engineering
are presented.*

*The journal is intended for
science officers, lectures,
PhD students and advanced
students.*

Founder and publisher:
*Lutsk National Technical
University*

Volume 45

TECHNOLOGY

TECHNOLOGICAL PROCESS

MACHINERY

Lutsk 2020

UDC 631.3

Agricultural machines. Vol. 45. Lutsk NTU, Lutsk, 2020. 172 p.

*Academic Council of Lutsk National Technical University
confirmed for printing
(record № 3 dated December, 3, 2020)*

*The Journal is inscribed to the category “B” of the List of Scientific Professional
Publications of Ukraine (Technical Sciences by Specialties 133 Industrial
Mechanical Engineering, 208 Agricultural Engineering) maintained by order of
Ministry of Education and Science of Ukraine № 409 dated March, 17, 2020*

*The State Registration Certificate of printed mass media
KB № 15902-4374 ПП dated November, 13, 2009*

EDITORIAL BOARD

Editor-in-Chief:

Igor DUDAREV, *D.Sc., Professor, Lutsk NTU, Ukraine.*

Deputy Editor-in-Chief:

Volodymyr DIDUKH, *D.Sc., Professor, Lutsk NTU, Ukraine.*

Executive Editor:

Ruslan KIRCHUK, *Ph.D., Professor, Lutsk NTU, Ukraine.*

Members of Editorial Board:

Valentin VLADUT, *Ph.D., INMA, Romania;*

Roman HEVKO, *D.Sc., Professor, TNTU, Ukraine;*

Oleksandr GERASIMCHUK, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Tetiana GOLOVENKO, *D.Sc., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Viktor ZAKHARCHUK, *D.Sc., Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Tetiana KUZMINA, *D.Sc., Professor, KNTU, Ukraine;*

Roman KUZMINSKY, *D.Sc., Professor, LNAU, Ukraine;*

Olena NALOBINA, *D.Sc., Professor, NUWEE, Ukraine;*

Vitalii PUTS, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Luis RIBEIRO, *Ph.D., Professor, IPB, Portugal;*

Roman ROGATINSKY, *D.Sc., Professor, TNTU, Ukraine;*

Mykola SVIREN, *D.Sc., Professor, CUNTU, Ukraine;*

Hanna TIKHOSOVA, *D.Sc., Professor, KNTU, Ukraine;*

Mykola TOLSTUSHKO, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Nataliia TOLSTUSHKO, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Hedal HAYLIS, *D.Sc., Professor, Uman NTU, Ukraine;*

Ihor TSYZ, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine;*

Viktor SHEYCHENKO, *D.Sc., Professor, PSAA, Ukraine;*

Oleksandr SHOVKOMUD, *Ph.D., Assoc. Professor, Lutsk NTU, Ukraine.*

ПАМ'ЯТІ ГЕДАЛЯ АБРАМОВИЧА ХАЙЛІСА



27 вересня 2020 року на 92 році життя перестало битися серце видатного вченого і надзвичайно чутливої Людини – **ГЕДАЛЯ АБРАМОВИЧА ХАЙЛІСА**, доктора технічних наук, професора, Заслуженого діяча науки і техніки України, академіка Інженерної академії України, професора кафедри агроінженерії Уманського національного університету садівництва.

Г.А. Хайліс народився 15 жовтня 1928 року в місті Сороки (тепер Молдова) у сім'ї бондаря. У 1952 році із відзнакою закінчив факультет механізації сільського господарства Московського інституту механізації та електрифікації сільського господарства. Свій трудовий шлях розпочав на посаді інженера машино-випробувальної станції в місті Торжок Калінінської області (тепер Росія). У 1957 році на запрошення керівництва Всесоюзного науково-дослідного інституту льону (тепер Росія) Г.А. Хайліс перейшов на роботу в цей інститут старшим науковим співробітником відділу механізації.

Г.А. Хайліс у 1959 році захистив дисертаційну роботу на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук на тему “Дослідження перекочування ведених коліс сільськогосподарських машин”, а у 1976 році – докторську дисертацію на тему

“Дослідження процесів брання і в’язання стебел у льонозбиральних машинах” в Московському інституті інженерів сільськогосподарського виробництва імені В.П. Горячкіна. Вчене звання професора кафедри теорії механізмів і машин йому було присуджено в 1979 році.

З 1981 року трудова діяльність Г.А. Хайліса пов’язана з Україною. Спочатку він очолював кафедру теорії механізмів і машин Українського інституту інженерів водного господарства (місто Рівне), а з 1985 року кафедру сільськогосподарського машинобудування Луцького філіалу Львівського політехнічного інституту (нині Луцький національний технічний університет). Тривалий час був проректором цього університету. У 2007 – 2015 роках був головним науковим співробітником Українського науково-дослідного інституту прогнозування та випробування техніки і технологій для сільськогосподарського виробництва імені Леоніда Погорілого, після чого у Луцькому національному технічному університеті був професором кафедри інженерного та комп’ютерного забезпечення АПК. З 2017 року Г.А. Хайліс працював в Уманському національному університеті садівництва завідувачем, а потім професором кафедри агроінженерії.

Г.А. Хайліс є гордістю й окрасою вітчизняної науки з питань механізації сільського господарства, світочем нашої інженерної думки. Усе життя Гедаля Абрамовича було пов’язане із тим, як краще механізувати сільськогосподарські процеси, досліджувати та удосконалювати машини. Учень та гідний продовжувач справи визначних вчених В.П. Горячкіна та В.О. Желіговського весь свій талант і працю віддав служінню високим ідеалам науки. Інженер за фахом за весь період роботи Г.А. Хайліс зробив значний внесок у розвиток теоретичних та практичних досліджень у напрямі механізації сільського господарства, зокрема механізації вирощування і збирання льону, механіки рослинних матеріалів, сушіння рослинних матеріалів тощо. Він заснував нову наукову дисципліну “Механіка рослинних матеріалів”. За результатами досліджень ним опубліковано понад 500 наукових праць, у тому числі 20 книг та 140 авторських свідоцтв і патентів на винаходи. Під його керівництвом та за безпосередньої участі створено льонокомбайни ЛК-4М, ЛВК-4Т, ЛК-4Т, ЛК-4У та ціла низка іншої техніки. Серед опублікованих ним книг монографії “Элементы теории и расчета льноуборочных машин”, “Теория и расчет льноуборочных машин”, “Льноуборочные машины”, “Механика

растительных материалов”, “Экспериментальные исследования игольчатой бороны”, навчальні посібники “Основы теории и расчета сельскохозяйственных машин”, “Основы проектування і дослідження сільськогосподарських машин”, “Исследование сельскохозяйственной техники и обработки опытных данных”, “Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства)”, які витримали не одне перевидання і добре відомі спеціалістам як нашої країни, так і за її межами.

Г.А. Хайліс – науковий керівник багатьох аспірантів і докторантів, ним створена наукова школа, під його керівництвом підготовлено і захищено 43 кандидатські дисертації, він був науковим консультантом 8 докторських дисертацій.

З усіх прекрасних якостей, властивих Гедалю Абрамовичу, відзначимо його надзвичайну скромність, тактовність, інтелігентність, людяність, доброзичливість і прагнення безкорисно допомагати всім, і, насамперед, молоді. Саме тому для всієї наукової спільноти Гедаля Абрамович залишився взірцем наукового керівника, консультанта, принципового, доброзичливого, але безмежно людяного опонента, члена спеціалізованих вчених рад із захисту дисертацій.

Науковці, викладачі, випробувачі, розробники сільськогосподарської техніки, друзі і соратники сумують із приводу кончини Гедаля Абрамовича. Світла пам'ять про нього назавжди збережеться у наших серцях. Хай Українська земля, якій вірою і правдою служив учений, буде йому вічним притулком.

*В.О. Шейченко, А.Ю. Горбовий, В.Ф. Дідух, О.О. Налобіна,
В.І. Кравчук, М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко, В.В. Шевчук,
М.В. Шевчук, О.С. Пушка*

ЗБІРНИКУ НАУКОВИХ СТАТЕЙ “СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ” – 25 РОКІВ!

Шановні автори та читачі!

Збірник наукових статей “Сільськогосподарські машини” є першим науковим спеціалізованим виданням у галузі механізації сільського господарства на теренах Волинської області. Він був заснований у 1995 році за ініціативи д.т.н., проф. Г.А. Хайліса. Перші три випуски збірника були видані Волинським обласним відділенням Інженерної академії України (ІАУ), яке теж було створене у 1995 році та яке очолив академік ІАУ Г.А. Хайліс. До складу першої редколегії збірника входили відомі науковці: д.т.н., проф. Г.А. Хайліс (відповідальний редактор), д.т.н., проф. Б.М. Гевко, д.т.н., проф. І.Д. Олексеюк, д.ф.-м.н., проф. А.К. Семенюк, д.т.н., с.н.с. М.М. Хелемендик, к.е.н., доц. В.П. Битов, к.т.н., доц. М.С. Шведик, к.с.-г.н., с.н.с. М.Й. Шевчук, к.т.н., доц. В.Ф. Дідух.

Із 1998 року, починаючи з четвертого випуску, збірник наукових статей “Сільськогосподарські машини” видається Луцьким національним технічним університетом (у той час – Луцький державний технічний університет (ЛДТУ)). Очолювати редколегію збірника продовжує Г.А. Хайліс, а до її складу долучено д.т.н., проф. В.М. Булгакова, д.с.-г.н., проф. В.С. Глуховського та д.т.н., проф. Р.М. Рогатинського. У цей час у збірнику активно публікуються аспіранти ЛДТУ, результати наукових досліджень яких, в основному, присвячені питанням механізації льонарства, сушіння рослинної сировини та добування сапропелів і виробництва на їх основі органо-мінеральних добрив.

З 2013 року головним редактором збірника став д.т.н., проф. В.І. Шваб'юк, а з 2015 року до 2019 року редакційну колегію збірника знову очолював д.т.н., проф. Г.А. Хайліс. У різні роки до складу редколегії збірника, окрім зазначених вище науковці, входили: Ph. D. Eng. В. Владут, д.т.н., проф. Р.Б. Гевко, д.т.н., проф. В.П. Ковбаса, д.т.н., проф. Є. Красовський, д.т.н., проф. Р.Д. Кузьмінський, д.т.н., проф. О.О. Налобіна, д.т.н., проф. С.І. Пустюльга, д.т.н. Є.Й. Ріпецький, д.т.н., проф. П.П. Савчук, д.т.н., проф. В.М. Сало, к.т.н., доц. Р.В. Кірчук, к.т.н., доц. М.М. Толстушко, к.т.н., доц. І.Є. Цизь, к.т.н., доц. С.Ф. Юхимчук.

З 2020 року редколегію збірника очолює д.т.н., проф. І.М. Дударев, а до її складу входять: д.т.н., проф. В.Ф. Дідух (заступник головного редактора), к.т.н., проф. Р.В. Кірчук (відповідальний секретар), Ph. D. В. Владут, д.т.н., проф., Р.Б. Гевко, к.т.н.,

доц. О.П. Герасимчук, д.т.н., доц. Т.М. Головенко, д.т.н., проф. В.І. Захарчук, д.т.н., проф. Т.О. Кузьміна, д.т.н., проф. Р.Д. Кузьмінський, д.т.н., проф. О.О. Налобіна, к.т.н., доц. В.С. Пуць, Ph.D., проф. Л. Рібейро, д.т.н., проф. Р.М. Рогатинський, д.т.н., проф. М.О. Свірень, д.т.н., проф. Г.А. Тіхосова, к.т.н., доц. М.М. Толстушко, к.т.н., доц. Н.О. Толстушко, д.т.н., проф. Г.А. Хайліс, к.т.н., доц. І.Є. Цизь, д.т.н., проф. В.О. Шейченко, к.т.н., доц. О.В. Шовкомуд.

За роки існування збірник зробив значний внесок у розвиток вітчизняної науки в галузі механізації сільського господарства. Переглядаючи випуски минулих років можна побачити як відбувалося удосконалення сільськогосподарської техніки та підвищувався науково-технічний рівень розробок вітчизняних науковців та інженерів. Авторами статей у збірнику були вчені, конструктори та інженери-виробничники, докторанти та аспіранти. Їх статті були присвячені актуальним питанням створення і впровадження сільськогосподарської техніки та механізованих технологій агропромислового комплексу. Також у збірнику публікувалися результати досліджень фізико-механічних властивостей сільськогосподарських рослинних матеріалів та їх взаємодії із робочими органами сільськогосподарської техніки. Багато авторів статей у збірнику успішно захистили кандидатські і докторські дисертації та впровадили результати свої досліджень у виробництво. Вони очолюють структурні підрозділи вищих навчальних закладів, виробництв та наукових установ, але і надалі залишаються постійними авторами статей у збірнику, за що редколегія їм щиро вдячна!

У теперішній час перед редакційною колегією збірника стоять нові завдання та виклики, зокрема, входження збірника в наукометричні бази, розширення географії авторів статей та забезпечення відповідності збірника вимогам, що висуваються Міністерством освіти і науки України до періодичних наукових видань категорії "Б".

На сьогодні збірник наукових статей "Сільськогосподарські машини" входить до переліку друкованих періодичних видань, що включені до Переліку наукових фахових видань України за спеціальностями 133 "Галузеве машинобудування" та 208 "Агроінженерія", категорія "Б" (наказ Міністерства освіти і науки України № 409 від 17.03.2020 р.). Це рецензований журнал, який надає та забезпечує відкритий доступ до наукових статей, досліджень та оглядів. Збірник призначений для науковців,

практиків, інженерів та здобувачів, які займаються дослідженням, розробленням і застосуванням сільськогосподарської техніки та механізованих технологій АПК. Редколегія збірника дотримується найвищих стандартів рецензування, тому рукописи проходять процедуру подвійного “сліпого” рецензування висококваліфікованими експертами. Також тексти статей перевіряються на наявність плагіату.

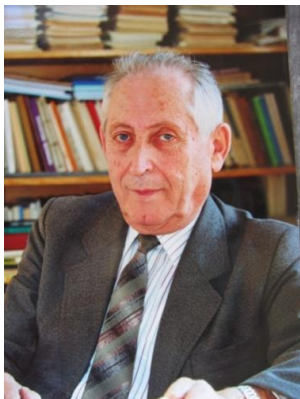
Усю поточну роботу зі збирання статей, проведення процедури рецензування, перевірки на наявність плагіату, формування та видання кожного випуску збірника здійснює редакційна колегія. Вона постійно працює над удосконаленням збірника та наповненням тримовної (українська, англійська, російська) сторінки збірника на платформі Open Journal System (OJS) корисною інформацією для авторів і читачів. Подання статей на розгляд редколегії збірника та уся переписка з авторами і рецензентами відбувається через сторінку збірника на платформі OJS. Крім того, на цій платформі розміщена уся інформація щодо збірника та електронні версії випусків збірника. Усім статтям у збірнику присвоюється цифровий ідентифікатор об'єкту DOI (Digital Object Identifier).

Як головний редактор збірника наукових статей “Сільськогосподарські машини”, хочу щиро подякувати усім, хто долучився до створення і розвитку збірника, зокрема, членам редколегії різних років, авторам та читачам. Бажаю усім творчих успіхів та досягнень, які втіляться в цікаві наукові статті в нашому збірнику!

*Головний редактор,
д.т.н., професор Ігор Дударев*

КАФЕДРИ АГРАРНОЇ ІНЖЕНЕРІЇ – 35 РОКІВ!

Перше жовтня 1985 року є знаковою датою для Волині. Відповідно до наказу ректора № 91 від 4 вересня 1985 року у Луцькому філіалі Львівського політехнічного інституту імені Ленінського комсомолу була створена кафедра сільськогосподарського машинобудування (СГМ). Це основна, первинна її назва. Засновником, організатором і першим завідувачем кафедри став Хайліс Гедаль Абрамович, доктор технічних наук, професор, Заслужений діяч науки і техніки України (на фото).



Хайліс Гедаль Абрамович

Знаний льонар, фанатично відданий аграрній справі, не міг не приїхати на Волинь. У ці роки Волинь славилася посівами льону-довгунцю площею у 32 тис. га, які потребували механізованого збирання. На той час наявні 18 льонозаводів і цехів із переробки лляної трести на волокно забезпечували виробництво високоякісного довгого волокна і, відповідно, стійкий фінансовий прибуток для області.

Швидкими темпами розвивалося сільськогосподарське машинобудування. Заводи Ковельсьільмаш, Рожищефермаш та інші підприємства розширювали асортимент продукції. Але вони потребували спеціалістів вищої ланки із розумінням не тільки технології вирощування сільськогосподарських культур і первинної їх переробки, але й із знаннями у галузі сільськогосподарського машинобудування.

У Радянському Союзі існували два спеціалізованих ВНЗ для підготовки машинобудівників сільськогосподарського призначення: Ростовський (Ростов-на-Дону, Росія) і Кіровоградський (Кропивницький, Україна) сільськогосподарські інститути та дві спеціалізовані кафедри у Ташкенті (Узбекистан) і Кишиневі (Молдова). Таким чином, кафедра сільськогосподарського машинобудування у Луцьку стала п'ятою, що забезпечувала підготовку інженерів-конструкторів для сільськогосподарського машинобудування, що, у свою чергу, свідчить про високий рівень довіри до її

організаторів і, у першу чергу, до Гедаля Абрамовича Хайліса. На превеликий жаль, світлини першого складу кафедри не збереглися. Проте, варто згадати її склад (кафедра розташовувалася у самому центрі міста, в колишньому приміщенні Свято-Троїцького кафедрального собору): к.т.н., доц. Нарусевич В'ячеслав Станіславович, к.т.н., доц. Мочкін Анатолій Семенович, к.т.н., доц. Свиридович Олександр Микитович, к.т.н., доц. Гоцалюк Павло Петрович, асистенти Подзізей (Грушецька) Мирослава Григорівна та Садовський Юрій Петрович, завідувач лабораторіями Овчинніков Ігор Петрович, лаборанти Поліщук Руслана Йосипівна, Дідух Володимир Федорович, Коробко Неоніла Володимирівна та Самчук Едуард.

При кафедрі була сформована секція економіки підприємств, яку очолювала к.е.н. Романтєєва Віра Анатоліївна. До складу секції входили: к.х.н. Н.Т. Рудь, к.е.н. Л.Г. Ліпич, асистенти В.І. Талах та А.Т. Московчук. У складі секції також функціонувала науководослідна лабораторія під керівництвом Павлова Володимира Івановича.

Через деякий час кафедра перемістилась у новий корпус В на вулиці Львівській 75 в аудиторію 359, де функціонує дотепер. У 1991 році секція економіки підприємств відокремилася та була створена окрема кафедра, від якої сформувалися інші економічні кафедри та факультети Луцького НТУ.

Протягом першого року існування кафедри Г.А. Хайлісом також було відкрито аспірантуру денної форми підготовки у базовому ВНЗ. Після складного конкурсу першим аспірантом денної форми навчання, асистентом-сумісником став автор цих спогадів про кафедру (на фото – проведення занять у “стейкхолдерів” із вивчення курсу сільськогосподарських машин). Потужна наукова робота кафедри підтверджується тим, що в окремі роки на кафедрі налічувалося до 15 аспірантів денної форми навчання. У різні роки працювали дві спеціалізовані вчені ради із захисту дисертацій на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальностями “Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва” (голова вченої ради – Г.А. Хайліс) та “Зберігання і технологія переробки зерна, виготовлення зернових і хлібопекарських виробів та комбікормів” (голова вченої ради – В.Ф. Дідух). Створена наукова школа під керівництвом Г.А. Хайліса продовжує свій розвиток у складних сучасних умовах. Викладачі,

які здобули наукові ступені, успішно працюють на багатьох кафедрах Луцького НТУ.



*Практичні заняття на базі
“стейкхолдерів”*



*Виступ голови ради Г. Хайліса на
захисті дисертаційної роботи*

Кафедрою спочатку щорічно, а потім із періодичністю у два роки проводилися Міжнародні науково-практичні конференції (МНПК) (на фото).

У різні роки кафедру очолювали к.т.н., доц. Свиридович Олександр Микитович, к.т.н., доц. Шведик Микола Степанович, к.т.н., доц. Дідух Володимир Федорович та к.т.н., доц. Цизь Ігор Євгенович. Кафедра була опорою машинобудівного факультету, якому також у жовтні виповнилося 35 років. Кафедра надала поштовх для започаткування таких кафедр (сучасні назви) машинобудівного факультету, як кафедра технологій і обладнання переробних виробництв, кафедра галузевого машинобудування та легкої промисловості і кафедра лісового господарства.

Про популярність кафедри серед абітурієнтів свідчить той факт, що в один із років набору на спеціальність “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” вступило 25 золотих шкільних медалістів (загальна чисельність груп денної форми навчання становила 50 осіб). Одночасно здійснювалася підготовка трьох груп, загальною чисельністю 75 осіб, на заочній формі навчання.

За 35 років існування, в силу різних причин та обставин, відбувалося багато змін як у назві кафедри, так і складі її працівників (на фото – склад кафедри на зламі тисячоліть). У період з 2012 року по 2018 рік кафедра мала назву “Інженерного та комп’ютерного забезпечення АПК”. Включення спеціальності “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” в сучасну об’єднану спеціальність “Галузеве машинобудування” зумовило патову ситуацію на кафедрі.

Тому п'ять років тому кафедра отримала ліцензію на підготовку фахівців за спеціальністю 208 "Агроінженерія", що відповідає сучасному переліку спеціальностей. Відповідно до наказу ректора № 445-05-35 від 1 жовтня 2018 року, кафедра отримала назву кафедри аграрної інженерії. На сьогодні кафедрі очолює Заслужений діяч науки і техніки України, д.т.н., проф. Дідух Володимир Федорович. Гордістю кафедри є її випускники, серед яких доктори технічних наук Налобіна Олена Олександрівна, Дударев Ігор Миколайович (студент-випускник) та Ягелюк Світлана Володимирівна.



ІІ МНПК, присвячена пам'яті Петра Мефодієвича Василенка



Один із складів колективу кафедри СГМ на зламі тисячоліть

Складно перелічити усіх причетних до досягнень, які здобула кафедра аграрної інженерії за 35 років. На сьогодні перед нею постали виклики не менші, ніж у часи її заснування. Відбувається підготовка фахівців за освітніми програмами: “Агроінженерія” першого (бакалаврського) та другого (магістерського) кваліфікаційних рівнів; “Машини та обладнання сільськогосподарського виробництва” другого (магістерського) кваліфікаційного рівня та “Машини та засоби механізації сільськогосподарського виробництва” третього (доктор філософії) кваліфікаційного рівня. У складі кафедри (на фото) активно працюють: к.т.н., проф. Кірчук Руслан Васильович, к.т.н., доц. Сацюк Василь Васильович, к.т.н., доц. Цизь Ігор Євгенович, к.т.н., доц. Юхимчук Сергій Федорович, к.т.н., доц. Тарасюк Віктор Васильович, к.т.н., доц. Забродоцька Людмила Юріївна, к.т.н., доц. Хомич Сергій Миколайович, лаборанти Поліщук Руслана Йосипівна, Гапонюк Оксана Миколаївна та Янковська Світлана Володимирівна.



Колектив кафедри аграрної інженерії у дні ювілею

Хочеться висловити сподівання, що наступну ювілейну дату колектив кафедри Аграрної Інженерії зустрине в країні із стабільною ситуацією, потужним набором студентів і усвідомленням усіма учасниками освітнього процесу відповідальності за підготовку спеціалістів для сільськогосподарського виробництва.

*Заслужений діяч науки і техніки України,
д.т.н., професор Володимир Дідух*

ДО 65- РІЧЧЯ ВОЛОДИМИРА ФЕДОРОВИЧА ДІДУХА

2 листопада святкує свій ювілей провідний науковець Луцького НТУ, Заслужений діяч науки і техніки України, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри аграрної інженерії **ДІДУХ ВОЛОДИМИР ФЕДОРОВИЧ**.

Володимир Федорович – багатогранна особистість: знаний фахівець у галузі механізації сільського господарства, майстер спорту з легкої атлетики, винахідник, талановитий вчений і викладач. Визначальними його рисами є професійність, патріотизм, порядність та людяність.

Народився і виріс Володимир Федорович у селі Диковини, тоді Берестечківського, а згодом Горохівського району. З дитинства йому приходилося бачити важку працю батьків на землі, допомагати працювати у полі. Середню школу закінчив у селі Лобачівка, згодом вступив у Львівське технічне училище № 8 при заводі ЛОРТА № 125 імені Леніна, який випускав осцилографи, прилади і обладнання для військової техніки. Під час навчання в училищі займався футболом, художньою самодіяльністю, співав у чоловічій хоровій капелі “Трембіта”, в основному складі якої були викладачі училища. Через 1 рік 6 місяців здобув фах слюсара-інструментальника III розряду і розпочав свою професійну діяльність на заводі ЛОРТА № 125. Після трьох місяців на

виробництві, він був призваний до лав Радянської армії. На службу потрапив на Балтійський військово-морський флот, у місто Мамоново Калініградської області, де служив 3 роки торпедистом-електриком у 32 загоні. В армії зрозумів, що потрібно вчитися далі, і після армійської служби вступив до Львівського сільськогосподарського інституту на факультет механізації сільського господарства. Навчаючись в інституті, Володимир Дідух продовжував активно займатися спортом і вже на третьому курсі здобув звання майстра спорту та потрапив до збірної України з легкої атлетики.

Після закінчення інституту залишився працювати в рідній альма-матер на кафедрі сільськогосподарських машин навчальним майстром. Проте, доля внесла свої корективи і “закинула” у місто Луцьк, де Володимир Дідух влаштувався працювати інженером-конструктором відділу головного технолога на підприємстві “Державний підшипниковий завод № 28”. Після трьох років роботи на заводі, в 1986 році, він потрапив на роботу в Луцький філіал Львівського політехнічного інституту, де і відбулася доленосна зустріч з Гедалем Абрамовичем Хайлісом, який став Учителем для багатьох науковців. Ця зустріч вплинула на подальшу наукову та педагогічну кар’єру Володимира Дідуха, надала поштовх для його розвитку як науковця.

3 лютого 1986 року Володимир Дідух починає працювати на кафедрі сільськогосподарського машинобудування на посаді старшого лаборанта, а за сумісництвом викладача. У 1987 році, коли в інституті відкрилася аспірантура, він стає першим аспірантом денної форми навчання. У 1991 році Володимир Дідух підготував і захистив кандидатську дисертацію за спеціальністю “Механізація сільськогосподарського виробництва”, тема якої “Сушка вороха семя сахарной свеклы в противоточной карусельной сушилке”.

Після навчання в аспірантурі Володимир Дідух продовжує працювати на кафедрі сільськогосподарського машинобудування на посадах асистента, старшого викладача та доцента. У грудні 2000 року Володимир Федорович стає завідувачем кафедри сільськогосподарського машинобудування, а у 2003 році захищає докторську дисертаційну роботу “Науково-технологічні основи механізованого сушіння неоднорідних рослинних матеріалів” за спеціальністю “Машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва”. У 2005 році В.Ф. Дідух стає директором

Інституту неперервного навчання Луцького національного технічного університету, а у 2010 році знову очолює кафедру сільськогосподарського машинобудування.

З 2012 року по 2015 рік Володимир Федорович працює у Львівському національному аграрному університеті завідувачем кафедри експлуатації та технічного обслуговування машин імені професора О.Д. Семковича, а у 2015 повертається до Луцького національного технічного університету (Луцький НТУ) на посаду професора кафедри інженерного та комп'ютерного забезпечення АПК. Нині Володимир Федорович очолює кафедру аграрної інженерії Луцького НТУ.

Наукова діяльність професора В.Ф. Дідуха пов'язана із дослідженням процесів сушіння сільськогосподарських матеріалів, добування сапропелю і виготовлення на його основі органо-мінеральних добрив, а також процесів збирання і первинної переробки льону-довгунця та льону олійного. Справою його життя є відновлення родючості ґрунтів через відродження галузі льонарства на Волині. Володимир Федорович очолює наукову школу "Інноваційних аграрних і переробних технологій та техніки", засновану Г.А. Хайлісом, та науково-дослідну лабораторію "Механіки сільськогосподарських матеріалів та середовищ".

Сьогодні Володимир Федорович Дідух є знаним в Україні та за її межами науковцем, членом спеціалізованих вчених рад у Тернопільському національному технічному університеті імені Івана Пулюя та Луцькому НТУ. У його доробку більше 300 наукових праць, у тому числі навчальних посібників, монографій, авторських свідоцтв і патентів України на винаходи та корисні моделі.

Професор В.Ф. Дідух приділяє багато уваги підготовці наукових кадрів вищої кваліфікації. Під його керівництвом підготовлені 16 кандидатів технічних наук, він консультував двох докторів технічних наук, які успішно захистили свої дисертації. Професор В.Ф. Дідух є Відмінником освіти України, кращим винахідником Волинської області 1999 року, призером інноваційних державних конкурсів, визнаний "Кращим науковцем Волинського краю" у 2010 році. У 2020 році він був удостоєний почесного звання "Заслужений діяч науки і техніки України".

Володимир Федорович є великим працелюбом, завжди "фонтанує" цікавими ідеями, є хорошим і гідним прикладом для

колег і студентів. За яку б справу він не брався, завжди виконує її на "відмінно". Він продовжує активно займатися спортом, є гравцем футбольної команди "60+", любить читати не лише наукову, а й історичну та художню літературу. Він вважає, що все, що досягнув у своєму житті, це завдяки сім'ї, бо саме у своїй сім'ї черпає натхнення до роботи. Володимир Федорович з гордістю говорить про досягнення своїх дітей: дочки Світлани та сина Петра, тішиться внуками Данилом та Мар'янкою.

Тож вітаємо Володимира Федоровича з нагоди його ювілею та бажаємо міцного здоров'я, творчого натхнення, розуміння і підтримки у всіх починаннях з боку колег і однодумців, невинного руху вперед, нових професійних здобутків. Хай завжди на душі буде світло і радісно, а серце сповнене любові, віри та надії!

*Доцент кафедри технологій
і обладнання переробних виробництв
Луцького НТУ
к.т.н., доцент Світлана Панасюк*

ЗМІСТ

О.О. Броварець, Ю.В. Човнюк

Використання методів фрактального аналізу у дослідженнях електропровідності ґрунтів та урожайності сільськогосподарських культур..... 23

І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, А.І. Пік, Н.М. Марчук, О.П. Маруніч
Синтез гвинтових транспортерів-змішувачів..... 34

Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй, Т.А. Довбуш
Результати експериментальних досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень овочами і фруктами у тарі..... 45

І.М. Дударєв, С.Г. Панасюк, І.В. Тараймович
Обґрунтування технологічних параметрів об'ємного дозатора сипких матеріалів..... 57

І.М. Дударєв, А.В. Хомич, В.О. Ольховський
Розрахунок конструктивних та силових параметрів гравітаційно-каскадного сепаратора..... 72

Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, Д.В. Дмитрів, В.З. Гудь, О.Р. Дмитрів
Моделювання змішування компонентів гвинтовими конвеєрами-змішувачами..... 84

В.В. Сацюк, Ю.В. Булік, О.С. Дубицький, Н.О. Толстушко
Дослідження процесу приготування сушильного агента у сонячному тепловому колекторі із використанням 3D-моделювання..... 94

О.М. Тимошук, І.М. Дударєв
Огляд використання відходів переробних виробництв у сільському господарстві..... 103

Л.Ю. Федік
Огляд комбайнів для збирання високостеблових луб'яних культур..... 111

В.В. Швабюк, Ю.В. Федорусь, В.В. Грабовець
Експертна оцінка залишкової міцності лонжерона автомобіля, що пошкоджений тріщиною..... 121

В.О. Шейченко, В.І. Недовесов, А.Я. Кузьмич

Концептуальні основи розвитку комбайнобудування в Україні:
показники типажу та структура базових моделей..... 132

С.М. Юхимчук, С.Ф. Юхимчук,

М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко

Розрахунок пружини притискного механізму льонобралки..... 142

С.В. Ягелюк, В.Ф. Дідух, Г.А. Бойко

Удосконалена технологія переробки біомаси
для отримання продукції різного призначення..... 151

Анотації російською мовою..... 158

CONTENT

<i>O. Brovarets, Yu. Chovnyuk</i> Using of Fractal Analysis Methods in Research of Conductivity of Agricultural Soils and Crop Yield.....	23
<i>I. Hevko, O. Lyashuk, A. Pik, N. Marchuk, O. Marunich</i> Synthesis of Screw Conveyors-Mixers.....	34
<i>R. Hevko, Y. Nykerui, T. Dovbush</i> Results of Experimental Studies of the Rope Mechanism for Loading Small Storage Rooms of Vegetables and Fruits in Containers.....	45
<i>I. Dudarev, S. Panasyuk, I. Taraymovich</i> Substantiation of Technological Parameters of Volume Batcher of Bulk Materials.....	57
<i>I. Dudarev, A. Khomych, V. Olkhovskiy</i> Calculation of Design and Force Parameters of Gravity-Cascade Separator.....	72
<i>R. Rohatynskiy, I. Gevko, D. Dmutriv, V. Hud, O. Dmutriv</i> Modelling of Mixing Components by Screw Conveyor-Mixers.....	84
<i>V. Satsiuk, Y. Bulik, O. Dubytskyi, N. Tolstushko</i> Research of the Drying Agent Heating Process in the Solar Thermal Collector Using 3D Simulation.....	94
<i>O. Tymoshchuk, I. Dudarev</i> A Review of Processing Industry Waste Using in Agriculture.....	103
<i>L. Fedik</i> A Review of Harvester of Tall Stem Bast Crops.....	111
<i>V. Shvabyuk, Y. Fedorus, V. Grabovets</i> Expert Assessment of Residual Strength of Vehicle Longeron, Which Was Damaged by a Crack.....	121
<i>V. Sheichenko, V. Niedoviesov, A. Kuzmych</i> Conceptual Bases of Combine Construction Development in Ukraine: Type Indicators and Structure of Basic Models.....	132
<i>S.M. Yukhymchuk, S.F. Yukhymchuk, M. Tolstushko, N. Tolstushko</i> Calculation of Clamping Mechanism Spring of the Flax Puller.....	142
<i>S. Yaheliuk, V. Didukh, G. Boyko</i> The Improved Technology of Biomass Processing to Obtain Products of Various Applications.....	151
<i>ABSTRACTS IN RUSSIAN</i>	158

USING OF FRACTAL ANALYSIS METHODS IN RESEARCH OF CONDUCTIVITY OF AGRICULTURAL SOILS AND CROP YIELD**O. Brovarets¹, Yu. Chovnyuk²**¹Kyiv Cooperative Institute of Business and Law, Kyiv, Ukraine²National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine, Kyiv, Ukraine**ABSTRACT**

The study purpose is to analyze the parameters of specific conductivity of agricultural soils and crop yields. Methods of field experiment, metrological observation, fractal evaluation of statistical information are used. Consider the real time series that characterize the evolution of the parameters of the specific conductivity of the agricultural soils, the agrobiological condition of the soils of Ukraine. The Tuckens' theorem is the rationale for such studies. The chaotic nature of the dynamical system under study, as set by the time realizations, is established with the Lyapunov's exponent. The stability of the condition of the soil (relative to its specific conductivity) is estimated using the Hausdorff's fractal dimension and the fractal index. The visual estimation of the time series was carried out using the procedure for the restoration of phase trajectories. As a result of the analysis of the phase points of the phase space, a split attractor has been discovered, which makes it possible to talk about its bifurcation. As a result of the conducted studies, the annual cycle of changes in the specific electrical conductivity of the soil, and the cyclical changes in the yield of grain crops is 4–5 years. It was established that changes, in particular, climatic conditions and introduction of a system of differentiated approach to elementary areas of the field and implementation of the system of adaptation measures in relation to technologies of cultivation of agricultural crops, promote increase of specific conductivity of soil, increase of temperature in the conditions of Ukraine, increase the yield of modern hybrids of agricultural crops.

Key words:

agricultural soil,
grain crops,
fractal index,
specific conductivity,
Lyapunov index

Article history:

Received 05.09.2020

Accepted 10.11.2020

Corresponding author:

brovaretsnau@ukr.net

УДК 551.551.8

**ВИКОРИСТАННЯ МЕТОДІВ ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛІЗУ
У ДОСЛІДЖЕННЯХ ЕЛЕКТРОПРОВІДНОСТІ ҐРУНТІВ
ТА УРОЖАЙНОСТІ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ КУЛЬТУР****О.О. Броварець¹, Ю.В. Човнюк²**¹Київський кооперативний інститут бізнесу і права, Київ, Україна²Національний університет біоресурсів і природокористування
України, Київ, Україна**Ключові слова:**

ґрунти сільсько-
господарського
призначення,
урожайність
сільськогосподарських
культур,
індекс фрактальності,
питома
електропровідність,
показник Ляпунова

Історія публікації:

Отримано 05.09.2020

Затверджено 10.11.2020

Автор для**листування:**

brovaretsnau@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У статті проаналізовані питома електропровідність ґрунтів і урожайність сільськогосподарських культур (озимої пшениці, кукурудзи тощо) на них залежно від норм посіву, норм внесення добрив та способу обробітку, а також визначенні їх класифікаційні ознаки у відповідності до фрактальних властивостей. Крім того, виявленні основні тенденції подальшого розвитку та представлені прогнози на майбутнє в агроценозах природно-кліматичних зон України. Для досягнення мети дослідження використані методи польового експерименту, метрологічного спостереження та фрактального оцінювання статистичної інформації. Запропонована процедура якісного аналізу часових рядів, для яких не підтверджується гіпотеза щодо наявності тренда (при дослідженнях питомих електропровідності ґрунтів), із застосуванням методів нелінійної динаміки, теорії хаосу. Розглянуті реальні часові ряди, що характеризують еволюцію параметрів питомих електропровідності ґрунтів та агробіологічного стану ґрунтів України. Обґрунтуванням для подібних досліджень є теорема Такенса. Хаотичність досліджуваної динамічної системи, що задана часовими реалізаціями, встановлена за допомогою показника Ляпунова. Оцінка стійкості стану ґрунтів проведена за допомогою фрактальної розмірності Хаусдорфа й індексу фрактальності.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.378>

Стан питання та постановка проблеми

Дослідження довгострокових рядів агрокліматичних параметрів, параметрів урожайності сільськогосподарських культур, питомої електропровідності ґрунтів сільськогосподарського призначення (ГСП) – це важлива і актуальна проблема, розв'язанням якої є використання статистичних часових рядів даних, що містять результати спостереження вказаних вище параметрів. Саме у рядах динаміки агрокліматичних параметрів, урожайності, питомої електропровідності ГСП закодовано інформацію щодо минулого і теперішнього їх стану. Отримання цієї інформації за допомогою методу “розкодування” часових рядів є надзвичайно важливим, оскільки цю інформацію можна використовувати для прогнозування подальшої їх динаміки.

Мета дослідження полягає в обґрунтуванні методики проведення аналізу довгострокових рядів кліматичних параметрів, рядів динаміки продуктивності зернових культур (пшениці озимої та кукурудзи) залежно від системи адаптаційних заходів (добрива, обробіток) й моніторингу питомої електропровідності ГСП, визначення їх класифікаційних ознак відповідно до фрактальних властивостей, виявлення основних тенденцій подальшого розвитку та здійснення прогнозу на майбутнє.

Матеріали і методи

Статистичні часові ряди даних спостережень за основними кліматичними характеристиками представлені у науковій праці [1]. Багаторічні дослідження демонструють, що більшість динамічних процесів у природі мають фрактальну геометрію [2–5]. Фрактальність означає самоподібність [6–9], тобто за різних масштабів часовий ряд зберігає свою структуру. У науковій праці [5] зазначається, що будь-який спосіб оцінювання можливості прогнозування зміни в часі показників динамічного ряду потребує урахування фрактальних властивостей самого часового ряду. Різного роду фрактальні структури у відкритих динамічних системах зумовлюють фрактальну поведінку показників таких систем. У наукових працях [7, 8, 10, 11] представлено алгоритм визначення показника Херста, який характеризує ці властивості. Динаміка відкритих динамічних систем (ГСП є саме такою системою) відображається у вигляді часових рядів, які є основою для аналізу, моделювання та прогнозування подальшого їхнього розвитку (або можливого фізичного стану, який характеризується низкою спеціальних параметрів, наприклад, питомою електропровідністю ГСП). Якість прогнозування розвитку

таких систем залежить від того, наскільки правильно проведена оцінка системи щодо її детермінованості. Сучасний математичний інструментарій, зокрема, R/S -аналіз, запропонований Херстом [6, 7], є потужним інструментом, який дозволяє встановити “ступінь хаотичності” системи. Якщо часовий ряд виявляє довготермінову пам’ять, тобто відповідна система значною мірою є детермінованою, тоді ефективніше застосовувати метод нормативного розмаху Херста. Поставлене завдання вирішується із застосуванням методу R/S -аналізу. Цей метод дозволяє досліджувати ефекти довготривалої пам’яті в часових рядах урожайності і кліматичних параметрів [10,11], і, за певних його модифікацій, прогнозувати циклічність урожайності, кліматичних параметрів у довгострокових рядах спостережень [12, 13].

Методика статистичних обчислень представлена у наукових працях [6, 10], а алгоритм розрахунку показника Херста, що заснований на R/S -аналізі, передбачає таку послідовність. Спочатку визначається відхилення від середнього значення із урахуванням того, що: N – довжина періоду, який змінюється від 2 до “довжини часового ряду”; t – змінна, значення якої коливається від 1 до $N - 1$; MN – середнє значення N елементів; e – конкретний елемент часового ряду.

На кожній ітерації отримуємо $(N - 1)$ значень X_t . Далі відбувається нормування розмаху діленням на стандартне відхилення S , яке знаходиться за N значеннями. Логарифмуємо R/S та N і будемо на основі отриманих даних графік функції R/S у логарифмічному масштабі. На графіку функції $\ln(R/S)$ від $\ln(t)$ знаходимо нахил, використовуючи лінійну апроксимацію. Тангенс кута цього нахилу і є показником Херста, який пов’язаний із фрактальною розмірністю D кривої співвідношенням: $D = 2 - H$ (де D – фрактальна розмірність кривої).

Показник H за аналогією із узагальненим броунівським рухом може набувати значень від 0 до 1: $0 < H < 0,5$ або $1,5 < D < 2$ – антиперсистентний чи ергодичний часовий ряд (“рожевий шум”). У цьому випадку спостерігається контртрендовість, тобто схильність динамічної системи до постійної зміни тенденцій (зростання змінюється зниженням та навпаки). Зокрема, подібні явища можливі із питомою електропровідністю ГСП. Стійкість антиперсистентної поведінки ряду залежить від того, наскільки показник H є близьким до нуля. Що ближче його значення до нуля, то мінливішим або волатильним є ряд. Такий тип системи часто називають “поверненням до середнього”. Якщо $H = 0,5$ або $D = 1,5$, тоді числовий ряд абсолютно випадковий або стохастичний (“білий шум”), який характеризується відсутністю довготривалої статистичної залежності

(випадкова поведінка показника). Якщо $0,5 < H < 1$ або $1 < D < 1,5$, тоді часовий ряд персистентний (“чорний шум”). У цьому випадку спостерігається тренд, тобто збереження тенденцій до зростання чи зниження показника в минулому і в майбутньому. При цьому, чим більше значення показника, тим частіше за його зростанням настає зростання, а за зменшенням – зменшення.

Отже, відхилення значення показника Херста від 0,5 є своєрідним відображенням фрактальних властивостей процесів, які породжують часові ряди, а показник Херста пов’язаний із фрактальною розмірністю D кривої співвідношенням $D = 2 - H$. Крім використання показника Херста для аналізу тенденції ряду використовують кореляційне співвідношення, що дозволяє оцінити автокореляційний вплив попередніх значень динамічного ряду на його наступні значення та визначити майбутні тенденції $C = 2^{2H-1} - 1$ (де C – міра автокореляції; H – показник Херста [6]).

У науковій праці [14] використовуються методи фрактального аналізу для дослідження кліматичних параметрів та продуктивності зернових культур.

Передпрогнозний аналіз часових рядів методами фрактального аналізу та фазових траєкторій запропоновано у науковій праці [15]. Автори цієї наукової праці на основі досліджень, що представлені у працях [16–26], пропонують процедуру якісного аналізу часових рядів, для яких не підтверджується гіпотеза щодо наявності тренду. Ця процедура зводиться до використання методів нелінійної динаміки і теорії хаосу. Обґрунтуванням для проведення досліджень реальних часових рядів у науковій праці [15] є теорема Такенса.

Хаотичність досліджуваної динамічної системи, що задана часовими реалізаціями, встановлюється за допомогою показника Ляпунова. Оцінка стійкості стану здійснюється за допомогою фрактальної розмірності Хаусдорфа та індексу фрактальності. Візуальна оцінка часового ряду у таких випадках проводиться за допомогою процедури відновлення фазових траєкторій. У результаті проведення аналізу фазових точок фазового простору стає можливим виявити розщеплений атрактор, що, у свою чергу, свідчить щодо бифуркації останнього.

Результати досліджень, отриманих у наукових працях [1–26], частково використані у цьому дослідженні, де аналізуються часові ряди зміни питомої електропровідності ГСП.

Результати дослідження та обговорення

Динамічні ряди зміни атмосферних опадів за п’ять років спостережень мали випадковий характер: показник $H = 0,362-0,432$,

фрактальна розмірність $\Phi P = 1,56-1,64$, коефіцієнт автокореляції часового ряду $C = -0,089-0,174$. Річні показники мають антиперсистентний характер: $H = 0,319$; $\Phi P = 1,68$; $C = -0,224$. За зимовий період ряд набуває випадкового характеру ($H = 0,410$; $H > 0,354$), тобто наближається до середнього значення, а динамічний ряд зміни кількості атмосферних опадів за рік має зростаючий (антиперсистентний) характер. Ряди динаміки за зимовий, весняний, літній та осінній періоди, а також за період вегетації мали випадковий характер. Загалом, показник Херста для рядів динаміки за п'ять років характеризується як випадковий із вірогідністю 99,7%, тобто значення змінюються відносно середнього значення (таблиця 1).

Оцінка динаміки середньодобової температури атмосферного повітря за періодами спостережень показала наявну тенденцію до її зростання (таблиця 1). Статистичні параметри зміни суми активних температур (таблиця 1) показали, що сума від'ємних температур за короткі періоди спостережень достовірно вища порівняно із спостереженнями за більш тривалі відрізки часу. За квітень – травень підтверджено достовірність зростання суми активних температур за короткі відрізки часу (критерій Стьюдента $t_{кр} > 2$). За теплий період року сума активних температур достовірно перевищує середнє значення за п'ять років порівняно із спостереженнями за триваліший періоди, що свідчить про наростаючу аридизацію клімату.

Розрахунок показника Херста продемонстрував, що ряд динаміки за короткі відрізки часу – випадковий. Значення коефіцієнтів автокореляції знижуються зі скороченням періодів спостереження (таблиця 1). За показником Херста динамічні ряди питомої електропровідності ГСП за п'ять років більшою мірою тяжіли до рівня недостатнього зволоження, а також мали антиперсистентний характер. Фрактальна розмірність для них складала $\Phi P = 1,623-1,752$ ($H = 0,248-0,377$), а коефіцієнт автокореляції – $C = -(0,157-0,263)$.

Урожайність зернових культур у динамічних рядах визначилася шляхом розрахунку середніх значень за період 5 років (таблиця 2). У середньому за п'ять років рівень урожайності пшениці мав тенденцію до зниження відносно середнього рівня за більш тривалий період, але збереглася стійка тенденція до його зростання за безполицевого обробітку. Аналогічно знижувалися коефіцієнти варіації урожайності – за безполицевого обробітку до рівня 20,2–22,9%. За короткі відрізки часу (до п'яти років) відбулося істотне зростання урожайності зерна пшениці порівняно із контрольним варіантом без внесення добрив і середньою урожайністю за більш тривалі періоди. У сівозміні із горохом більший урожай отриманий за оранки (5,38–5,88 т/га), у

порівнянні із глибоким безпліцевим обробітком (5,22–5,36 т/га), та за поверхневого обробітку (5,24–5,41 т/га).

Таблиця 1 – Статистична оцінка параметрів клімату за періоди спостережень (2012 – 2017 рр.) та питомої електропровідності ГСП

Статистичні параметри	Період						Вірогідна характеристика ряду	
	зима	весна	літо	осінь	вегетація	рік		
Показник Херста H	Атмосферні опади, мм						випадкова	
	0,410	0,362	0,415	0,388	0,432	0,319		
Фрактальна розмірність FR	1,59	1,64	1,59	1,61	1,56	1,68		
Коефіцієнт автокореляції ряду C	-0,117	0,174	0,111	-0,156	-0,089	-0,224		
Показник Херста H	Температура повітря, °C							випадкова
	0,412	0,375	0,388	0,403	0,416	0,401		
Фрактальна розмірність FR	1,558	1,625	1,612	1,507	1,584	1,591		
Коефіцієнт автокореляції ряду C	-0,159	-0,159	-0,150	-0,126	0,112	0,190		

У варіантах із внесеними добривами під пшеницю коефіцієнти варіації менші та становлять для сівозміни із горохом і травами, відповідно, 21,5–25,4% і 20,6–21,4%. У середньому за п'ять років рівень урожайності пшениці має тенденцію до зниження відносно середнього рівня за тривалий період, але зберігається стійка тенденція до його зростання за безпліцевих обробітків.

За короткі відрізки часу (1–3 роки) відбувається істотне зростання урожайності зерна пшениці порівняно із контрольним варіантом без добрив і середньої урожайності за більш тривалий період (10 років). У сівозміни із горохом середня урожайність кукурудзи за тривалий період була найвищою за оранки і безпліцевого обробітку (6,32–6,38 т/га). Протягом п'яти років спостереження вона зросла на

0,80–1,50 т/га у сівозмінні із горохом і на 0,79–1,36 т/га – у сівозмінні із травами за глибоких обробітків.

Таблиця 2 – Продуктивність (т/га) сівозмін різного типу та коефіцієнти варіації продуктивності за періоди дослідження (5 років)

Сівозміна: до 60% – зернової; до 20% – зернобобової; до 20% – буряки цукрові						Сівозміна: до 60% – зернової; до 20% – буряки цукрові; до 20% – багаторічні трави					
Оранка на 20–22см	Коефіцієнт варіації, %	Безполицевий, на 20–22 см	Коефіцієнт варіації, %	Поверхневий, на 10–12 см	Коефіцієнт варіації, %	Оранка на 20–22см	Коефіцієнт варіації, %	Безполицевий, на 20–22 см	Коефіцієнт варіації, %	Поверхневий, на 10–12 см	Коефіцієнт варіації, %
Пшениця озима без внесення добрив (контрольний варіант)											
3,49	30	3,64	26	3,68	29	3,37	20	3,44	18	3,35	18
N ₆₀ P ₆₀ K ₆₀											
5,88	26	5,36	23	5,41	24	5,17	17	5,26	15	5,08	13
Кукурудза (середнє за сівозмінами) – N ₆₀ P ₆₀ K ₆₀											
8,22	24	7,79	19	7,81	22	8,41	25	7,92	26	7,77	21

Оцінка рядів динаміки зернових культур за нормованим показником Херста H для контрольного варіанта без добрив продемонструвала антиперсистентність динаміки в досліджуваних сівозмінах за безполицевого обробітку ($H < 0,354$), а за оранки і поверхневого обробітку ряди динаміки мали випадковий характер ($H > 0,354$). За внесення добрив ряди динаміки урожайності культур мали стійкий випадковий характер (як, до речі, й ряди динаміки питомої електропровідності ГСП) – $H = 0,354-0,649$.

За тривалий період досліджень (більше 10 років) ряди динаміки зернових культур були антиперсистентними ($H < 0,337$) у варіантах без внесення добрив, а за їх внесення – випадковими ($H = 0,337-0,663$).

За останні п'ять років ряди динаміки зернових культур мали випадковий характер – $H > 0,337$ (таблиця 3).

Таблиця 3 – Статистична оцінка за нормованим розмахом Херста урожайності зернових культур за період спостереження (5 років)

Внесено добрив	Оранка на 20–22 см			Безполицевий обробіток на 20–22см			Поверхневий обробіток на 10–12 см		
	<i>H</i>	<i>ФP</i>	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>ФP</i>	<i>C</i>	<i>H</i>	<i>ФP</i>	<i>C</i>
Без добрив <i>A</i>	до 60% – зернової; до 20% – буряки цукрові; до 20% – багаторічні трави (2007 – 2012 рр.)								
	0,305 0,392	1,70 1,61	0,31 0,16	0,345 0,410	1,66 1,59	0,24 0,33	0,346 0,412	1,65 1,59	0,24 0,35
Без добрив <i>A</i>	до 60% – зернової; до 20% – буряки цукрові; до 20% – багаторічні трави (2013 – 2017 рр.)								
	0,441 0,432	1,56 1,57	0,08 0,09	0,403 0,491	1,61 1,51	0,14 0,01	0,383 0,475	1,62 1,53	0,18 0,04
Без добрив <i>A</i>	до 60% – зернової; до 20% – зернобобової; до 20% – буряки цукрові (2007 – 2012 рр.)								
	0,368 0,342	1,63 1,66	0,21 0,24	0,374 0,420	1,63 1,58	0,19 0,12	0,451 0,441	1,55 1,56	0,07 0,08
Без добрив <i>A</i>	до 60% – зернової; до 20% – зернобобової; до 20% – буряки цукрові (2013 – 2017 рр.)								
	0,465 0,499	1,54 1,50	0,05 0,01	0,467 0,493	1,54 1,51	0,05 0,01	0,455 0,556	1,56 1,44	0,07 0,06

Умовні позначення в таблиці: *H* – показник Херста; *ФP* – фрактальна розмірність; *C* – міра автокореляції; *A* – $N_{62}P_{62}K_{81}$. Достовірне зростання урожайності зерна кукурудзи отримано за останні 5 років за оранки – 8,22–8,41 т/га; за безполицевого обробітку урожайність стабілізувалася на рівні 7,79–7,81 т/га. Коефіцієнти варіації (%) урожайності кукурудзи за великі проміжки часу (більше 10 років спостережень) були на рівні: за оранки – 30,5–31,0%; за безполицевого обробітку – 29,6–29,9%; за поверхневого обробітку – вище 30%. За п'ять років спостереження коефіцієнт варіації зменшувався, але залишився у межах допустимих значень (30%).

Висновки

У результаті проведених досліджень виявлено річний цикл зміни питомої електропровідності ґрунтів сільськогосподарського призначення. Встановлено, що циклічність зміни урожайності зернових культур складає 4–5 років. Також встановлено, що зміни, зокрема, кліматичних умов та впровадження системи диференційованого підходу до елементарних ділянок поля і проведення системи адаптаційних заходів стосовно технологій вирощування сільськогосподарських культур, сприяють підвищенню питомої електропровідності ґрунтів сільськогосподарського призначення України. Крім того, підвищенням температури в умовах України спричиняє підвищення урожайності сучасних гібридів сільськогосподарських культур протягом усього періоду проведення досліджень.

Список посилань

1. Скритник, О.Я., Скритник, О.А., Ошурко, Д.О. (2013). Фрактальний аналіз часових рядів даних спостережень за температурою повітря в Україні. Гідрологія, гідрохімія і гідроекологія, 2(29), 89–95.
2. Mandelbrot, B.B. (1971). When can price be arbitrated efficiently? A limit to the validity of the random walk and martingale. *Models Review of Economics and Statistics*, 53(3), 225–236.
3. Mandelbrot, B. (1972). Statistical methodology for nonperiodic cycles: from the covariance to R/S analysis. *Annals of Economic and Social Measurement*, 1, 259–290.
4. Mandelbrot, B.B., Hudson, R. (2004). *The (mis)behavior of markets: a fractal view of risk, ruin and reward*. Basic Books, New York, 328.
5. Peters, E.E. (1994). *Fractal market analysis: applying chaos theory to investment and economics*. John Wiley & Sons, Inc, 336.
6. Parzen, E. (2004). Long memory of statistical time series modeling. *Texas A&M University, NBER/NSF Time Series Conference*, 10.
7. Hurst, H.E. (1951). Long-term storage capacity of reservoirs. *Transactions of the American Society of Civil Engineers*, 116, 770–799.
8. Hurst, H.E. (1951). Long-term storage of reservoirs. *Transactions of the American Society of Civil Engineers*, 116, 776–808.
9. Моисеев, К.Г. (2007). Применение методов подобия к физическому эксперименту. Физические, химические и климатические факторы продуктивности полей. ПИЯФ РАН, Санкт-Петербург, 72–77.
10. Найман, Э. (2009). Расчет показателя Херста с целью выявления трендовости (персистентности) финансовых рынков и макроэкономических индикаторов, 10, 25–29.
11. Лыков, И.А., Охотников, С.А. (2013). Влияние изменения функции Херста на возможности экономического прогнозирования. *Фундаментальные исследования*, 10, 1539–1544.

12. Грицюк, П.М. (2006). Дослідження циклічності природних процесів методом полігармонічного аналізу. Штучний інтелект, 2, 294–297.
13. Грицюк, П.М. (2007). Застосування R/S-аналізу для перевірки гіпотези про циклічність урожайності зернових культур. В: PDMU-2007, Крим (Новий світ), 52–54.
14. Демиденко, О.В. (2017). Фрактальний аналіз кліматичних параметрів та продуктивності зернових культур. Вісник аграрної науки, 7, 10–16.
15. Antonova, I.V., Chikina, N.A. (2018). Prepropriate analysis of time series by methods of fractal analysis and phase trajectories. Вісник Національного технічного університету “ХПІ”. Серія: Математичне моделювання в техніці та технологіях, 3(1279), 3–8.
16. Takens, F., Rand, D.A., Young, L.-S. (1981). Detecting strange attractors in turbulence. Dynamical Systems and Turbulence, Lecture Notes in Mathematics, 898, 366–381.
17. Мун, Ф. (1990). Хаотические колебания: вводный курс для научных работников и инженеров. Мир, Москва, 312.
18. Hausdorff, F. (1919). Dimension und ausseres mass. Mathematische Annalen, 79, 157–179.
19. Федер, Е. (1991). Фракталы. Мир, Москва, 262.
20. Кроновер, Р. (2000). Фракталы и хаос в динамических системах. Постмаркет, Москва, 352.
21. Безручко, Б.П., Смирнов, Д.А. (2005). Математическое моделирование и хаотические временные ряды. ГосУНЦ “Колледж”, Саратов, 320.
22. Дубовиков, М.М., Крянев, А.В., Старченко, Н.В. (2004). Размерность минимального покрытия и локальный анализ фрактальных временных рядов. Вестник РУДН, 3(1), 81–95.
23. Малинецкий, Г.Г., Потапов, А.Б., Подлазов, А.В. (2006). Нелинейная динамика: подходы, результаты, надежды. Комкнига, Москва, 216.
24. Figliova, A., Serrano, E., Paccosi, G. (2010). About the effectiveness of different methods for the estimation of the multifractal spectrum of natural series. International Journal of Bifurcation and Chaos, 20(2), 331–339.
25. Delgniers, D., Torre, K. (2009). Fractal dynamics of human gait: a reassessment of the 1996 data of Hausdorff et al. Journal of Applied Plussiology, 106, 1279.
26. Старченко, Н.В. (2005). Локальный анализ хаотических временных рядов с помощью индекса фрактальности [Автореф. дисс. канд. физ.-мат. наук], Москва, 22.

SYNTHESIS OF SCREW CONVEYORS-MIXERS**I. Hevko, O. Lyashuk, A. Pik, N. Marchuk, O. Marunich**

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine

**Key words:**structural-circuit
synthesis,
screw conveyor-mixer,
auger,
technological operation,
morphological analysis**Article history:**

Received 05.09.2020

Accepted 16.10.2020

Corresponding author:

gevkoivan1@ukr.net

ABSTRACT

Screw conveyors are quite common equipment in different industries and in addition to the main function of raw material moving; they can be used for mixing, calibration, extrusion, grinding, and other technological operations. Generation of constructions of screw conveyors-mixers is carried out using structural-circuit synthesis by the method of hierarchical groups by means of morphological analysis. As a result of the analysis of the influence of various factors on the processes of transportation and mixing of goods by screw conveyors, the constituent elements of the structures of these conveyors and their relationships were determined, which determine their individual design features. On the basis of this analysis the morphological table of constructive signs and elements of screw conveyors-mixers is made. According to the results of the synthesis and analysis, taking into account the complex needs for quality, total cost and productivity, the total number of generated alternatives to screw conveyors-mixers is insignificant, which allowed the expert method to find the most effective new design schemes. The obtained designs of screw conveyors-mixers basically use the principle of conicity of the chute and screw working bodies, which allows us to significantly improve the quality of the mixing process while ensuring the operation of transportation of goods. Based on the synthesis and generated promising designs of screw conveyors-mixers of conical type, we designed and manufactured an experimental installation, which will be used to study the characteristics of screw conveyors-mixers of conical type with different designs of screw working bodies. Mixing is a technological operation that is most often carried out together with the transportation of raw materials by screw conveyor.

УДК 621.86

СИНТЕЗ ГВИНТОВИХ ТРАНСПОРТЕРІВ-ЗМІШУВАЧІВ**І.Б. Гевко, О.Л. Ляшук, А.І. Пік, Н.М. Марчук, О.П. Маруніч**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**Ключові слова:**структурно-схемний
синтез,
гвинтовий
транспортер-змішувач,
шнек,
технологічна операція,
морфологічний аналіз**Історія публікації:**

Отримано 05.09.2020

Затверджено 16.10.2020

Автор для**листування:**

gevkoivan1@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Проведено генерування конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів при використанні структурно-схемного синтезу методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. У результаті виконаного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування та змішування вантажів гвинтовими конвеєрами були визначені складові елементи конструкції цих транспортерів, які визначають їх конструктивні ознаки. На основі цього аналізу складено морфологічну таблицю конструктивних ознак та елементів гвинтових транспортерів-змішувачів. За результатами структурно-схемного синтезу гвинтових транспортерів-змішувачів обрані базові морфологічні ознаки: привод, шнек, що містить жолоб і гвинт, а також бункер, механізми розвантаження та опорно-руховий. За результатами проведеного синтезу й аналізу із урахуванням комплексу вимог щодо якості, собівартості та продуктивності, загальна кількість генерованих альтернатив гвинтових транспортерів-змішувачів є незначною, що дозволило експертним методом віднайти найбільш ефективні їх конструктивні схеми. Отримані конструкції гвинтових транспортерів-змішувачів в своїй основі використовують принцип конусності жолоба і гвинтових робочих органів, що дозволяє значно підвищити якість процесу змішування та забезпечити транспортування вантажів. На основі проведеного синтезу і генерованих конструкцій транспортерів-змішувачів кіничного типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.380>

Стан питання та постановка проблеми

Отримання ефективних технічних засобів можливе при проведенні структурно-схемного синтезу з одержанням значної кількості генерованих альтернатив і подальшим вибором найбільш раціональних конструкцій та їх проєктуванням. Гвинтові транспортери є досить поширеними механічними засобами у різних галузях економіки і, окрім головної функції переміщення вантажів, з їх допомогою можна проводити змішування, калібрування, витискання, подрібнення та низку інших технологічних операцій. Ураховуючи комплексні потреби в якості, собівартості та продуктивності при здійсненні ними операцій, існує необхідність генерування і проєктування нових ефективних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів, які б відповідали заданим параметрам.

Розробленням і дослідженням гвинтових транспортерів займалися Х. Герман [1], А.М. Григор'єв [2], Б.М. Гевко [3], Р.М. Рогатинський [4, 5] та інші науковці. Вони значно просунулись у царині теорії та практики роботи не лише гвинтових транспортерів, але й гвинтових багатофункціональних механізмів. Із вітчизняних вчених розробленню методик та методів пошуку нових технічних рішень при створенні машинобудівних конструкцій присвячені праці А.І. Половінкіна [6], Ю.М. Кузнецова [7], В.М. Одріна, С.С. Картавова [8]. Проте, ураховуючи актуальність розробки й дослідження конструкцій гвинтових багатофункціональних транспортерів, до яких відносяться гвинтові транспортери-змішувачі, доцільно провадити подальший науковий пошук їх працездатних конструкцій із високими якісними параметрами.

Мета дослідження – створення ефективних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів при застосуванні структурно-схемного синтезу методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу.

Матеріали і методи

Генерування конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів здійснювалося із використанням структурно-схемного синтезу методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу. Найбільш ефективні конструктивні схеми гвинтових транспортерів-змішувачів визначалися експертним методом.

Результати дослідження та обговорення

Змішування є технологічною операцією, що найбільш часто здійснюється разом із транспортуванням сировини за допомогою гвинтових транспортерів. Процес змішування різних типів вантажів є

досить поширеним у сільськогосподарському виробництві, будівельній, автодорожній та інших галузях, і досить ефективно забезпечується гвинтовими елементами. Також процес змішування часто відбувається у поєднанні із транспортуванням, яке здійснюються гвинтовими конвеєрами із розширеними технологічними можливостями [9].

З метою створення прогресивних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів проведено генерування їх альтернативних конструкцій при реалізації структурно-схемного синтезу методом ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу [10].

У результаті виконаного аналізу впливу різних факторів на процеси транспортування та змішування вантажів гвинтовими конвеєрами було визначено складові елементи конструкцій цих транспортерів та їх взаємозв'язків, які визначають їх окремі конструктивні ознаки.

На основі цього аналізу складено морфологічну таблицю конструктивних ознак та елементів гвинтових транспортерів-змішувачів (таблиця), із якої виокремлено модель механічної системи “гвинтовий транспортер-змішувач” (рис. 1), в якій технологічна операція змішування виконується під час транспортування вантажів. За результатами проведення структурно-схемного синтезу гвинтових транспортерів-змішувачів обрано базові морфологічні ознаки: привод транспортера, шнек, що містить жолоб і гвинт, а також бункер, механізми розвантаження та опорно-руховий.

При проведенні структурно-схемного синтезу гвинтових транспортерів-змішувачів використано метод синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу, який передбачає розбивку окремих груп на підгрупи, де кількість варіантів визначається за формулою [10]:

$$N = \sum_{z=1}^l \sum_{x=1}^q \sum_{i=1}^m K_i, \quad (1)$$

де z – ієрархічний рівень; l – кількість ієрархічних рівнів; x – певна підгрупа відповідного ієрархічного рівня; q – кількість підгруп відповідного ієрархічного рівня; K_i – альтернатива конструктивної ознаки елемента певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня; m – кількість альтернатив конструктивної ознаки елементів певної підгрупи відповідного ієрархічного рівня.

Модель механічної системи “гвинтовий транспортер-змішувач” (ГТЗ) представлено на рис. 1. До першого ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивні ознаки шнека 3 – 6 (таблиця), зокрема жолоба та гвинтового робочого органа.

Таблиця – Загальна морфологічна таблиця конструктивних ознак та елементів гвинтових транспортерів-змішувачів

Привод	1. Тип		1.1. Електропривод 1.2. Привод від ДВЗ	
	2. Вид руху		2.1. Із постійною швидкістю 2.2. Зі змінною швидкістю 2.3. Пульсуючого типу	
Шнек	Жолоб	3. Конструкція жолоба	3.1. Циліндричний 3.2. Конусний 3.3. Із циліндричною та конусною частинами	
	Гвинтовий робочий орган	4. Профіль спіралі	4.1. Спіральна 4.2. Стрічкова з однаковим зазором між валом і шнеком 4.3. Стрічкова із різним зазором між валом і шнеком 4.4. Лопатева 4.5. Гофрована 4.6. Із розрізами, отворами чи вирізами 4.7. Із еластичною поверхнею 4.8. Конусна 4.9. Пружинна	
			5. Конструкція гвинта	5.1. Суцільна 5.2. Секційна із різними профілями спіралі
			6. Крок гвинта	6.1. Незмінний 6.2. Змінний
	7. Можливість зміни довжини траси		7.1. Без зміни 7.2. Зі зміною	
Бункер	8. Профіль		8.1. Суцільний 8.2. Секційний	
	9. Кількість		9.1. Один 9.2. Декілька	
	10. Розташування по відношенню до шнека		10.1. Над шнеком 10.2. Бічне	
	11. Механізм просипання		11.1. Регульоване 11.2. Не регульоване	
12. Механізм розвантаження			12.1. Через отвір 12.2. Через патрубок	
13. Опорно-руховий механізм			13.1. Без можливості зміни кута нахилу шнека 13.2. Із можливістю зміни кута нахилу шнека	

До першої підгрупи другого ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 2, до другої підгрупи другого ієрархічного рівня – конструктивну ознаку 7, до третьої підгрупи другого ієрархічного рівня – конструктивні ознаки 8 – 11. До першої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 1, до другої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 12 і до третьої підгрупи третього ієрархічного рівня необхідно віднести конструктивну ознаку 13.

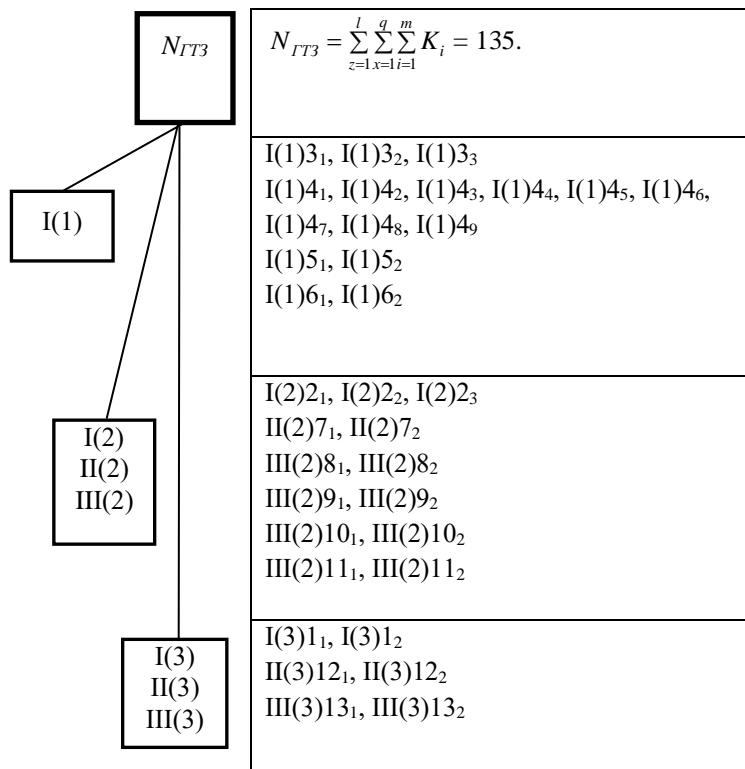


Рис. 1 – Модель механічної системи
“гвинтовий транспортер-змішувач” (ГТЗ):

I – III – підгрупи ієрархічного рівня; (1) – (3) – ієрархічні рівні

Загальна кількість генерованих варіантів гвинтових транспортерів-змішувачів при використанні методу синтезу ієрархічних груп за допомогою морфологічного аналізу становитиме:

$$N_{ГТЗ} = \begin{array}{|c|} \hline 4.1 \\ \hline 4.2 \\ \hline 4.3 \\ \hline 3.1 \\ \hline 3.2 \\ \hline 3.3 \\ \hline 4.4 \\ \hline 4.5 \\ \hline 4.6 \\ \hline 4.7 \\ \hline 4.8 \\ \hline 4.9 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 5.1 \\ \hline 5.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 6.1 \\ \hline 6.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 2.1 \\ \hline 2.2 \\ \hline 2.3 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 7.1 \\ \hline 7.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 8.1 \\ \hline 8.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 9.1 \\ \hline 9.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 10.1 \\ \hline 10.2 \\ \hline \end{array} \cap \begin{array}{|c|} \hline 11.1 \\ \hline 11.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 1.1 \\ \hline 1.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 12.1 \\ \hline 12.2 \\ \hline \end{array} + \begin{array}{|c|} \hline 13.1 \\ \hline 13.2 \\ \hline \end{array} = 135.$$

Найважливішим елементом конструкції гвинтових транспортерів-змішувачів є шнек, до складу якого входить жолоб і гвинтовий робочий орган (конструктивні ознаки 3 – 6 (таблиця)). Саме конструктивні ознаки шнека входять до першого ієрархічного рівня і від них значно залежить ефективність генерованої конструкції. Якщо із вибором конструкції жолоба не виникає сумнівів (конструктивна ознака 3), то конструкція гвинтового робочого органа має вирішальний вплив на ефективність параметрів генерованих варіантів гвинтових транспортерів-змішувачів. Тому проведемо більш детальний аналіз конструкцій гвинтових робочих органів, загальні конструктивні схеми профілю спіралей яких (конструктивна ознака 4) відображені на рис. 2.

При конструюванні гвинтових транспортерів-змішувачів доцільно урахувати низку факторів, до яких необхідно віднести якість виконання процесу змішування вантажів, його продуктивність і вартість виготовлення та експлуатації конструкції. Відповідно, кінцевий вибір конструктивних рішень гвинтових транспортерів-змішувачів може проводитися шляхом пошуку конструкції із певної кількості альтернатив за рахунок максимізації очікуваних позитив за формулою [5]:

$$A_n = \frac{k_{соб} k_{ваз1} + k_{пр} k_{ваз2} + k_{як} k_{ваз3}}{k_{ваз1} + k_{ваз2} + k_{ваз3}}, \quad (2)$$

де $k_{соб}$, $k_{пр}$, $k_{як}$ – відповідно, коефіцієнти сумарної собівартості (витрат на виготовлення та експлуатацію), продуктивності та якості виконання процесу змішування вантажів; $k_{ваз1}$, $k_{ваз2}$, $k_{ваз3}$ – відповідно, вагові коефіцієнти показників сумарної собівартості, продуктивності та якості змішування, $k_{ваз} = 1-10$.

За результатами проведеного синтезу й аналізу із урахуванням комплексу потреб в якості, сумарної собівартості та продуктивності, загальна кількість генерованих альтернатив гвинтових транспортерів-

змішувачів є незначною, що дозволило експертним методом віднайти найбільш ефективні нові їх конструктивні схеми, які представлені на рис. 3.

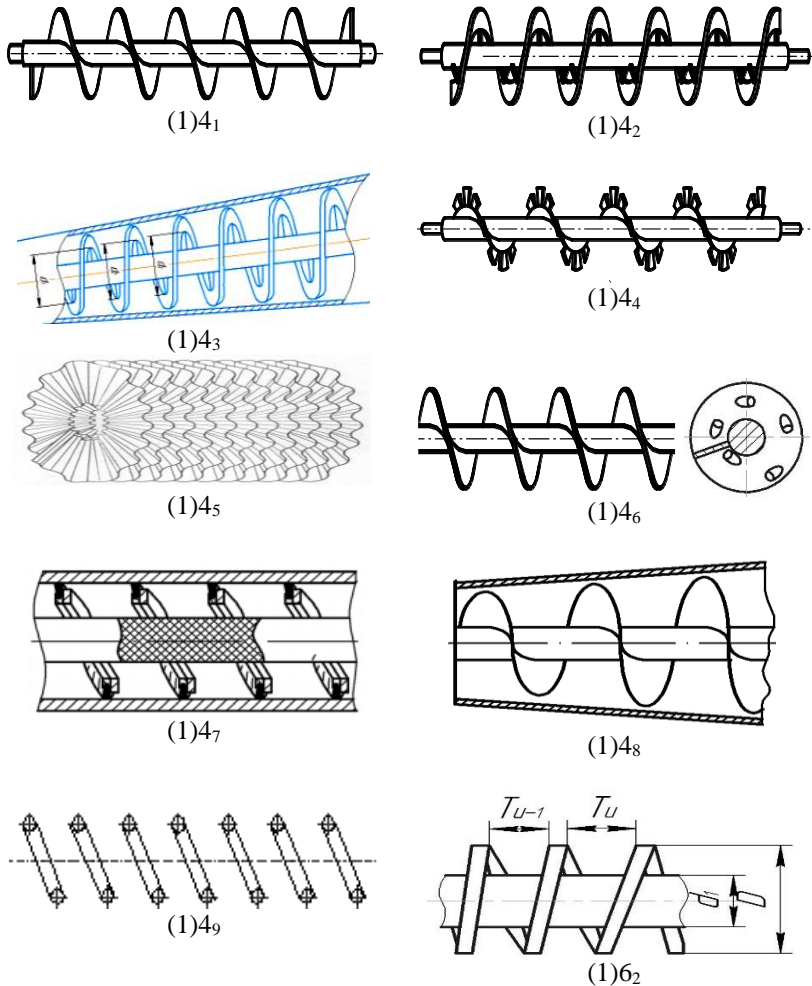


Рис. 2 – Конструктивні схеми гвинтових робочих органів:
 (1)4₁ – спіральний; (1)4₂ – стрічковий з однаковим зазором між валом і шнеком; (1)4₃ – стрічковий із різним зазором між валом і шнеком; (1)4₄ – лопатевий; (1)4₅ – гофрований; (1)4₆ – з розрізами, отворами чи вирізами; (1)4₇ – еластичний; (1)4₈ – конічний; (1)4₈ – пружинний; (1)6₂ – циліндричний зі змінним кроком

На відміну від існуючих конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів, представлені на рис. 3 конструктивні схеми в своїй основі використовують принцип конусності жолоба і гвинтових робочих органів, що дозволяє значно підвищити якість процесу змішування при забезпеченні операції транспортування вантажів. У випадку використання представлених конструкцій неоднорідність змішування наблизатиметься до неоднорідності змішування у гвинтових змішувачах циклічної дії, в яких операція перевантаження вантажів відсутня [9], а відтак різко зростатиме ефективність комплексного процесу “транспортування-змішування” при використанні гвинтових транспортерів-змішувачів.

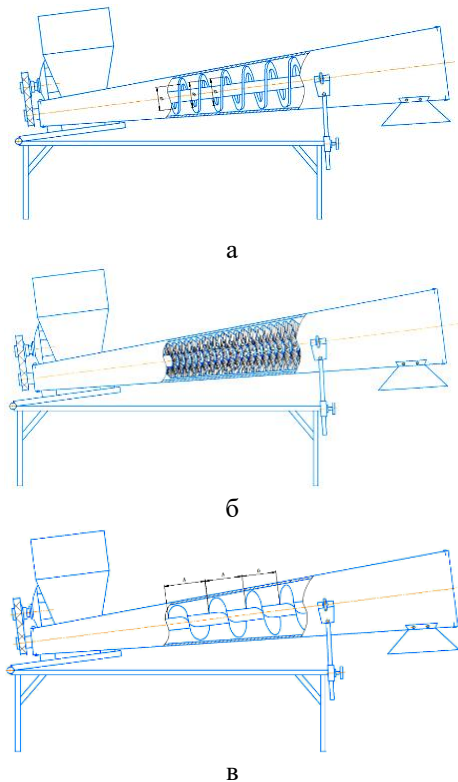


Рис. 3 – Конструктивні схеми синтезованих гвинтових транспортерів-змішувачів кінцевого типу із різними гвинтовими робочими органами:

а – із стрічковим з різним зазором між валом і шнеком;

б – із гофрованим; в – із спіральним з різним кроком

На основі проведеного синтезу і генерованих перспективних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку, за допомогою якої будуть проведені дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу із різними типами гвинтових робочих органів (рис. 4).

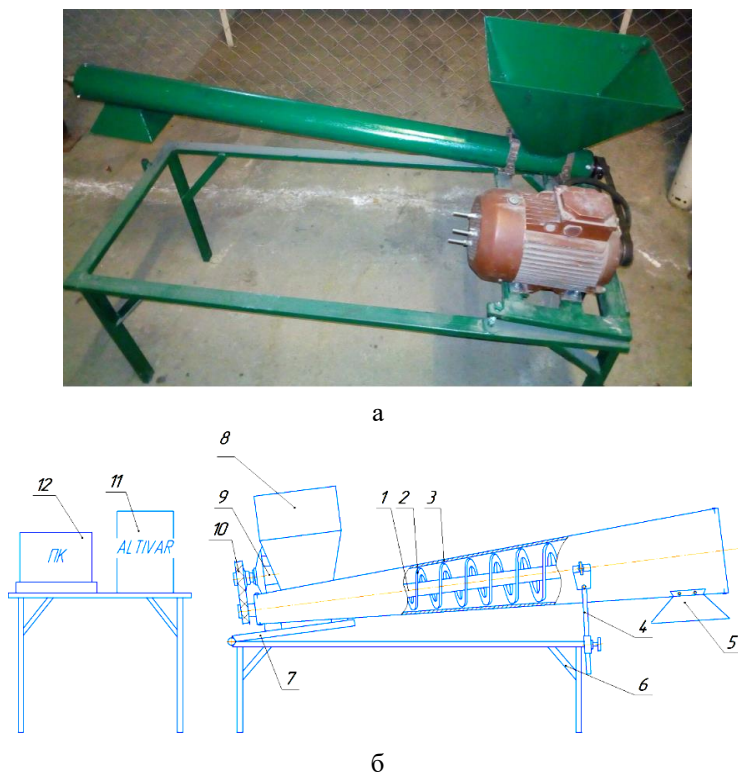


Рис. 4 – Експериментальна установка для дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу:

а – установка; б – конструктивна схема;

- 1 – вал шнека; 2 – стрічкова спіраль із наростаючим зазором між валом і шнеком; 3 – конічний кожух; 4 – механізм регулювання висоти первантаження; 5 – вивантажувальний патрубок; 6 – рама;
7 – рухомий стіл; 8 – бункер; 9 – електропривод; 10 – пасова передача;
11 – перетворювач частоти обертання приводу;
12 – персональний комп'ютер

Висновки

Проведено структурний синтез гвинтових транспортерів-змішувачів за конструктивними ознаками методом ієрархічного групування за допомогою морфологічного аналізу й отримані їх ефективні конструктивні схеми, які дозволяють значно підвищити ефективність комплексного процесу “транспортування-змішування” при використанні гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу.

На основі проведеного синтезу і генерованих перспективних конструкцій гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу спроектовано і виготовлено експериментальну установку. Із використанням установки будуть проведені дослідження характеристик гвинтових транспортерів-змішувачів конічного типу із різними типами гвинтових робочих органів.

Список посилань

1. Герман, Х. (1975). Шнековые механизмы в технологии ФРГ. Химия, Ленинград, 230.
2. Григорьев, А.М., Преображенский, П.А., Григор'ев, А.М. (1967). Гибкие шнеки. Знание, Киев, 98.
3. Гевко, Б.М., Данильченко, М.Г., Рогатинський, Р.М. та ін. (1993). Механізми з гвинтовими пристроями. Світ, Львів, 208.
4. Рогатинський, Р., Гевко, І., Рогатинська, Л. (2013). Оптимізація параметрів гвинтових транспортно-технологічних систем. Вісник ТНТУ, 1(69), 116–125.
5. Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б., Дячун, А.Є. (2014). Науково-прикладні основи створення гвинтових транспортно-технологічних механізмів: монографія. ТНТУ імені Івана Пулюя, Тернопіль, 280.
6. Половинкин, А.И. (1988). Основы инженерного творчества. Машиностроение, Москва, 368.
7. Кузнецов, Ю.М., Скляров, Р.А. (2004). Прогнозування розвитку технічних систем. ТОВ “ЗМОК” – ПП “ГНОЗІС”, Київ, 323.
8. Одрин, В.М., Картавов, С.С. (1977). Морфологический анализ систем: построение морфологических матриц. Наукова думка, Київ, 183.
9. Гудь, В.З. (2020). Синтез змішувачів з гвинтовими робочими органами. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка. Інженерія природокористування, 1(15), 66–72.
10. Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б., Ляшук, О.Л., Гудь, В.З., Дячун, А.Є., Мельничук, А.Л., Слободян, Л.М. (2019). Перспективні гвинтові конвеєри: конструкції, розрахунок, дослідження. ФОП Паляниця В.А., Тернопіль, 212.

RESULTS OF EXPERIMENTAL STUDIES OF THE ROPE MECHANISM FOR LOADING SMALL STORAGE ROOMS OF VEGETABLES AND FRUITS IN CONTAINERS

R. Hevko, Y. Nykerui, T. Dovbush

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine



Key words:

rope mechanism, vegetables and fruits in containers, constructive parameters, kinematic and power parameters, storage facilities

Article history:

Received 01.10.2020

Accepted 15.11.2020

Corresponding author:

r_hevko@ukr.net

ABSTRACT

Loading process of fruit and vegetable packaging into the warehouse requires compliance with the raw material requirements. It is especially important to comply with the requirements for the fruit and vegetable damage degree, as damage must be minimal or absent. Such damage can occur due to abrupt changes in transportation speed and other factors. The analysis of literature sources and design-technological schemes of installations for loading small storage rooms with vegetables and fruits in containers and their shortcomings were identified with the definition of promising research directions. An experimental installation of a two-rope mechanism has been developed, a methodology for conducting their research and devices used in the process of experiments are presented. The process of operation of the electronic dynamometer during experimental researches is described in detail. On the basis of the proposed technical solutions and the manufactured rope mechanism for loading small storage rooms with vegetables and fruits in containers, studies were carried out on an experimental installation to determine the relationship between its structural, kinematic and power parameters. Specific numerical values of the ratios of the load forces of the levers, the different positions of the fastening of the springs and the magnitude of their deformation are presented. Recommendations are given on the choice of rational parameters of the rope mechanism for high-quality performance of the technological process, depending on the angle of inclination of the pair of ropes to the horizon, the mass and speed of movement of goods from the zone of their loading to the unloading zone and other adjustable parameters.

УДК 621.33

**РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ
КАНАТНОГО МЕХАНІЗМУ ДЛЯ ЗАВАНТАЖЕННЯ МАЛИХ
СКЛАДСЬКИХ ПРИМІЩЕНЬ ОВОЧАМИ І ФРУКТАМИ У ТАРІ****Р.Б. Гевко, Ю.С. Никеруй, Т.А. Довбуш**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна**Ключові слова:**канатний механізм,
овочі та фрукти у тарі,
конструктивні
параметри,
кінематичні та силові
параметри,
складські приміщення**Історія публікації:**

Отримано 01.10.2020

Затверджено 15.11.2020

**Автор для
листування:**

r_hevko@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Процеси завантаження фруктами та овочами складських приміщень у тарі потребують забезпечення вимог, які до них висуваються. Проведений аналіз літературних джерел та конструктивно-технологічних схем установок для завантаження малих складських приміщень овочами та фруктами у тарі та виявлені їх недоліки з визначенням перспективних напрямів досліджень. Розроблена експериментальна установка двоканатного механізму, наведена методика проведення його досліджень і прилади, які застосовувались під час експериментів. Описано роботу електронного динамометра під час проведення експериментальних досліджень. На основі запропонованих технічних рішень та виготовленого канатного механізму для завантаження складських приміщень овочами та фруктами у тарі на експериментальній установці проведені дослідження з визначення взаємозв'язку між його конструктивними, кінематичними та силовими параметрами. Представлені конкретні числові значення співвідношень зусиль навантаження важелів, різного положення кріплення пружин та величини їх деформації. Запропоновані рекомендації стосовно вибору раціональних параметрів канатного механізму для якісного виконання технологічного процесу залежно від кута нахилу пари канатів до горизонту, маси та швидкості переміщення вантажів від зони їх завантаження до зони вивантаження та інших регульованих параметрів.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.379>

Стан питання та постановка проблеми

Процеси завантаження штучними вантажами складських приміщень у тарі потребують забезпечення вимог, які до них висуваються, особливо, коли це стосується яблук, картоплі або інших фруктів чи овочів, які зберігаються в складських приміщеннях до часу їх реалізації. Зібрані плоди завантажуються у тару, яка транспортується до зони їх зберігання у складських приміщеннях. Особливо це стосується ступеня пошкодження плодів в процесі їх переміщення до зони вивантаження, які повинні бути мінімальними або взагалі відсутніми. Пошкодження плодів можуть виникати внаслідок різкої зміни швидкості транспортування та значних прискорень тари в процесі можливих коливань транспортно-технологічної системи. Цих негативних факторів необхідно уникати або мінімізувати їх дію.

Аналіз відомих досліджень технологічних процесів завантаження штучними вантажами складських приміщень показав, що вони в основному здійснюються роликowymi, гвинтовими [1, 3] та стрічковими транспортно-технологічними механізмами [3, 4]. Вдосконалення існуючих та розробка нових транспортно-технологічних механізмів для завантаження штучних вантажів дозволить формувати відповідні технологічні лінії для виконання вище зазначених процесів. Однак, такі типи транспортерів є конструктивно досить складними та матеріаломісткими, а їх застосування є економічно доцільним при переміщенні вантажів на значні відстані. Подібні канатні транспортери для переміщення різних вантажів, що розташовані у штучній тарі, які можуть бути прототипами при розробці нових транспортно-технологічних механізмів у напрямі цих досліджень, викладено в наукових працях [5–7].

Теоретичні розрахунки несучих і тягових систем, які виконані на базі канатних механізмів, а також покровкові методи визначення раціональних параметрів основних елементів канатних лісотранспортних установок представлено в науковій праці [8].

Розроблена експериментальна установка для проведення досліджень та визначення силових і геометричних параметрів канатних транспортно-технологічних механізмів, а також обґрунтовані раціональні параметри переносної лебідки із підвищеною навантажувальною здатністю представлені в науковій праці [9].

Для зменшення динамічних навантажень на приводні та несучі елементи транспортно-технологічних механізмів проведено комплекс теоретичних і експериментальних досліджень [4, 5, 7] із визначення

раціональних параметрів розроблених захисних механізмів, результати яких представлені в науковій праці [10].

Мета дослідження – розробка та виготовлення експериментальної установки канатного транспортно-технологічного механізму для завантаження яблуками у тарі малих складських приміщень. На основі запропонованої методики проведення експериментальних досліджень, яка представлена в науковій праці [7], а також проведених нових теоретичних досліджень, необхідно встановити функціональні залежності між конструктивними елементами та величинами повертання підтискних важелів на основі пари паралельно розташованих канатів із регулюванням їх натягу залежно від навантаження. Також необхідно провести дослідження в реальних умовах експлуатації з визначення впливу різних факторів на коливання рамної конструкції за різних значень її навантаження вантажами в тарі та, відповідно, повертання підтискних важелів.

Матеріали і методи

Для завантаження малих складських приміщень штучними вантажами, а саме яблуками у ящиках, розроблений канатний механізм, принципова схема та спосіб виконання технологічного процесу якого описані в науковій праці [7]. Безпосередньо трикутноподібна рамна конструкція канатного механізму, на основу якої завантажуються овочі або фрукти у тарі, зображена на рис. 1.

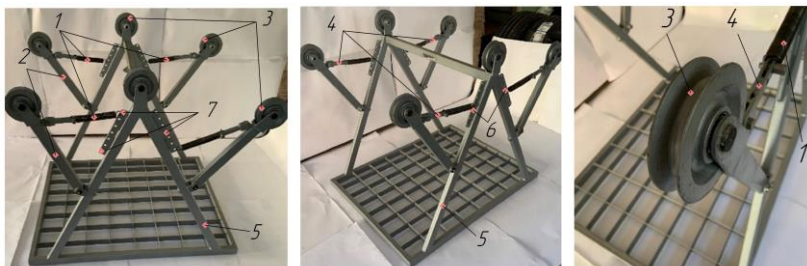
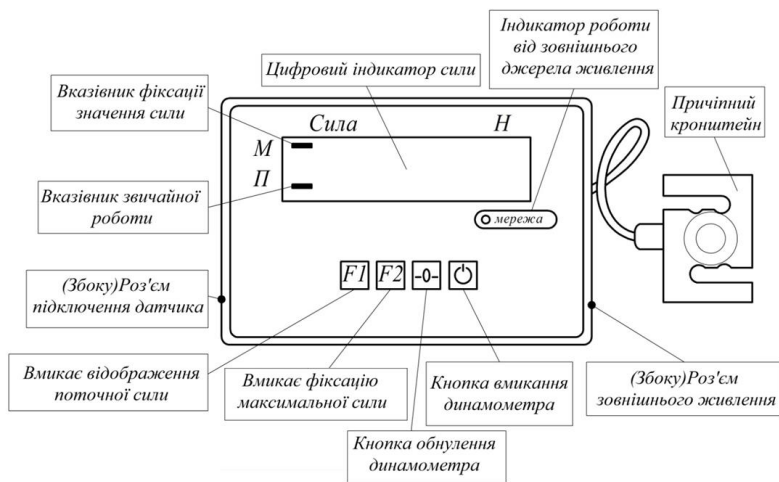


Рис. 1 – Рамна конструкція для розташування штучних вантажів:
1 – пружини; 2 – важелі; 3 – ролики; 4 – тяги; 5 – боковини рамної конструкції; 6 – плоскі пластини; 7 – отвори

Для забезпечення регулювання сили натягу пружин, які підтискають важелі та ролики, що із внутрішньої сторони контактують з канатами, тяги виконані з можливістю зміни початкової довжини, яка забезпечується переставлянням та фіксацією її окремих складових. Із

протилежного боку на похилих боковинах рамної конструкції закріплені плоскі пластини з отворами, які рівновіддалені між собою. Шляхом регулювання довжини тяг і переставлянням пружин в отворах пластин можна забезпечити регулювання зусилля натягу пружин і тим самим силу підтискання роликів внутрішньої поверхні канатів.

Для вимірювання зусиль при навантаженні важелів із підтискними роликів застосовували динамометр електронний марки ДЕ 0,5-0,5, схема будови та загальний вигляд якого представлено на рис. 2. Датчик електронного динамометра кріпився між нерухомими та рухомими частинами рамної конструкції або направляючих канатів.



а



б



в

Рис. 2 – Схема будови електронного динамометра та загальний вигляд його екрану при відображенні значення сили:

- а – загальна будова; б – відображення поточного значення сили (у початковому положенні П) без навантаження;
- в – вимірювання максимальної сили (М) із навантаженням

При вмиканні живлення електронний динамометр відображає поточне значення сили навантаження у базовому режимі. Щодо стану роботи приладу, у відповідному режимі, свідчить індикатор на екрані динамометра (рис. 2, а). У випадку переходу в режим фіксації отриманих даних необхідно натиснути кнопку “ F_1 ”. Якщо після вмикання динамометра навантаження на датчик відсутнє, то необхідно обнулити покази на табло шляхом натискання кнопки “- 0 -”. Далі шляхом навантаження датчика відповідні силові показники фіксуються на табло динамометра. Електронний динамометр відображає значення силових показників у Ньютонках. У разі зняття навантаження із датчика покази повертаються в нульове положення. В процесі навантаження або розвантаження системи відбувається гасіння десяткової крапки. У випадку, коли крапка засвітилась, це вказує на те, що навантаження на динамометрі стабілізувалось.

Під час визначення максимального значення зусилля навантаження необхідно натикнути кнопку “ F_2 ”. У цьому випадку засвітиться відповідний індикатор на екрані динамометра.

Електронний динамометр забезпечує максимальну точність вимірювання, коли в ненавантаженому стані на екрані динамометра фіксуються нульові показники.

У випадку відсутності нульових показників необхідно натиснути кнопку “- 0 -”. У режимі фіксації максимального значення зусилля електронний динамометр запам’ятовує останнє максимальне значення сили і при розвантаженні на екрані залишається це значення доти, доки не буде перезавантаження динамометра. Скидання значення сили здійснюється повторним натисканням кнопки “ F_2 ”. Навантаження при роботі динамометра необхідно здійснювати плавно, без ударів.

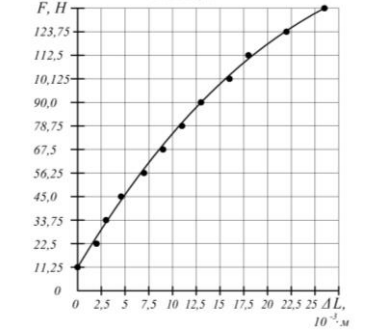

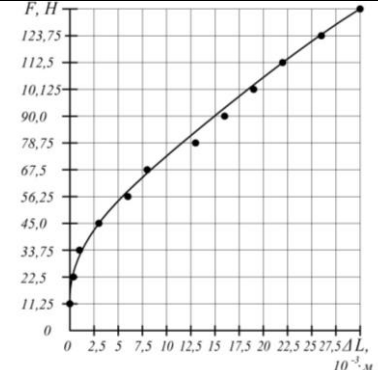

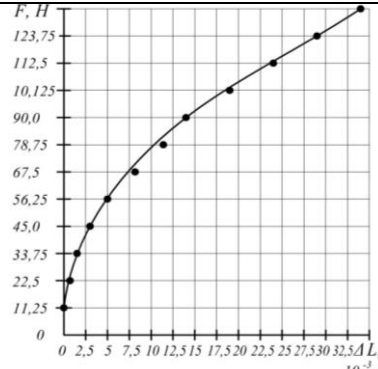

Основні технічні характеристики динамометра електронного марки ДЕ 0,5 -0,5: границя вимірювання сили: максимальна – 500 Н; мінімальна – 2,5 Н; клас точності – 0,5; ціна поділки (дискретність) – 0,5 Н; межа допустимої основної похибки – 2,5 Н; габаритні розміри: довжина – 0,38 м, ширина – 0,2 м, висота – 0,1 м.

Живлення динамометра здійснюється від мережі змінного струму із напругою від 187 до 242 В та частотою від 49 до 51 Гц через зовнішній блок живлення із вихідною напругою 9 В та струмом не менше 1 А. Споживча потужність динамометра не перевищує 5 Вт. Тривалість циклу вимірювання не більше 4 с.

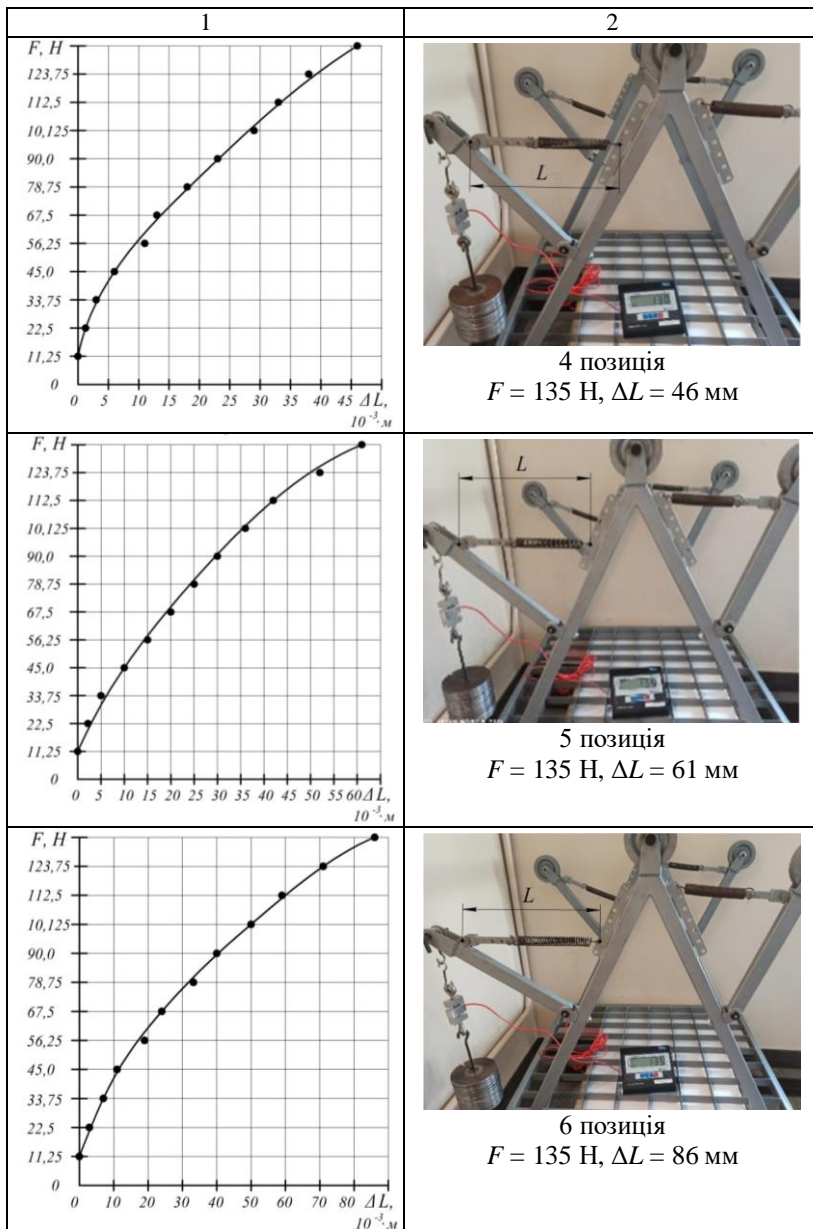
Результати дослідження та обговорення

Результати експериментальних досліджень зміни довжини L між точками кріплення тяги та, з іншого боку, пружини, за різних значень навантаження важеля F і видовження пружини ΔL зведено в таблицю.

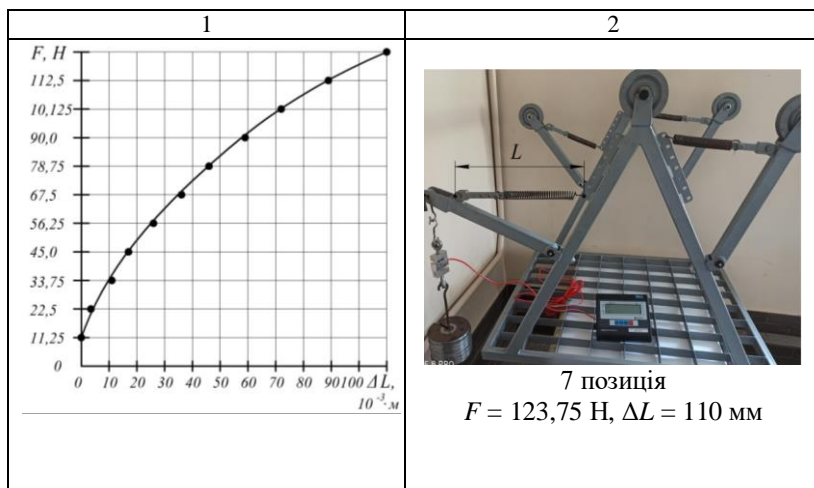
Таблиця – Функціональні залежності зміни $F = f(\Delta L)$ та вимірювання довжини L для семи позицій пружини

Графічна залежність	Позиція пружини
<p style="text-align: center;">1</p> 	 <p style="text-align: center;">1 позиція $F = 135 \text{ Н}, \Delta L = 26 \text{ мм}$</p>
	 <p style="text-align: center;">2 позиція $F = 135 \text{ Н}, \Delta L = 30 \text{ мм}$</p>
	 <p style="text-align: center;">3 позиція $F = 135 \text{ Н}, \Delta L = 34 \text{ мм}$</p>

Продовження таблиці



Продовження таблиці



Довжина L визначається за залежністю $L = L_T + L_{прн} + \Delta L$ (де L_T – довжина тяги, мм; $L_{прн}$ – початкова довжина пружини, мм; ΔL – деформація пружини, мм).

Під час проведення експериментальних досліджень були застосовані дві різних пружини із відповідними жорсткостями: $C_1 = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$; $C_2 = 2 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$. Визначення жорсткостей пружин здійснювалося за допомогою тарувальних вантажів, маса яких дискретно збільшувалася. Під час дослідження фіксувалося абсолютне та відносне видовження пружин. Графічні залежності побудовані для пружин із жорсткістю $C = 1,4 \cdot 10^3 \text{ Н/м}$.

За результатами проведених експериментальних досліджень, які представлені в таблиці, встановлено, що у сьомому положенні кріплення пружини (мінімальна відстань від кріпильного отвору) до основи рамної конструкції за навантаження понад 123,75 Н відбувається повне провертання важеля із роликом та механізм втрачає своє функціональне призначення.

На рис. 3 представлені зведені графічні залежності $F = f(\Delta L)$ (за усіма позиціями в отворах плоских пластинах рамної конструкції). Встановлено, що за зусилля $F = 123,75 \text{ Н}$ в першому положенні фіксації пружини значення ΔL становить 0,024 м; у четвертому положенні – $\Delta L = 0,047 \text{ м}$; у сьомому положенні – $\Delta L = 0,1 \text{ м}$.

Таким чином, зміна кріплення пружин в отворах плоских пласти з відстанню між центрами першого та сьомого отворів рівною 0,18 м

призводить до зростання величини ΔL у 4,2 рази за зусилля $F = 123,75$ Н.

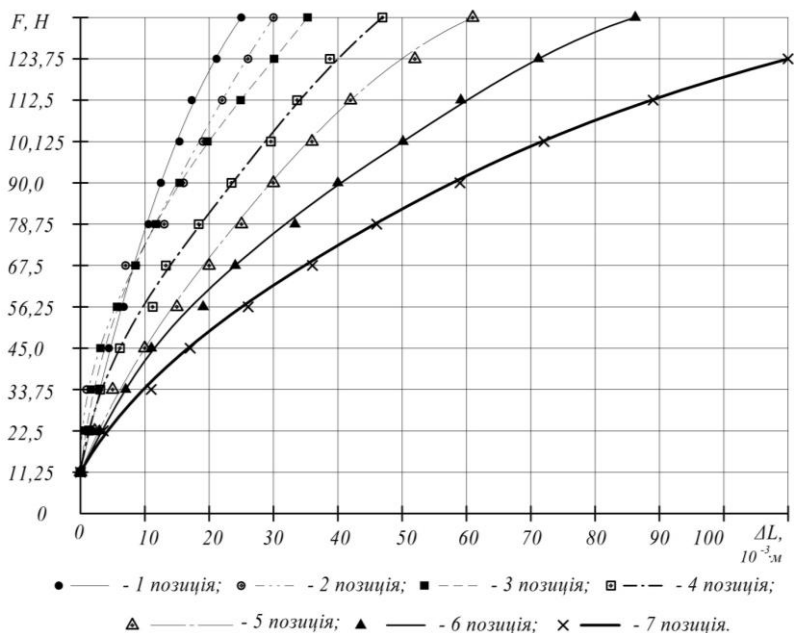


Рис. 3 – Зведені графічні залежності (за усіма позиціями) $F = f(\Delta L)$

Проведені натурні експериментальні дослідження розробленого механізму, загальний вигляд зони завантаження якого тарою та початок її переміщення в зону вивантаження в транспортно-технологічній системі представлено на рис. 4.

Аналіз результатів проведених досліджень дозволив встановити, що домінуючими факторами, які впливають на якісні показники виконання технологічного процесу є сила натягу канатів в межах 1000–3000 Н для транспортування двох ящиків з яблуками масою до 100 кг та кут нахилу α канатів до горизонту, збільшення якого понад 15 град. призводить до різкого зменшення часу транспортування вантажів.

Також важливим фактором, який впливає на коливання рамної конструкції є сила підтискання роликми, які закріплені на важелях, нижньої поверхні канатів. Така сила в початковий момент контакту повинна бути мінімальною і в подальшому суттєво зростати.

Величина прогинів канатів від сили їх натягу та маси вантажів є максимальною в середній частині канатів, а тому важливо, щоб кінетична енергія при переміщенні рамної конструкції з вантажами була достатньою для проходження даної зони механізму.

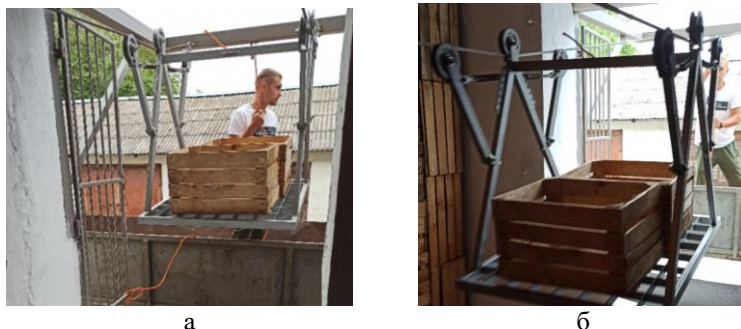


Рис. 4 – Загальний вигляд зони завантаження тари (а)
та початок її переміщення (б)

Висновки

На основі виготовленого канатного механізму проведені експериментальні дослідження та встановлені функціональні залежності $F = f(\Delta L)$ для пружин підтиснутих важелями (для семи позицій кріплення пружин).

Домінуючими факторами, які впливають на якість виконання технологічного процесу є сила натягу канатів в межах 1000–3000 Н для транспортування вантажів масою до 100 кг та кут нахилу α канатів до горизонту, збільшення якого понад 15 град. призводить до різкого скорочення часу транспортування вантажів.

Сила підтискання роликів, які закріплені на важелях, нижньої поверхні канатів в початковий момент контакту повинна бути мінімальною і в подальшому суттєво зростати.

Величини прогинів канатів є максимальними в середній частині канатів, а тому важливо, щоб кінетична енергія при переміщенні рамної конструкції з вантажами була достатньою для проходження даної зони механізму.

Список посилань

1. Гевко, Р.Б., Вітровий, А.О., Пік, А.І. (2012). Підвищення технічного рівня гнучких гвинтових конвеєрів: монографія. Астон, Тернопіль, 204.
2. Гевко, Р.Б., Рогатинський, Р.М., Розум, Р.І., Клендій, М.Б. та ін. (2018). Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та

- перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах. ФОП Осадца Ю.В., Тернопіль, 180.
3. Иванченко, Ф.К. (1988). Конструкция и расчёт подъёмно-транспортных машин. Вища школа, Київ, 426.
 4. Ляшук, О.Л., Гевко, Р.Б., Дзюра, В.О., Кирик, О.М., Довбиш, А.П. (2019). Створення та модернізація транспортно-технологічних механізмів машин і обладнання. ФОП Паляниця В.А., Тернопіль, 167.
 5. Ляшук, О.Л. (2010). Коливання канатів гнучких конвеєрів для транспортування насипних вантажів. Збірник науково-технічних праць. Національний лісотехнічний університет України, 20(9), 84–88.
 6. Ляшук, О.Л., Колесник, О.А., Мельничук, С.Л. (2016). Теоретичне дослідження підвісних механізмів піднімально-транспортних лебідок. Наукові нотатки, 53, 97–102.
 7. Гевко, Р.Б., Никеруй, Ю.С. (2019). Експериментальна установка та методика проведення досліджень канатного механізму для завантаження малих складських приміщень яблуками у тарі. Наукові нотатки, 67, 29–33.
 8. Мартинців, М.П. (1996). Розрахунок основних елементів підвісних канатних лісотransпортних установок. Ясмина, Київ, 175.
 9. Мельничук, С.Л., Клендій, В.М. (2015). Установка для дослідження силових і конструктивних параметрів канатних механізмів. Сільськогосподарські машини, 34, 59–66.
 10. Гевко, Р.Б., Гладь, Ю.Б., Шинкарик, М.І., Клендій, О.М. (2014). Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера. Вісник інженерної академії України, 2, 163–168.

SUBSTANTIATION OF TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF VOLUME BATCHER OF BULK MATERIALS

I. Dudarev, S. Panasyuk, I. Taraymovich

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



ABSTRACT

Dosing of bulk materials is an important technological process in the feed production. The components portions are formed during this process for feeding into the mixer. The batcher is an intermediate link between the bulk material hopper and the mixer. The mixture quality depends on the coordinated operation of all devices of this technological system. The efficiency of the batcher depends on compliance of required regime of material loading from the hopper, which is characterized by the flow rate of bulk material from unloading orifice. Volume batchers are the most common; these batchers are continuous and discrete types. Substantiating of the volume batcher technological parameters needs that the batcher design, the flow rate of bulk material from the hopper to the batcher and the component portion volume, that must be formed for feeding into the mixer, be taken into account. Analysis of bulk material flow from the hopper orifice allowed obtaining the equations for determining the velocity of bulk material flow which passes through the loading orifice into the working chamber of the batcher. Also, theoretical equations were obtained that allow calculating the flow rate of bulk material to the working chamber (cell) of the batcher and the mass of bulk material portion which is formed by the batcher. In addition, the equation was obtained that defines a relationship between the flow rate of bulk material from the hopper, the design and technological parameters of the volume batcher and the volume of the component portion that must be formed for feeding into the mixer. The technological parameters of the volume batcher allow ensuring the coordinated operation of the technological system "hopper – volume batcher - mixer".

Key words:

batcher of bulk materials,
batcher calculation,
batcher parameters,
portion of bulk material,
dosing of bulk materials

Article history:

Received 20.05.2020

Accepted 26.06.2020

Corresponding author:

i_dudarev@ukr.net

УДК 631.363

**ОБҐРУНТУВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ
ОБ'ЄМНОГО ДОЗАТОРА СИПКИХ МАТЕРІАЛІВ**

І.М. Дударев, С.Г. Панасюк, І.В. Тараймович

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

дозатор сипких матеріалів,
розрахунок дозатора,
параметри дозатора,
порція сипкого матеріалу,
дозування сипких матеріалів

Історія публікації:

Отримано 20.05.2020

Затверджено 26.06.2020

**Автор для
листування:**

i_dudarev@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Дозування сипких матеріалів є важливою технологічною операцією, під час якої формуються порції компонентів для подачі у змішувач. Дозатор є проміжною ланкою між бункером сипкого матеріалу та змішувачем. Від злагодженої роботи усіх ланок цієї технологічної системи залежить якість суміші. Ефективність роботи дозатора залежить від отримання необхідного режиму надходження матеріалу із бункера, що характеризується швидкістю витікання матеріалу із отвору бункера. Найбільш поширеними є об'ємні дозатори, які бувають неперервної та дискретної дії. Під час обґрунтування параметрів дозатора необхідно враховувати його конструктивні особливості, швидкість витікання сипкого матеріалу із бункера та об'єм порції, яку необхідно сформувати для подачі у змішувач. Аналіз способів витікання сипкого матеріалу із бункера дозволив отримати залежність для визначення швидкості потоку матеріалу при його проходженні через завантажувальну щілину змінної площі із бункера в робочу камеру дозатора. У результаті досліджень отримані залежності, що дозволяють розрахувати подачу сипкого матеріалу в робочу камеру об'ємного дозатора та масу порції матеріалу. Також встановлено зв'язок між швидкістю витікання сипкого матеріалу із бункера, конструктивними і технологічними параметрами дозатора та об'ємом порції, яку необхідно сформувати для подачі у змішувач. Отримані параметри дозатора забезпечують злагоджену роботу системи "бункер – дозатор – змішувач".

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.309>

Стан питання та постановка проблеми

У комбікормовому виробництві, переробній та харчовій галузях промисловості під час приготування сумішей сипких матеріалів важливим є узгодження технологічних параметрів дозаторів сипких матеріалів із відповідними параметрами змішувача, оскільки від їх злагодженої роботи залежить якість суміші. У свою чергу, ефективність роботи дозатора залежить від дотримання необхідного режиму надходження матеріалу із бункера, що характеризується швидкістю витікання сипкого матеріалу із вивантажувального отвору [1]. Таким чином, для узгодження технологічних параметрів бункера, дозатора та змішувача, необхідно їх розглядати як єдину технологічну систему: бункер – дозатор – змішувач.

Відомі два основних способи дозування сипких матеріалів – за об'ємом та масою. Найбільш поширеними є об'ємні дозатори, які бувають неперервної та дискретної дії [2 – 5]. До дозаторів дискретної дії відносяться барабанні дозатори, що містять на поверхні барабана комірки різної форми та розміру, які заповнюються порціями сипкого матеріалу певного об'єму, що надходить із бункера. На процес витікання сипких матеріалів із бункера впливають фізико-механічні властивості матеріалу, характеристики зовнішнього середовища (температура, відносна вологість повітря) та геометричні параметри бункера (кут нахилу стінок та днища бункера до горизонталі, розмір та форма вихідного отвору, матеріал бункера тощо) [6]. Розрізняють нормальне, суцільне та гідравлічне витікання сипкого матеріалу із бункера [7]: нормальне витікання має місце, якщо кут нахилу до горизонту стінок бункера перед вивантажувальним отвором становить 45–55°, відповідно, рухаються лише частинки матеріалу в зоні стовпа над вивантажувальним отвором; якщо кут нахилу до горизонту стінок бункера становить 70–80°, тоді спостерігається суцільного витікання матеріалу, тобто рухаються одночасно усі частинки матеріалу; гідравлічне витікання із бункера має місце лише у випадку, якщо сипкий матеріал дуже аерований чи насичений вологою.

Результати аналізу та дослідження процесу витікання сипких матеріалів із бункера представлені в наукових працях [7 – 11], зокрема, у роботі [7] запропонована залежність для визначення швидкості нормального витікання сипкого матеріалу із бункера:

$$V_m = \lambda \sqrt{2g \left(1,6R_z - \frac{\tau_0}{f\rho} \right)}, \quad (1)$$

де V_m – швидкість потоку сипкого матеріалу за його нормального витікання із бункера, м/с; λ – коефіцієнт витікання (для добре сипких

матеріалів $\lambda = 0,55-0,65$); g – прискорення вільного падіння, m/c^2 ; R_z – гідравлічний радіус, м; τ_0 – початковий опір зсуву, Па; f – коефіцієнт внутрішнього тертя сипкого матеріалу; ρ – насипна густина сипкого матеріалу, kg/m^3 .

Залежність (1) справедлива, якщо виконується умова $R_z \geq a'$ (де a' – параметр, що характеризує розмір частинки матеріалу, м). Якщо врахувати, що для добре сипких матеріалів, які мають дрібну фракцію, $\tau_0 = 0$ та $a' = kd_{екв.}$ (де k – емпіричний коефіцієнт ($k = 1,25-1,70$); $d_{екв.}$ – діаметр частинки матеріалу або її еквівалентний діаметр, м), тоді із залежності (1) матимемо:

$$V_m = \lambda \sqrt{3,2gR_z}. \quad (2)$$

Для прямокутного вивантажувального отвору бункера гідравлічний радіус можна розрахувати за виразом [7]:

$$R_z = \frac{(h_{ом.} - a')(l_{ом.} - a')}{2(h_{ом.} + l_{ом.} - 2a')}, \quad (3)$$

де $h_{ом.}$ – ширина вивантажувального отвору бункера, м; $l_{ом.}$ – довжина вивантажувального отвору бункера, м.

Із урахуванням виразу (3), швидкість потоку сипкого матеріалу на виході із вивантажувального отвору бункера становитиме:

$$V_m = \lambda \sqrt{1,6g \frac{(h_{ом.} - kd_{екв.})(l_{ом.} - kd_{екв.})}{(h_{ом.} + l_{ом.} - 2kd_{екв.})}}. \quad (4)$$

Еквівалентний діаметр частинки сипкого матеріалу згідно [12]:

$$d_{екв.} = \sqrt[3]{a_m \cdot b_m \cdot c_m}, \quad (5)$$

де a_m , b_m , c_m – відповідно, довжина, ширина та товщина частинки сипкого матеріалу, м.

Також еквівалентний діаметр частинки сипкого матеріалу можна визначити за формулою [13]:

$$d_{екв.} = k_{\phi} \cdot \xi_{с.г.р.}, \quad (5)$$

де k_{ϕ} – коефіцієнт форми реальної частинки сипкого матеріалу (частинка у формі: сфери – $k_{\phi} = 1$; циліндра – $k_{\phi} = 1,14$; параболічної бочки – $k_{\phi} = 0,47$; еліпсоїда – $k_{\phi} = 0,73$); $\xi_{с.г.р.}$ – середній геометричний розмір реальної частинки, м.

У технологічній системі “бункер – дозатор – змішувач” відомими є технологічні параметри: швидкість V_m потоку сипкого матеріалу у вивантажувальному отворі бункера та об’єм V_n порції сипкого матеріалу, що необхідний для завантаження у змішувач. Для злагодженої роботи цієї технологічної системи необхідно узгодити між собою ці параметри. Зробити це можна шляхом обґрунтування

технологічних параметрів дозатора, за яких при надходженні у дозатор сипкого матеріалу зі швидкістю потоку V_m буде забезпечено формування порції матеріалу об'ємом V_n . Таким чином, дослідження, які передбачають обґрунтування технологічних параметрів об'ємного дозатора, є актуальними.

Мета дослідження – обґрунтування технологічних параметрів об'ємного дозатора сипких матеріалів.

Матеріали і методи

Теоретичні дослідження базувалися на основних положеннях теоретичної механіки. Під час дослідження припускали, що частинки сипкого матеріалу проходять через завантажувальну щілину із бункера в робочу камеру дозатора суцільним потоком, площа поперечного перерізу якого рівна площі щілини. Також припускали, що усі частинки сипкого матеріалу мають однакову форму, розміри та фізико-механічні властивості.

Результати дослідження та обговорення

Для дозування сипких матеріалів широко використовують об'ємні барабанні дозатори, що містять різну кількість робочих камер (комірок). Робочі камери виконують: напівциліндричної форми (рис. 1, а); циліндричної або паралелепіпедної форми (рис. 1, б); у вигляді наскрізного паза циліндричної або паралелепіпедної форми з рухомим поршнем всередині (рис. 1, в) [14].

Розглянемо процес завантаження сипкого матеріалу із бункера в робочу камеру дозатора, яка має прямокутний переріз. Для спрощення розрахунків розглядатимемо барабан дозатора, який містить одну робочу камеру (комірку) (рис. 2, а). Нехай, барабан дозатора обертається із сталою кутовою швидкістю ω . Під час обертання барабана дозатора його робоча камера періодично сполучається із завантажувальним патрубком, що має прямокутний переріз, внаслідок чого сипкий матеріал із бункера через патрубок надходить у робочу камеру. Внаслідок обертання барабана ширина h завантажувальної щілини між завантажувальним патрубком та робочою камерою змінюється, а довжина завантажувальної щілини залишається постійною та рівною l . У момент входження робочої камери барабана дозатора в зону завантаження та в момент виходу із неї ширина завантажувальної щілини рівна $h = 0$. Найбільше значення ширини завантажувальної щілини досягається у момент, коли робоча камера опиняється у вертикальному положенні (за умови, що ширина робочої камери рівна ширині завантажувального патрубка і він розташований вертикально) та становить $h = H$.

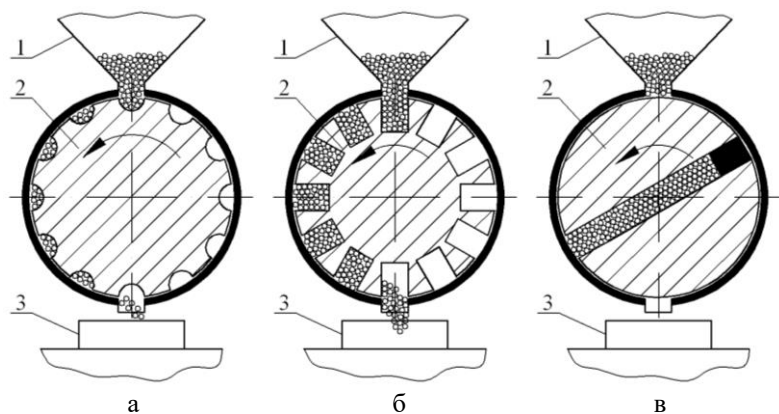


Рис. 1 – Схеми об'ємних дозаторів сипких матеріалів:
 а – з комірками напівциліндричної форми; б – з комірками
 циліндричної або паралелепіпедної форми; в – з пазом циліндричної
 або паралелепіпедної форми із рухомих поршнем
 1 – бункер; 2 – об'ємний дозатор; 3 – змішувач

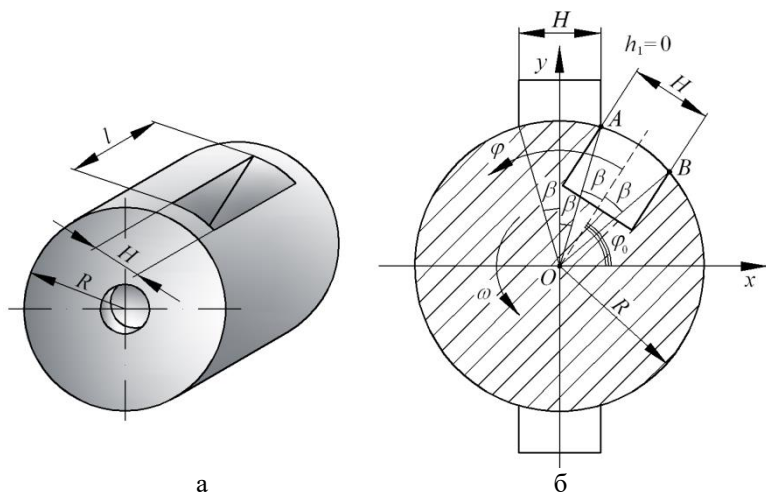


Рис. 2 – Схеми барабана дозатора:
 а – барабан дозатора з робочою камерою прямокутного перерізу;
 б – розрахункова схема барабана при $\varphi = 0$

Визначимо, яким чином змінюється ширина робочої камери. У площині рис. 2, б позначимо верхні краї робочої камери через A та B . Розташуємо нерухому систему координат xu з початком координат на осі обертання барабана в площині рис. 2, б. Нехай, у початковий момент вісь симетрії робочої камери розташована під кутом φ_0 до горизонту. Визначимо, як змінюється координата точки A по осі x під час обертання барабана на кут $0 \leq \varphi \leq \beta$, тобто під час переміщення точки A з початкового положення у положення, коли вона буде розташована на осі y :

$$x_A = R \cos(\varphi_0 + \beta + \varphi), \quad (6)$$

де x_A – координата точки A по осі x , м; R – радіус барабана дозатора, м; φ_0 – кут, що визначає нахил осі симетрії робочої камери до горизонту у початковий момент, град.; β – кут між віссю симетрії робочої камери (у площині рис. 2, б) та відрізком $OA = R$, град.; φ – кут повороту барабана дозатора, який відкладається у напрямку обертання барабана від початкового положення осі симетрії робочої камери, град.

Ширини завантажувальної щілини збільшується в межах інтервалу $0 \leq \varphi \leq 2\beta$ та досягає найбільшого значення $h = H$ за кута обертання барабана $\varphi = 2\beta$. Ширина потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину на інтервалі $0 \leq \varphi \leq \beta$ визначається за залежністю (рис. 3, а):

$$h_1 = \frac{H}{2} - x_A = \frac{H}{2} - R \cos(\varphi_0 + \beta + \varphi), \quad (7)$$

де h_1 – ширина потоку сипкого матеріалу (ширина завантажувальної щілини) через завантажувальну щілину на інтервалі $0 \leq \varphi \leq \beta$, м; H – ширина робочої камери та завантажувального патрубку, м.

На інтервалі $\beta \leq \varphi \leq 2\beta$ ширина потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину дозатора визначається також за залежністю (7), урахуваючи, що значення координати x_A на цьому інтервалі від'ємне (рис. 3, б).

Оскільки кут $\varphi = \omega t$, тоді для інтервалу часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$ матимемо:

$$h_1 = \frac{H}{2} - R \cos(\varphi_0 + \beta + \omega t), \quad (8)$$

де ω – кутова швидкість обертання барабана дозатора, рад./с; t – час повороту барабана дозатора, с.

Площа поперечного перерізу потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$ становитиме:

$$S_1 = l h_1 = l \left(\frac{H}{2} - R \cos(\varphi_0 + \beta + \omega t) \right), \quad (9)$$

де S_1 – площа поперечного перерізу потоку сипкого матеріалу (площа завантажувальної щілини) через завантажувальну щілину на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$, м²; l – товщина потоку сипкого матеріалу (довжина завантажувальної щілини), м.

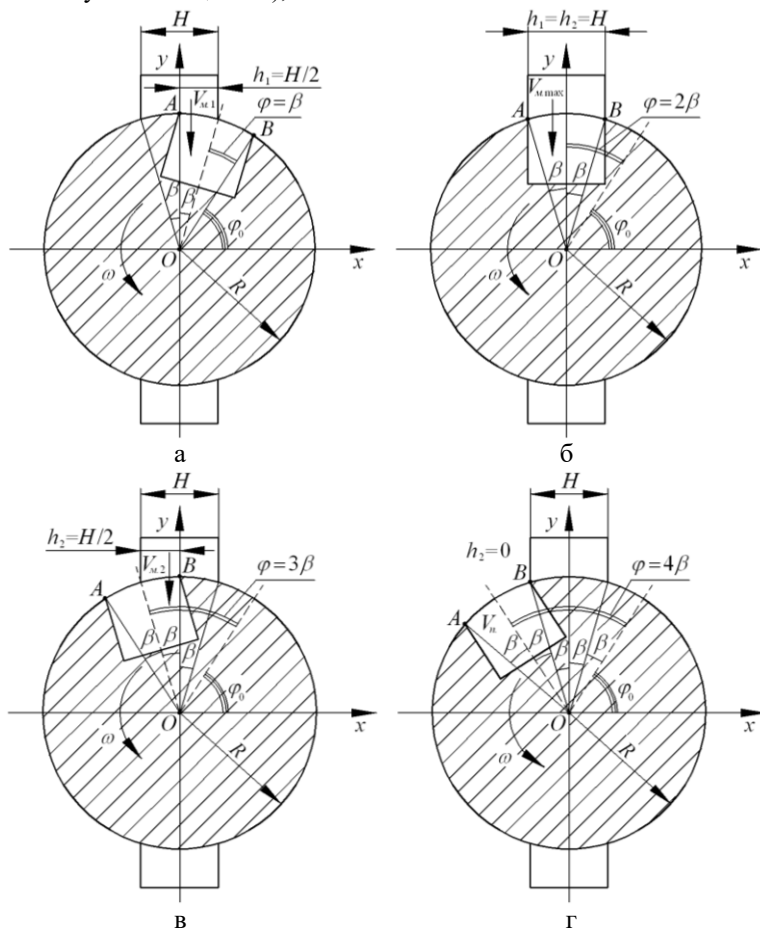


Рис. 3 – Розрахункові схеми барабана дозатора:
а – при $\varphi = \beta$; б – при $\varphi = 2\beta$; в – при $\varphi = 3\beta$; г – при $\varphi = 4\beta$

Подача сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$ становитиме:

$$Q_1 = S_1 \rho V_{m,1}, \quad (10)$$

де Q_1 – подача сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$, кг/с; ρ – насипна густина сипкого матеріалу, кг/м³; $V_{m.1}$ – швидкість проходження потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$, м/с.

Нехай, зі збільшенням площі S_1 завантажувальної щілини швидкість $V_{m.1}$ проходження потоку сипкого матеріалу через неї у робочу камеру зростає за лінійною залежністю від 0 до найбільшого значення $V_{m.max}$, що досягається, коли ширина щілини $h_1 = H$, тобто у момент часу $t = 2\beta/\omega$. Таким чином, швидкість проходження потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$ становитиме:

$$V_{m.1}(t) = at + b, \quad (11)$$

ураховуючи, що за $t = 0$ швидкість потоку матеріалу рівна $V_{m.1} = 0$ та за $t = 2\beta/\omega$ швидкість потоку рівна $V_{m.1} = V_{m.max}$, визначимо a та b :

$$a = \frac{\omega V_{m.max}}{2\beta} \quad \text{та} \quad b = 0, \quad (12)$$

$$V_{m.1}(t) = \frac{\omega V_{m.max} t}{2\beta}, \quad (13)$$

де $V_{m.max}$ – найбільше значення швидкості потоку сипкого матеріалу, яке досягається в момент вертикального розташування робочої камери дозатора, м/с.

Ураховуючи отримані залежності та $\varphi_0 = \frac{\pi}{2} - 2\beta$, визначимо масу сипкого матеріалу, яка надійде через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$:

$$\begin{aligned} m_1 &= \int_0^{2\beta/\omega} Q_1(t) dt = \\ &= \frac{l\rho\omega V_{m.max}}{2\beta} \int_0^{2\beta/\omega} \left(\frac{Ht}{2} - Rt \sin(\beta) \cos(\omega t) + Rt \cos(\beta) \sin(\omega t) \right) dt, \end{aligned} \quad (14)$$

де m_1 – маса сипкого матеріалу, який надійде через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $0 \leq t \leq 2\beta/\omega$, кг.

Після інтегрування (14), отримаємо:

$$m_1 = \frac{l\rho V_{m.max} R}{2\beta\omega} \left[\frac{H\beta^2}{R} - (2\beta \sin(2\beta) + \cos(2\beta)) \sin \beta + \right. \\ \left. + (\sin(2\beta) - 2\beta \cos(2\beta)) \cos \beta + \sin(\beta) \right]. \quad (15)$$

Розглянемо процес завантаження робочої камери дозатора сипким матеріалом під час обертання барабана на кут $2\beta \leq \varphi \leq 4\beta$. Як було зазначено, завантажувальна щілина має найбільшу ширину за вертикального розташування робочої камери дозатора, тобто за значення кута $\varphi = 2\beta$. При подальшому обертанні барабана із робочою камерою відбувається зменшення ширини завантажувальної щілини та в момент, коли кут обертання барабана рівний $\varphi = 4\beta$, ширина щілини рівна $h_2 = 0$ (щілина зникає). Визначимо, як змінюється координата точки B по осі x під час обертання барабана дозатора на кут $2\beta \leq \varphi \leq 3\beta$ (рис. 3, в):

$$x_B = R \cos(\varphi_0 + \beta + \varphi - 2\beta) = R \cos(\varphi_0 - \beta + \varphi), \quad (16)$$

де x_B – координата точки B по осі x , м.

Ширина потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину на інтервалі $2\beta \leq \varphi \leq 3\beta$ визначається за залежністю:

$$h_2 = H - \left(\frac{H}{2} - x_B \right) = \frac{H}{2} + R \cos(\varphi_0 - \beta + \varphi) \quad (17)$$

де h_2 – ширина потоку сипкого матеріалу (ширина завантажувальної щілини) через завантажувальну щілину на інтервалі $2\beta \leq \varphi \leq 3\beta$, м.

На інтервалі $3\beta \leq \varphi \leq 4\beta$ ширина потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину визначається також за залежністю (17), урахувавши, що значення x_B на цьому інтервалі від'ємне (рис. 3, г).

Оскільки $\varphi = \omega t$, тоді для інтервалу часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$ матимемо:

$$h_2 = \frac{H}{2} + R \cos(\varphi_0 - \beta + \omega t). \quad (18)$$

Площа поперечного перерізу потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$:

$$S_2 = l h_2 = l \left(\frac{H}{2} + R \cos(\varphi_0 - \beta + \omega t) \right), \quad (19)$$

де S_2 – площа поперечного перерізу потоку сипкого матеріалу (площа завантажувальної щілини) через завантажувальну щілину на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$, м².

Подача сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$ становитиме:

$$Q_2 = S_2 \rho V_{m,2}, \quad (20)$$

де Q_2 – подача сипкого матеріалу через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$, кг/с; $V_{m,2}$ – швидкість проходження потоку сипкого матеріалу через

завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$, м/с.

Нехай, зі зменшенням площі S_2 завантажувальної щілини швидкість $V_{m,2}$ проходження потоку сипкого матеріалу через неї у робочу камеру зменшується за лінійною залежністю від $V_{m,\max}$ до 0, що досягається, коли ширина щілини $h_2 = 0$, тобто у момент часу $t = 4\beta/\omega$. Таким чином, швидкість проходження потоку сипкого матеріалу через щілину у робочу камеру на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$ становитиме:

$$V_{m,2}(t) = at + b. \quad (21)$$

Ураховуючи, що за час $t = 2\beta/\omega$ швидкість потоку – $V_{m,2} = V_{m,\max}$ та за час $t = 4\beta/\omega$ швидкість потоку рівна $V_{m,2} = 0$, визначимо a та b :

$$a = -\frac{\omega V_{m,\max}}{2\beta} \quad \text{та} \quad b = 2V_{m,\max}, \quad (22)$$

$$V_{m,2}(t) = V_{m,\max} \left(2 - \frac{\omega t}{2\beta} \right). \quad (23)$$

Ураховуючи отримані залежності та $\varphi_0 = \frac{\pi}{2} - 2\beta$, визначимо масу сипкого матеріалу, яка надійде через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$:

$$\begin{aligned} m_2 &= \int_{2\beta/\omega}^{4\beta/\omega} Q_2(t) dt = \\ &= l\rho V_{m,\max} \int_{2\beta/\omega}^{4\beta/\omega} \left(\frac{H}{2} + R \sin(3\beta) \cos(\omega t) - R \cos(3\beta) \sin(\omega t) \right) \left(2 - \frac{\omega t}{2\beta} \right) dt, \end{aligned} \quad (24)$$

де m_2 – маса сипкого матеріалу, який надійде через завантажувальну щілину у робочу камеру дозатора на інтервалі часу $2\beta/\omega \leq t \leq 4\beta/\omega$, кг.

Після інтегрування (24), отримаємо:

$$m_2 = \frac{l\rho V_{m,\max} R}{\omega} \left[\begin{aligned} &\frac{H\beta}{2R} - \sin(3\beta) \sin(2\beta) - \cos(3\beta) \cos(2\beta) + \\ &+ \frac{\sin(3\beta)}{2\beta} (\cos(2\beta) - \cos(4\beta)) + \\ &\frac{\cos(3\beta)}{2\beta} (\sin(4\beta) - \sin(2\beta)) \end{aligned} \right]. \quad (25)$$

Об'єм робочої камери дозатора, який необхідно заповнити сипким матеріалом, або об'єм порції матеріалу, який необхідно пропустити через робочу камеру за проміжок часу $0 \leq t \leq 4\beta/\omega$:

$$V_n = V_{n.1} + V_{n.2} = \frac{1}{\rho} (m_1 + m_2), \quad (26)$$

де V_n – об'єм робочої камери дозатора (об'єм порції матеріалу), який необхідно заповнити сипким матеріалом, м³; $V_{n.1}$ – об'єм порції сипкого матеріалу масою m_1 , м³; $V_{n.2}$ – об'єм порції сипкого матеріалу масою m_2 , м³.

Необхідно зауважити, що за прийнятих допущень стосовно лінійної закономірності зміни швидкості V_m потоку сипкого матеріалу через завантажувальну щілину, матимемо $m_1 = m_2$ та $V_{n.1} = V_{n.2}$.

У загальному випадку для спрощення запису виразів (15) та (25), проведемо заміни:

$$T_1 = \left[\begin{array}{l} \frac{H\beta^2}{R} - (2\beta \sin(2\beta) + \cos(2\beta))\sin\beta + \\ + (\sin(2\beta) - 2\beta \cos(2\beta))\cos\beta + \sin(\beta) \end{array} \right], \quad (27)$$

$$T_2 = \left[\begin{array}{l} \frac{H\beta}{2R} - \sin(3\beta)\sin(2\beta) - \cos(3\beta)\cos(2\beta) + \\ + \frac{\sin(3\beta)}{2\beta}(\cos(2\beta) - \cos(4\beta)) + \\ \frac{\cos(3\beta)}{2\beta}(\sin(4\beta) - \sin(2\beta)) \end{array} \right]. \quad (28)$$

Ураховуючи заміни, матимемо:

$$m_1 = \frac{l\rho V_{m,\max} R}{2\beta\omega} T_1 \text{ та } m_2 = \frac{l\rho V_{m,\max} R}{\omega} T_2. \quad (29)$$

Після підстановки виразів (29) у рівняння (26) та відповідних перетворень, матимемо:

$$\omega = \frac{lV_{m,\max} R}{V_n} \left(\frac{T_1}{2\beta} + T_2 \right). \quad (30)$$

Залежність (30) дозволяє визначити якою має бути кутова швидкість ω обертання барабана дозатора для того, щоб забезпечити формування необхідної за об'ємом порції сипкого матеріалу V_n із урахуванням конструктивних параметрів дозатора. Значення найбільшої швидкості $V_{m,\max}$ потоку сипкого матеріалу для підстановки у залежність (30) розраховується за формулою (4) із урахуванням форми частинок матеріалу і приймаючи $h_{om} = H$ та $l_{om} = l$.

Для прикладу, визначимо, якою має бути кутова швидкість ω обертання барабана дозатора для того, щоб забезпечити формування в робочій камері порції вапняку кормового, що використовується під час

виробництва преміксів, об'ємом $V_n = 3,897 \cdot 10^{-6} \text{ м}^3$. Нехай, відомі $\lambda = 0,6$, $k = 1,3$, $d_{\text{екв.}} = 0,001 \text{ м}$, $\rho = 1400 \text{ кг/м}^3$, $l = 0,02 \text{ м}$, $H = 0,01 \text{ м}$, $R = 0,03 \text{ м}$, а також $\beta = \arcsin(H/2R)$. За результатами розрахунків побудовані графічні залежності $h_1(t)$, $h_2(t)$, $V_{m.1}(t)$, $V_{m.2}(t)$, $S_1(t)$, $S_2(t)$, $Q_1(t)$, $Q_2(t)$ на рис. 4 і отримані значення параметри: $\beta = 0,167 \text{ рад.}$; $V_{m.\text{max}} = 0,183 \text{ м/с}$; $m_1 = 2,728 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $m_2 = 2,728 \cdot 10^{-3} \text{ кг}$; $\omega = 2,1 \text{ рад./с}$.

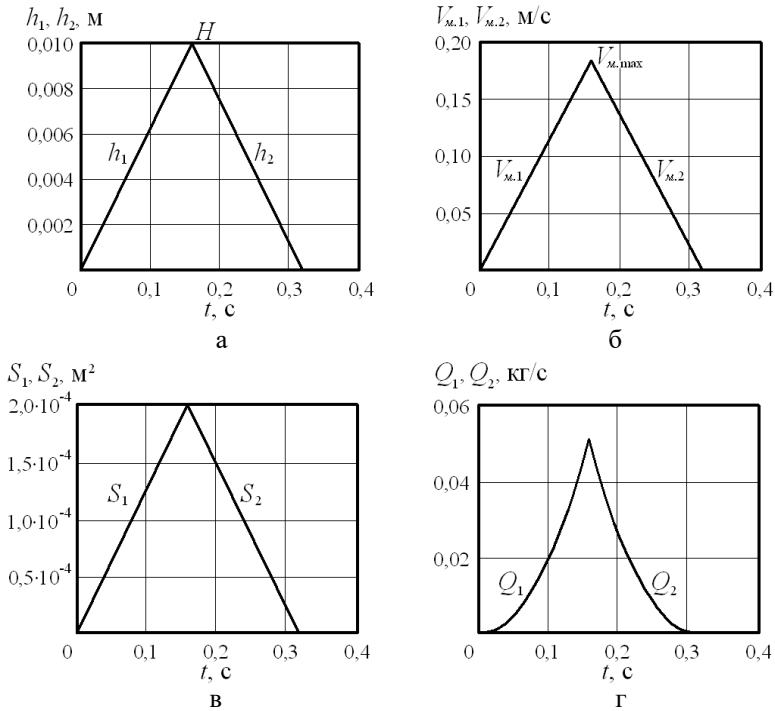


Рис. 4 – Графічні залежності:

- а – ширини потоку сипкого матеріалу від часу $h_1(t)$, $h_2(t)$;
- б – швидкості потоку сипкого матеріалу від часу $V_{m.1}(t)$, $V_{m.2}(t)$;
- в – площі поперечного перерізу потоку сипкого матеріалу (площі завантажувальної щілини) від часу $S_1(t)$, $S_2(t)$;
- г – подачі сипкого матеріалу від часу $Q_1(t)$, $Q_2(t)$

Також розрахуємо кутову швидкість обертання барабана дозатора для сипких матеріалів (за параметрів: $V_n = 7,7 \cdot 10^{-4} \text{ м}^3$; $\lambda = 0,6$; $k = 1,5$; $l = 0,1 \text{ м}$; $H = 0,05 \text{ м}$; $R = 0,18 \text{ м}$; $\beta = 0,139 \text{ рад.}$): овес ($d_{\text{екв.}} = 0,002 \text{ м}$;

$\rho = 500 \text{ кг/м}^3$; $V_{\text{м.макс}} = 0,423 \text{ м/с}$) – $\omega = 0,51 \text{ рад./с}$; гранули трав'яного борошна ($d_{\text{екв.}} = 0,007 \text{ м}$; $\rho = 800 \text{ кг/м}^3$; $V_{\text{м.макс}} = 0,394 \text{ м/с}$) – $\omega = 0,48 \text{ рад./с}$; вика ($d_{\text{екв.}} = 0,005 \text{ м}$; $\rho = 650 \text{ кг/м}^3$; $V_{\text{м.макс}} = 0,406 \text{ м/с}$) – $\omega = 0,49 \text{ рад./с}$.

Висновки

Під час виробництва сумішей сипких матеріалів дозатор матеріалу є проміжною ланкою в технологічному процесі між бункером, в якому зберігається матеріал, та змішувачем, де відбувається змішування сформованих дозатором порцій компонентів. Від злагодженої роботи усіх ланок цієї технологічної системи залежить якість суміші, тому обґрунтування технологічних параметрів дозатора необхідно проводити із урахуванням його конструктивних параметрів, швидкості витікання сипкого матеріалу із бункера та об'єму порції сипкого матеріалу, яку необхідно сформувати для подачі у змішувач, що, в свою чергу, залежить від співвідношення компонентів в суміші та способу змішування компонентів у змішувачі. Аналіз способів витікання сипкого матеріалу із бункера дозволив отримати залежність для визначення швидкості потоку матеріалу при його проходженні через завантажувальну щілину змінної площі із бункера в робочу камеру дозатора. У результаті теоретичних досліджень були отримані залежності, що дозволяють розрахувати подачу сипкого матеріалу в робочу камеру (комірку) об'ємного дозатора та масу порції матеріалу, що формується дозатором. Крім того, отримано залежність, яка встановлює зв'язок між швидкістю витікання сипкого матеріалу із бункера, конструктивними і технологічними параметрами дозатора та об'ємом порції, яку необхідно сформувати для подачі у змішувач. Таким чином, технологічні параметри дозатора, які розраховані за отриманими залежностями, дозволяють забезпечити злагоджену роботу технологічної системи “ бункер – дозатор – змішувач ”.

Список посилань

1. Стаценко, В.В., Біла, Т.Я., Бурмістенков, О.П. (2018). Аналіз руху сипкого матеріалу на виході бункерів. Вісник КНУТД, 4(124), 85–95. <http://doi.org/10.30857/1813-6796.2018.4.9>
2. Глобин, А.Н., Краснов, И.Н. (2016). Дозаторы: монография. Дирент-Медиа, Москва – Берлин, 384.
3. Aufderheide, D., Di Matteo, L. (2017). A framework for the classification of bulk material dosing equipment in the cement sector. Global Cement Magazine, February, 30–33.
4. Blackshields, C.A., Crean, A.M. (2018). Continuous powder feeding for pharmaceutical solid dosage form manufacture: A short review. Pharmaceutical

- Development and Technology, 23(6), 554–560. <http://doi.org/10.1080/10837450.2017.1339197>
5. Hsiao, W.-K., Hormann, T.R., Toson, P., Paudel, A., Ghiotti, P., Stauffer, F., Bauer, F., Lakio, S., Behrend, O., Mauer, R., Holman, J., Khinast, J. (2020). Feeding of particle-based materials in continuous solid dosage manufacturing: a material science perspective. *Drug Discovery Today*, 25(4), 800–806. <http://doi.org/10.1016/j.drudis.2020.01.013>
 6. Савенков, Д.Н. (2015). Повышение равномерности выгрузки зерновых материалов из бункеров с боковым выпускным отверстием [Диссертация канд. техн. наук]. ФГБОУВПО “Донской государственный технический университет”, Ростов-на-Дону, 186.
 7. Зенков, Р.Л., Гриневич, Г.П., Исаев, В.С. (1977). Бункерные устройства. Машиностроение, Москва, 224.
 8. Кунаков, В.С., Савенков, Д.Н., Испанов, В.В. (2014). Скорость истечения зерновых материалов из бункера с боковым выпускным отверстием. *Вестник Курской государственной сельскохозяйственной академии*, 2, 73–75.
 9. Тимолянов, К.А. (2016). Параметры и режимы работы сводоразрушающего устройства для выгрузки зерна различной влажности из бункеров с боковым выпускным отверстием [Диссертация канд. техн. наук]. ФГБОУВО “Донской государственный технический университет”, Ростов-на-Дону, 193.
 10. Ловейкін, В.С., Шимко, Л.С., Ярошенко, В.В. (2010). Огляд досліджень витоку сипких матеріалів. Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин, 40(1), 324–333.
 11. Сергеев, Н.С., Николаев, В.Н. (2010). Истечение сыпучих кормов из бункера многокомпонентного вибрационного дозатора. *Достижение науки и техники АПК*, 10, 65–67.
 12. Гячев, Л.В. (1968). Движение сыпучих материалов в трубах и бункерах. Машиностроение, Москва, 184.
 13. Богомягих, В.А., Несмиян, А.Ю. (2015). Функционирование бункеров максимального расхода в условиях сводообразующего истечения зерновых материалов: монография. Азово-Черноморский инженерный институт ФГБОУ ВПО ДГАУ в г. Зернограде, Зерноград, 179.
 14. Дударев, І.М. (2020). Об'ємний дозатор для сипких матеріалів. Патент № 140926, Україна.

CALCULATION OF DESIGN AND FORCE PARAMETERS OF GRAVITY-CASCADE SEPARATOR

I. Dudarev¹, A. Khomych², V. Olkhovskiy¹

¹Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

²Liubeshiv Technical College, Liubeshiv, Ukraine



Key words:

gravity separator,
separator parameters,
sieve tilt angle,
force calculation of
separator,
screw-nut transmission

Article history:

Received 28.07.2020

Accepted 03.09.2020

Corresponding author:

i_dudarev@ukr.net

ABSTRACT

Different types of separators are used to separate seed mass in agriculture. Seed separation is mainly carried out according to the physic and mechanical and aerodynamic properties of seed mass. Separators of gravity type are promising designs of seed separators. Energy is not used for the seed separation process in this type of separators, but energy is used for dosing and loading of seed mass. The design of the gravity-cascade separator of scissor type is proposed in the article. For seed separation, separation sections of gravity separator must be installed at a given tilt angle. The tilt angle of separation section depends on the physical and mechanical properties of the seed mass. The transmission screw-nut is proposed to install the separation sections of gravity-cascade separator in a given position. The scissor-type separator is a new type of separators, so the theoretical studies have been conducted to obtain its design and force parameters. The design of the proposed gravity-cascade separator belongs to scissor-type frame structure. To eliminate the possibility of unauthorized movement of the separator rollers, it is necessary to calculate the holding force. As a result of theoretical studies, the dependence between the screw-nut transmission parameters and the gravity-cascade separator parameters was obtained in the article. In addition, the dependence which allows us to determine the holding force of the separator sections in a given position was obtained by using the principle of virtual displacements. The weights of the separator, and seeds in the hopper and on the working surfaces of the gravity-cascade separator, and the sieve tilt angle were taken into account in the obtained dependence to determine holding force.

УДК 621.928:167

**РОЗРАХУНОК КОНСТРУКТИВНИХ ТА СИЛОВИХ ПАРАМЕТРІВ
ГРАВІТАЦІЙНО-КАСКАДНОГО СЕПАРАТОРА****І.М. Дударев¹, А.В. Хомич², В.О. Ольховський¹**¹Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна²Любешівський технічний коледж, Любешів, Україна**Ключові слова:**

гравітаційний
сепаратор,
параметри сепаратора,
кут нахилу решіт,
силовий розрахунок
сепаратора,
передача “гвинт-гайка”

Історія публікації:

Отримано 28.07.2020

Затверджено 03.09.2020

**Автор для
листування:**

i_dudarev@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У сільському господарстві для сепарування зерна використовують різні типи сепараторів. Сепарування в основному проводять за фізико-механічними та аеродинамічними властивостями зернової маси. До перспективних конструкцій сепараторів зернової маси відносяться гравітаційні сепаратори. У цих сепараторах енергія не витрачається на сепарування. У статті запропоновано гравітаційно-каскадний сепаратора ножичного типу. Конструкція гравітаційно-каскадного сепаратора відноситься до рамних конструкцій ножичного типу. Для забезпечення сепарування зерна в такому сепараторі, необхідно встановити сепарувальні секції під заданим кутом до горизонтальної площини, що визначається властивостями сировини. Для встановлення секцій сепаратора в задане положення в конструкції сепаратора пропонується використовувати передачу “гвинт-гайка”. Для усунення можливості самовільного переміщення роликів сепаратора необхідно розрахувати утримуюче зусилля. Крім того, для обґрунтування силових та конструктивних параметрів сепаратора необхідно було провести теоретичні дослідження. Дослідження дозволили встановити взаємозв'язок між параметрами сепаратора і передачі “гвинт-гайка”. Також використовуючи принцип можливих переміщень було отримано залежність для визначення зусилля, що необхідне для утримання секцій сепаратора в заданому положенні із урахуванням маси сепаратора та сировини, а також кута нахилу секцій до горизонтальної площини.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.315>

Стан питання та постановка проблеми

Зерно та насіння сільськогосподарських культур перед закладанням на зберігання, а також перед переробкою сепарують на сепараторах різних конструкцій з метою розділення на фракції за розміром та очищення від насіння інших культур, пошкодженого насіння та різних домішок [1]. Конструкція сепаратора зерна чи насіння залежить від способу сепарування, який він реалізує. У сільському господарстві сепарування в основному проводять за фізико-механічними та аеродинамічними властивостями зернової (насінневої) маси [2, 3].

Серед різноманітних конструкцій сепараторів [4] найменш енергоємними є гравітаційні сепаратори, в яких зернова (насіннева) маса рухається робочими поверхнями внаслідок дії на неї сил гравітації. До гравітаційних сепараторів також відноситься сепаратор гравітаційно-каскадного типу [5], в якому сепарування зернової (насінневої) маси відбувається без енергетичних витрат безпосередньо на процес сепарування.

З'єднання сепарувальних секцій сепаратора гравітаційно-каскадного типу аналогічне до з'єднання важелів механізму ножичного типу, який широко використовується в підйомних механізмах [6], робототехніці [7], механізмах розгортання космічних антен [8], конструкціях мобільних мостів [9] тощо. Найбільшу конструктивну схожість сепаратор гравітаційно-каскадного типу має з підйомником ножичного типу. Кількість секцій такого підйомника визначає висоту піднімання вантажу [10], а кількість секцій сепаратора визначає кількість решіт, якими проходить потік зернової (насінневої) маси. Для піднімання в необхідне положення багатосекційних механізмів ножичних підйомників використовують один або декілька гідроциліндрів із різними схемами розташування [11]. Використання гідроциліндрів зумовлене необхідністю піднімання вантажів із великою масою, тоді як для піднімання легких сепарувальних секцій сепаратора гравітаційно-каскадного типу (для встановлення решіт під необхідним кутом до горизонтальної площини) використовувати гідроциліндр не є доцільним. Для встановлення сепарувальних секцій в необхідне положення більш доцільно використовувати передачу "гвинт-гайка".

Науковцями проведені розрахунки механізмів ножичного типу підйомників із різною кількістю секцій та розташуванням вантажів, зокрема, розраховано частоти власних коливань механізму [12, 13], проведено розрахунок на міцність з метою встановлення небезпечних перерізів механізму [14], проведено силовий розрахунок механізму на різних стадіях підйому [15], окремі розрахункові моделі дозволяють

врахувати тертя в шарнірах механізму [16], також встановлені залежності сил, які діють в механізмі, від кута повороту важелів секцій [17], розраховане необхідне зусилля для утримання механізму в заданому положенні [18]. Отримані науковцями результати теоретичних розрахунків можуть бути покладені в основу розрахунку та обґрунтування параметрів сепаратора гравітаційно-каскадного типу.

Мета дослідження – встановлення взаємозв'язку між конструктивними параметрами гравітаційно-каскадного сепаратора та передачею “гвинт-гайка”, що використовується для встановлення секцій сепаратора в робоче положення, а також визначення зусилля для утримання секцій сепаратора в заданому положенні.

Матеріали і методи

Конструкція гравітаційно-каскадного сепаратора відноситься до рамних конструкцій ножичного типу (рис. 1) [5]. Для усунення можливості самовільного переміщення роликів з визначеного положення, і, відповідно, самої конструкції, що може зумовити зміну кута α встановлення решіт та негативно вплинути на процес сепарування, необхідно визначити зусилля R , яке забезпечить утримання секцій сепаратора в необхідному положенні. Визначення зусилля R базувалося на основних положеннях теоретичної механіки, зокрема, було використано принцип можливих переміщень.

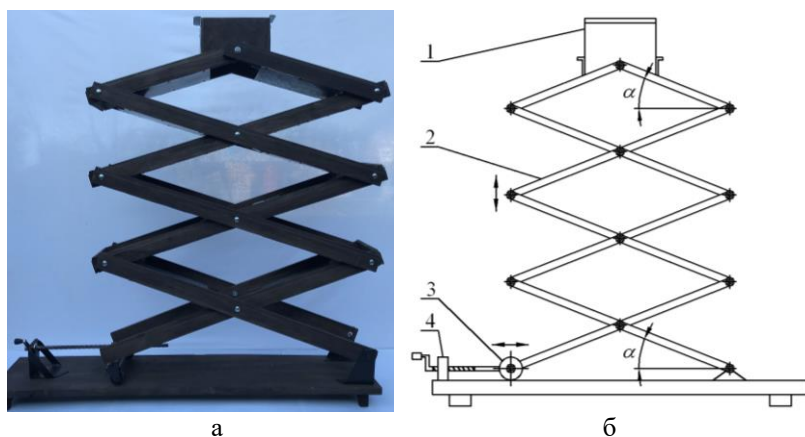


Рис. 1 – Гравітаційно-каскадний сепаратор (а) та схематичне зображення з'єднання сепарувальних секцій (б):

- 1 – бункер; 2 – сепарувальні секції; 3 – ролики;
- 4 – передача “гвинт-гайка”

Згідно принципу можливих переміщень сума елементарних робіт активних сил на будь-якому можливому переміщенні системи з положення рівноваги за умови, що в початковий момент система є нерухомою, рівна нулю [19]:

$$\sum_{k=1}^n \delta A(\vec{F}_k^a) = 0, \quad (1)$$

де $\delta A(\vec{F}_k^a)$ – елементарна робота k -ої активної сили, Дж; n – кількість активних сил, шт.

За малого переміщення δs тіла під дією сили F , над ним здійснюється робота [20]:

$$\delta A = F \delta s \cos \theta, \quad (2)$$

де δA – робота сили F , Дж; F – сила, Н; δs – переміщення, м; θ – кут між вектором сили F та напрямком переміщення δs , град.

Під час визначення зусилля R припускали, що маса зерна (насіння) у бункері, на решетах та піддонах сепарувальних секцій є сталою величиною (уявно зупиняли потік зернової (насінневої) маси на решетах і піддонах). Крім того, припускали, що на симетричних сепарувальних секціях маса зерна (насіння) є однаковою.

Результати дослідження та обговорення

Регулювання положення сепарувальних секцій гравітаційно-каскадного сепаратора, тобто встановлення решіт під необхідним кутом α до горизонтальної площини, відбувається за допомогою передачі “гвинт-гайка”. Встановимо взаємозв’язок між параметрами сепарувальних секцій та передачі “гвинт-гайка”. Для цього розглянемо дві нижні сепарувальні секції сепаратора A та B . Нехай, в початковий момент відстань між нижніми кінцями секцій становить S_0 (рис. 2), а кут нахилу решіт (сепарувальних секцій) до горизонтальної площини – α_0 . Тоді, враховуючи, що сепарувальні секції з’єднані шарніром посередині, матимемо залежність:

$$S_0 = 2l \cos \alpha_0, \quad (3)$$

де S_0 – відстань між нижніми кінцями сепарувальних секцій в початковий момент, м; l – довжина між отворами під шарніри на сепарувальних секціях, м; α_0 – початковий кут нахилу решіт (сепарувальних секцій) до горизонтальної площини, град.

Для того, щоб збільшити кут α нахилу решіт, необхідно зменшити відстань S між нижніми кінцями сепарувальних секцій, тобто можна записати $S = S_0 - \Delta S$ (де ΔS – переміщення опорних роликів вправо з початкового положення (рис. 2, а), вісь яких розташована в нижніх

отворах нижньої сепарувальної секції A , за допомогою передачі "гвинт-гайка", м).

Для того, щоб зменшити кут α нахилу решіт, необхідно збільшити відстань S між нижніми кінцями сепарувальних секцій, тобто можна записати $S = S_0 + \Delta S$ (де ΔS – переміщення опорних роликів вліво з початкового положення за допомогою передачі "гвинт-гайка" (рис. 2, б), м). Ураховуючи зазначене, можна записати:

$$S_0 \pm \Delta S = 2l \cos \alpha, \quad (4)$$

де α – кут нахилу решіт (секцій) до горизонтальної площини, град.

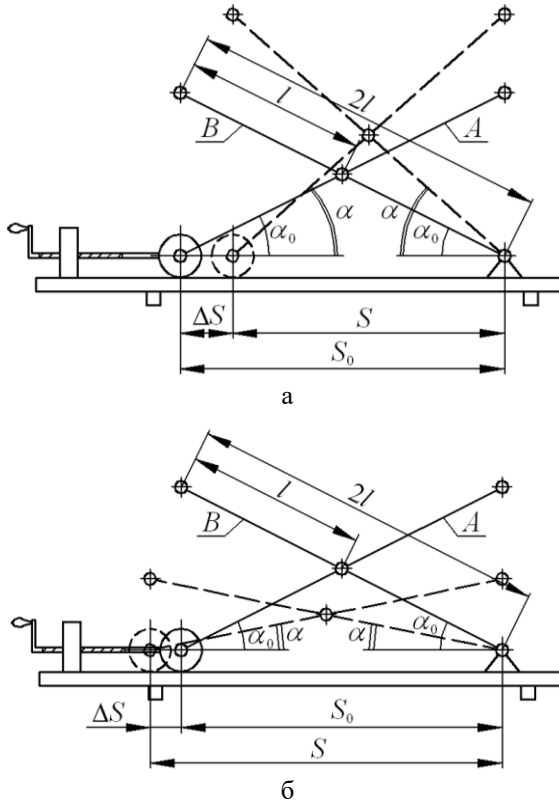


Рис. 2 – Схеми розташування нижніх сепарувальних секцій A та B :
 а – кут нахилу секцій зростає від α_0 до α ($S = S_0 - \Delta S$);
 б – кут нахилу секцій зменшується від α_0 до α ($S = S_0 + \Delta S$)

Після підставлення у залежність (4) залежності (3), матимемо:

$$2l \cos \alpha_0 \pm \Delta S = 2l \cos \alpha. \quad (5)$$

Переміщення опорних роликів від передачі “гвинт-гайка”:

$$\Delta S = n_{об} \cdot p, \quad (6)$$

де $n_{об}$ – кількість обертів передачі “гвинт-гайка”, обертів; $n_{об}$ – крок різі передачі “гвинт-гайка”, м.

Якщо прийняти, що у випадку обертання гвинта передачі “гвинт-гайка” проти годинникової стрілки відстань між нижніми кінцями сепарувальних секцій зменшується, тоді у залежності (5), перед значенням ΔS , яке розраховане за залежність (6), ставиться знак “-”. У цьому випадку матимемо $\alpha > \alpha_0$. Тоді, у випадку обертання гвинта передачі “гвинт-гайка” за годинниковою стрілкою, відстань між нижніми кінцями сепарувальних секцій збільшується, і, відповідно, у залежності (5), перед значенням ΔS , яке розраховане за залежність (6), ставиться знак “+”. У цьому випадку матимемо $\alpha < \alpha_0$.

Знаючи початковий кут α_0 встановлення решіт, необхідний кут α встановлення решіт та параметри сепарувальних секцій і передачі “гвинт-гайка”, можна визначити необхідну кількість обертів і їх напрямок для встановлення решіт сепаратора в необхідне положення:

$$n_{об} = \frac{2l}{p} (\cos \alpha - \cos \alpha_0). \quad (7)$$

Таким чином, у випадку $\alpha > \alpha_0$ матимемо число обертів $n_{об}$, що розраховане за залежністю (7), зі знаком “-”, тобто для встановлення решіт під кутом α , необхідно обертати гвинт передачі “гвинт-гайка” проти годинникової стрілки; у випадку $\alpha < \alpha_0$ матимемо число обертів $n_{об}$, що розраховане за залежністю (7), зі знаком “+”, тобто для встановлення решіт під кутом α , необхідно обертати гвинт передачі “гвинт-гайка” за годинниковою стрілки.

Визначимо зусилля R , яке необхідне для утримання секцій гравітаційно-каскадного сепаратора в заданому положенні. Для цього виокремимо в конструкції сепаратора дві нижні сепарувальні секції A та B , що з'єднані навхрест (рис. 3). Зведемо задачу до плоскої задачі. Це можливо, оскільки рамна конструкція нижніх сепарувальних секцій містить паралельні групи ланок, що мають однакову геометрію, характеристики та закріплення. Масою нижніх сепарувальних секцій і роликів та тертям у їх шарнірах нехтуємо. До верхніх кінців цих секцій (на рис. 3 – це точки D та E) прикладемо однакові сили $P/2$ (де P – сила ваги усіх сепарувальних секцій, окрім двох нижніх, разом із бункером та зерною (насіenneвою) масою у бункері, на решетах і піддонах сепарувальних секцій, Н).

Система, що розглядається, має один ступінь вільності. За незалежне можливе переміщення системи оберемо $\delta\alpha$ – кут повороту сепарувальної секції B . Позначимо можливі переміщення точок системи (конструкції): точки D через δs_1 , точки E – δs_2 , точки L – δs_3 та точки K – δs_4 (рис. 3).

Ураховуючи прийняті припущення, надамо нижнім сепарувальним секціям сепаратора можливого переміщення, тобто коли під вагою решти секцій, бункера та зернової (насіньової) маси ролик починає рухатися вліво платформою внаслідок повороту нижньої секції B на елементарний кут $\delta\alpha$ (рис. 3). Ураховуючи зазначене, запишемо рівняння суми робіт активних сил, що діють на механізм:

$$\frac{P}{2}\delta s_1 \cos \alpha + \frac{P}{2}\delta s_2 - R\delta s_3 = 0, \quad (8)$$

де P – сила ваги сепарувальних секцій (без двох нижніх секцій) разом із бункером та зерновою (насіньовою) масою, Н; δs_1 – можливе переміщення верхнього кінця нижньої секції B , м; δs_2 – можливе переміщення верхнього кінця нижньої секції A , м; δs_3 – можливе переміщення нижнього кінця нижньої секції A , м.

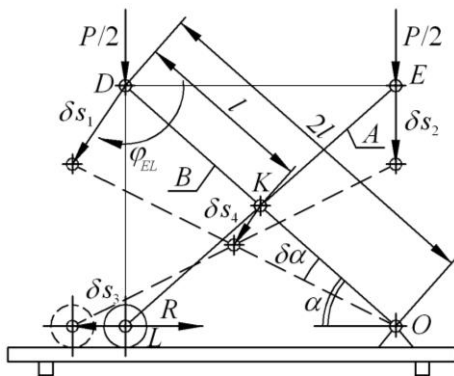


Рис. 3 – Схема до визначення зусилля R , яке необхідне для утримання секцій гравітаційно-каскадного сепаратора в заданому положенні

Визначимо можливе переміщення верхнього кінця нижньої сепарувальної секції B (на рис. 3 – це точка D):

$$\delta s_1 = 2l\delta\alpha, \quad (9)$$

де $\delta\alpha$ – можливе переміщення нижньої секції сепаратора B , рад.

Визначимо можливе переміщення δs_4 місця з'єднання нижніх сепарувальних секцій A та B (на рис. 3 – це точка K):

$$\delta s_4 = l \delta \alpha . \quad (10)$$

Для сепарувальної секції A побудуємо миттєвий центр обертання (на рис. 3 – це точка D). Тоді можливе переміщення δs_2 верхнього кінця нижньої сепарувальної секції A (на рис. 3 – це точка E):

$$\delta s_2 = \delta \varphi_{EL} \cdot DE = \frac{\delta s_4}{l} 2l \cos \alpha = 2l \cos \alpha \delta \alpha . \quad (11)$$

Визначимо можливе переміщення δs_3 нижнього кінця нижньої сепарувальної секції A (на рис. 3 – це точка L). Оскільки проєкції можливих переміщень двох довільних точок (на рис. 3 – це точки E та L) твердого тіла на вісь, яка проходить через ці дві точки, рівні між собою, тоді можна записати рівність:

$$\delta s_2 \sin \alpha = \delta s_3 \cos \alpha , \quad (12)$$

Після підстановки рівняння (11) у рівнянні (12), отримаємо:

$$\delta s_3 = 2l \sin \alpha \delta \alpha . \quad (13)$$

Після підстановки можливих переміщень, які визначені за виразами (9), (11) та (13) у рівняння (8), матимемо:

$$P \cos \alpha - R \sin \alpha = 0 . \quad (14)$$

Із рівняння (14) визначимо зусилля R , яке забезпечить утримання секцій сепаратора в заданому положенні:

$$R = \frac{P}{\operatorname{tg} \alpha} . \quad (15)$$

Аналіз графіків (рис. 4), які побудовані за залежністю (15), вказує на те, що зі зростанням навантаження P на нижні секції сепаратора відбувається зростання зусилля R , яке необхідне для утримання секцій сепаратора в заданому положенні.

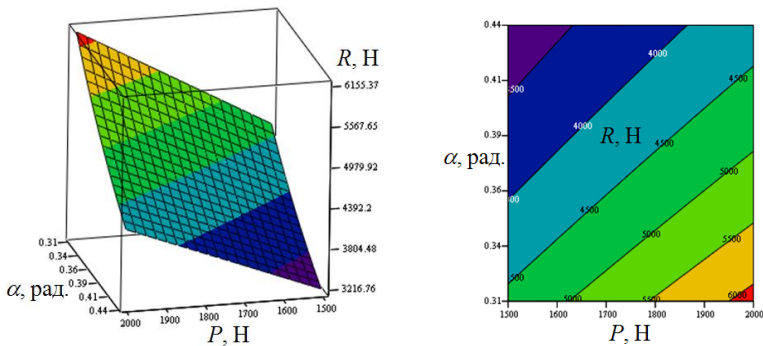


Рис. 4 – Графічні залежності зусилля R від кута α нахилу секцій сепаратора та його ваги P

Діапазон значень кута α для побудови графіків (рис. 4) обирали із урахуванням значень кутів тертя $\varphi_{тер.}$ зерна та насіння різних культур, за яких буде забезпечено рух сипких матеріалів поверхніми решіт сепаратора ($\alpha \geq \varphi_{тер.}$), а діапазон значень сила ваги P із урахуванням ступеня заповнення бункера сипким матеріалом та висоти шару матеріалу на решетах (подачі матеріалу).

Крім того, встановлено, що зменшення кута α нахилу сепарувальних секцій до горизонтальної площини також зумовлює зростання зусилля R . Зусилля R необхідне для обґрунтування силових параметрів передачі “гвинт-гайка” або інших передач (гідравлічної, пневматичної) чи конструктивних елементів, що можуть бути використані для встановлення, фіксації і утримання секцій сепаратора в заданому положенні.

Висновки

Проведені теоретичні дослідження дозволили отримати залежності, які встановлюють взаємозв'язок між параметрами гравітаційно-каскадного сепаратора ножичного типу та параметрами передачі “гвинт-гайка”, яка використовується для встановлення сепарувальних секцій сепаратора під необхідним кутом до горизонтальної площини, що визначається залежно від фізико-механічних властивостей сировини. Крім того, використовуючи принцип можливих переміщень під час визначення силових параметрів конструкції сепаратора, отримано залежність, яка встановлює взаємозв'язок між зусиллям, що необхідне для утримання секцій сепаратора в заданому положенні, та вагою сепаратора з сировиною і кутом нахилу сепарувальних секцій до горизонтальної площини. Так, у випадку повного заповнення бункера сипкою сировиною ($P = 2000$ Н) та за кута встановлення решіт сепаратора $\alpha = 0,32$ рад. ($\approx 18^\circ$), зусилля, що необхідне для утримання секцій сепаратора в заданому положенні, становитиме $R = 6155$ Н.

Отримані залежності дозволяють обґрунтувати силові параметри механічних та інших передач чи конструктивних елементів, які можуть бути використані для встановлення секцій сепаратора в необхідне положення та їх фіксації і утримання в цьому положенні під час сепарування сировини.

Список посилань

1. Wang, Y., Yu, J., Yu, Y., Fu, H. (2017). Numerical simulation of the particular flow on an agricultural screen with a complex motion based on the coupling model of PMBK with DEM. In: X. Li, Y. Feng, G. Mustoe (eds): Proceedings of the 7th International Conference on Discrete Element Methods. DEM 2016.

- Springer Proceedings in Physics. Springer, Singapore, 188, 687–695. https://doi.org/10.1007/978-981-10-1926-5_71
2. Voicu, G., Casandroi, T., Tarcolea, C. (2008). Testing stochastic models for simulating the seeds separation process on the sieves of a cleaning system, and a comparison with experimental data. *Agricultural Conspectus Scientificus*, 73(2), 95–101.
 3. Li, J., Webb, C., Pandiella, S.S., Campbell, G.M. (2002). A numerical simulation of separation of crop seeds by screening – effect of particle bed depth. *Food and Bioproducts Processing*, 80(2), 109–117. <https://doi.org/10.1205/09603080252938744>
 4. Kugbei, S., Avungana, M., Hugo, W. (2018). Seeds Toolkit. Module 2: Seed processing: principles, equipment and practice. The Food and Agriculture Organization of the United Nations and AfricaSeeds. Rome.
 5. Дударев, І.М. (2020). Сепаратор гравітаційно-каскадного типу. Патент №139435, Україна.
 6. Islam, M.T., Yin, C., Jian, S., Rolland, L. (2014). Dynamic analysis of scissor lift mechanism through bond graph modeling. In: 2014 IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics. Besancon, France. IEEE, 1393–1399. <https://doi.org/10.1109/AIM.2014.6878277>
 7. Zhang, K., Liu, Y.-W., Li, Y.-J. (2018). A simplified analysis method and simulation of the scissors mechanism in the ET Robot. In: Chao Li (ed.): International Conference on Control Engineering and Mechanical Design (CEMD 2017). ASME Press. http://doi.org/10.1115/1.861677_ch7
 8. Han, B., Xu, Y., Yao, J., Zheng, D., Li, Y., Zhao, Y. (2019). Design and analysis of a scissors double-ring truss deployable mechanism for space antennas. *Aerospace Science and Technology*, 93, 105357. <http://doi.org/10.1016/j.ast.2019.105357>
 9. Chikahiro, Y., Ario, I., Pawlowski, P., Graczykowski, C., Nakazawa, M., Holnicki-Szulc, J., Ono, S. (2017). Dynamics of the scissors-type mobile bridge. *Procedia Engineering*, 199, 2919–2924. <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.09.339>
 10. Hongyu, T., Ziyi, Z. (2011). Design and simulation based on Pro/E for a hydraulic lift platform in scissors type. *Procedia Engineering*, 16, 772–781. <http://doi.org/10.1016/j.proeng.2011.08.1153>
 11. Астахов, Э.И., Гарах, В.А., Шкурко, С.С. (2012). Сравнительный анализ схем приводов механизмов ножничных подъемников. В: Б.М. Хрусталева (ред.): Машиностроение: республиканский межведомственный сборник научных трудов: по материалам Международной научно-технической конференции “Материалы, оборудование и ресурсосберегающие технологии в машиностроении”. Белорусский национальный технический университет; Минск, Беларусь. БНТУ, Минск, 26(2), 26–29.
 12. Кирсанов, М.Н., Цзян, Х. (2016). Математическая модель и анализ колебаний ножничного механизма с произвольным числом элементов. *Строительство: новые технологии – новое оборудование*, 10, 52–57.
 13. Al-Sharabi, A.M., Kirsanov, M.N. (2017). Analysis of natural frequencies for the multi-link lift. *Научный альманах*, 2–3(28), 234–237.

14. Партко, С.А., Сиротенко, А.Н., Боровков, А.С., Войнаш, С.А. (2019). Проверка адекватности математической модели силового расчета ножничного подъемного механизма. Известия ТулГУ. Технические науки, 2, 395–401.
15. Грищенко, В.М. (2017). Алгоритм розрахунку та аналіз силового навантаження моделі ножничного підйомника на різних стадіях підйому. Вісник НТУ “ХПІ”, 40(1262), 19–25. <http://doi.org/10.20998/2078-9130.2017.40.119709>
16. Бортяков, Д.Е., Соколов, В.П. (2012). Учет трения в шарнирах многозвенных механизмов. Научно-технические ведомости СПбГПУ, 3–2(154), 121–125.
17. Соколов, С.А. (2012). Строительная механика и металлические конструкции машин: учебник. Политехника, Санкт-Петербург, 425.
18. Самаркин, А.И., Дмитриев, С.И. (2009). К расчету необходимого удерживающего усилия подъемника ПГ-3. Труды Псковского политехнического института, 12.3, 208–213.
19. Павловський, М.А. (2002). Теоретична механіка: підручник. Техніка, Київ, 512.
20. Бондаренко, А.А., Дубінін, О.О., Переяславцев, О.М. (2004). Теоретична механіка: підручник: у 2 ч. – ч. 2: Динаміка. Знання, Київ, 590.

MODELLING OF MIXING COMPONENTS BY SCREW CONVEYOR-MIXERS

R. Rohatynskyi, I. Gevko, D. Dmutriv, V. Hud, O. Dmutriv

Ternopil Ivan Puluj National Technical University, Ternopil, Ukraine



Key words:

mixer,
key component,
volume concentration,
indicator,
binomial distribution

Article history:

Received 10.09.2020

Accepted 12.10.2020

Corresponding author:

vic_g @ukr.net

ABSTRACT

Mixing of bulk materials is widely used in different industries, including agricultural production. The efficiency of the method of discrete elements as a tool for studying technological processes with bulk load is substantiated, which is a good tool for studying mixers in the mode of a calculated experiment, but does not link the parameters and modes of operation of the mixer with the criteria of mixing quality. The estimation of the smoothing ability of the screw conveyor-mixers when using the method of impulse disturbance is carried out, and the results of modeling the smoothing ability of the screw conveyor-mixer are given. It has been established that the distribution of the volumetric concentration of the indicator (key component) along the length of the conveyor operates as a continuous mixer, is determined by the coefficient of load transfer between adjacent loops and corresponds to the law of binomial distribution. It has been found that with an increase in the length of the screw mixer-conveyor and its flexibility, the number of mixing cells increases and the mixing capacity of the conveyor increases. It is shown that the highest smoothing capacity is possessed by screw mixing conveyors with a load transfer coefficient equal to 0.5, in which the excess concentration of the key component is reduced by 8 times. It has been proven that it is possible to achieve such a miniature overfilling of the mixture in a screw mixing conveyor by a combination of factors such as the gap between the screw belt and the casing (its maximum increase), the filling factor of the conveyor (rational should be maintained at 0.5), the rotation speed of the working body transition from low-speed transportation mode to unstable mode (mixing mode), as well as making certain holes along the periphery of the screw.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.381>

УДК 631.26

**МОДЕЛЮВАННЯ ЗМІШУВАННЯ КОМПОНЕНТІВ
ГВИНТОВИМИ КОНВЕЄРАМИ-ЗМІШУВАЧАМИ****Р.М. Рогатинський, Ів.Б. Гевко, Д.В. Дмитрів,
В.З. Гудь, О.Р. Дмитрів**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя, Тернопіль, Україна**Ключові слова:**змішувач,
ключовий компонент,
об'ємна концентрація,
індикатор,
біноміальний розподіл**Історія публікації:**

Отримано 10.09.2020

Затверджено 12.10.2020

Автор для**листування:**

vic_g @ukr.net

АНОТАЦІЯ

Обґрунтовано ефективність методу дискретних елементів, як інструменту дослідження технологічних процесів із сипким матеріалом. Цей метод є хорошим інструментом для дослідження змішувачів у режимі обчислюваного експерименту, проте не пов'язує параметри і режими роботи змішувача із критеріями якості змішування. Проведено моделювання та оцінку згладжуючої здатності гвинтових конвеєрів-змішувачів із застосуванням методу імпульсного збурення. Встановлено, що розподіл об'ємної концентрації ключового компонента за довжиною конвеєра характеризується коефіцієнтом пересипання матеріалу між сусідніми витками гвинта та відповідає закону біноміального розподілу. Встановлено, що із збільшенням довжини конвеєра-змішувача та кількості заходів гвинта зростатиме кількість комірок змішування та зростатиме змішувальна здатність конвеєра. Показано, що найвищу згладжувальну здатність мають гвинтові конвеєри-змішувачі із коефіцієнтом пересипання матеріалу 0,5, в яких надлишкова концентрація ключового компонента зменшується у 8 разів. Досліджено, що досягнути такого пересипання суміші в гвинтовому конвеєрі-змішувачі можна поєднанням таких факторів, як зазором між гвинтовою стрічкою та кожухом, коефіцієнтом заповнення конвеєра, швидкістю обертання робочого органа та переходом із тихохідного режиму транспортування в нестійкий режим, а також виконанням отворів по периферії гвинта.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.381>

Стан питання та постановка проблеми

Змішування сипких матеріалів широко використовується у різних галузях виробництва, зокрема в агровиробництві. Як показує світовий досвід, одним із прогресивних заходів економії витрат на приготування та роздавання кормів є заміна кормоцехів із кормороздавачами на кормороздавач-змішувач, який забезпечує функції подрібнення компонентів та їх змішування, транспортування і розподілення в годівниці тваринам [1, 2]. Крім того, перспективними для використання є гвинтові (шнекові) змішувачі, які порівняно із різноманітними конструктивними рішеннями змішувачів неперервної дії мають просту технологічну схему, високу продуктивність та можуть бути використані в процесах із змінними режимами роботи. Важливими перевагами гвинтових змішувачів також є проста конструкція, низька металоємність, герметичність, надійність та автоматизація процесів керування. Однією із важливих їх переваг є здатність не тільки забезпечувати об'ємне змішування компонентів, але і згладжувати зміни в концентрації компонентів внаслідок нерівномірного їх завантаження.

Зокрема, для змішування сипких матеріалів (компонентів) широко використовуються змішувачі на базі тихохідних гвинтових конвеєрів, які на практиці застосовуються в різних технологічних процесах для поєднання операцій транспортування і змішування. Проте, інтенсивність процесу змішування типовими гвинтовими конвеєрами-змішувачами (ГКЗ) та їх здатність вирівнювати концентрацію компонентів в часі є незначними. Покращення зазначених якісних характеристик досягається вдосконаленням конструкцій гвинтових конвеєрів-змішувачів, вибором оптимальних режимів їх роботи, що забезпечується, зокрема, розробкою їх адекватних математичних моделей.

Мета дослідження – розробити модель процесу неперервного змішування сипких компонентів гвинтовими конвеєрами та методологію критеріальної оцінки якості змішування протягом часу роботи змішувача, а також перспективні конструкції гвинтових конвеєрів-змішувачів, що забезпечують якісне об'ємне змішування компонентів та згладжування в часі нерівномірності подачі компонентів у зону змішування.

Матеріали і методи

Для підвищення інтенсивності змішування сипких компонентів гвинтовий робочий орган виконують лопатево-секційним, гофрованим, із вікнами тощо [1, 3]. Проте, недоліками таких ГКЗ є низька

продуктивності, значна енергоємність та нестабільність процесів транспортування і змішування, труднощі в розробці моделей.

Процес моделювання змішування сипких матеріалів може здійснюватися за допомогою різних підходів та методів, зокрема, емпіричних, статистичних, аналізу структури потоків матеріалу за допомогою функції розподілення часу перебування частинок матеріалу всередині змішувача, механіки суцільних середовищ та ентропійно-інформаційного [4, 5]. Найбільш розповсюдженими є такі математичні моделі дослідження змішування: коміркові, ідеального витиснення та ідеального змішування, дифузійна та комбінована [5].

Одним із найбільш ефективних інструментів дослідження технологічних процесів із сипким матеріалом є метод дискретних елементів [6, 7]. Для випадку моделювання процесів потокового змішування метод розкрито в науковій праці [8]. Проте, для реалізації такого методу потрібне відповідне дороговартісне програмне забезпечення. Крім цього, метод дискретних елементів є хорошим інструментом для дослідження змішувачів у режимі обчислюваного експерименту, проте не пов'язує безпосередньо параметри і режими роботи змішувача із критеріями якості змішування.

Результати дослідження та обговорення

З метою вибору раціональної схеми ГКЗ розглянемо процес переміщення ними суміші. Об'ємна продуктивність ГКЗ за усталеного режиму роботи визначається так, як для тихохідних конвеєрів [9]:

$$Q = \varphi_T \psi_T S_k v_z = \frac{\varphi_T \psi_T \omega T (D^2 - d^2)}{8}, \quad (1)$$

де φ_T – коефіцієнт заповнення ГКЗ; ψ_T – коефіцієнт, що ураховує пересипання суміші через вал шнека та зазори; S_k – площа поперечного “живого” перерізу кожуха ГКЗ, м²; v_z – ідеальна (максимальна) осьова швидкість суміші в ГКЗ, м/с; ω – кутова швидкість обертання гвинта, рад./с; D , d та T – відповідно, зовнішній і внутрішній діаметри та крок гвинтової стрічки, м.

До виконання технологічного процесу змішування висуваються, перш за все, вимоги щодо якості змішування. Якість змішування компонентів суміші оцінюється за вмістом ключового компонента, який має бути рівномірно розподілений за об'ємом суміші, причому його концентрація не має змінюватись з часом. При цьому суміш умовно розглядають як двохкомпонентну, яка містить ключовий та умовний компоненти, причому під останнім розуміють усі інші компоненти [10]. Серед інтегральних критеріїв оцінки роботи змішувачів сипких матеріалів можна виокремити коефіцієнт

неоднорідності концентрації ключового компонента. Проте, він не дає відповіді на закономірності зміни концентрації компонентів з часом, тобто ним неможливо оцінити згладжуючу здатність змішувача. Дослідження якісних характеристик процесу змішування та встановлення його згладжуючої здатності, як правило, базується на встановленні реакції моделі на стандартне збурення, яке описується як імпульс за допомогою дельта-функції Дірака $\delta(t)$.

Для оцінки згладжуючої здатності ГКЗ використовуємо метод імпульсного збурення, який полягає у миттєвому введенні ключового компонента у вигляді індикатора на вхід ГКЗ та встановленні закону зміни концентрації індикатора на виході ГКЗ з часом [9, 10]. Розглянемо змішувач із суцільним гвинтовим робочим органом. Розіб'ємо зону змішування ГКЗ за його довжиною на n_k комірок, які в системі координат змішувача обмежуються нижніми поверхніми гвинта в початковий момент часу t_0 . Тобто кількість комірок відповідає кількості проміжків довжиною $\Delta T = T/k_T$ між сусідніми витками (де k_T – кількість заходів шнека). Позначимо об'єм введеного індикатора g_i . Оскільки об'єм комірки становить $V_k = 0,25\pi\Delta T(D^2 - d^2)$, то початкова (середня у нульовій комірці) об'ємна концентрація індикатора після його введення становить:

$$C_0 = \frac{4g_i}{\pi\varphi_T\Delta T(D^2 - d^2)}. \quad (2)$$

Відокремлений (розміщений між сусідніми витками) об'єм суміші із частиною індикатора, без урахування пересипання, проходить одну комірку за час:

$$t_\Delta = \frac{\Delta T}{v_z} = \frac{2\pi}{k_T\omega}. \quad (3)$$

Нехай, величина t_Δ , за яку вал обернеться на $1/k$ обертів за безрозмірний проміжок (імпульс) часу n_t , рівна одиниці. За цей час гвинтовий робочий орган перемістить вантаж із попередньої комірки $n_k = i - 1$ в наступну, тобто $n_k = i$. Часові проміжки довжиною t_Δ відобразимо рядом $n_t = \{0; 1; 2; \dots; j\}$. Тоді кількість індикатора в i -ій комірці за j -ий проміжок часу позначимо K_{ij} . Нехай, в початковий момент часу ($n_t = 0$) увесь індикатор подається в нульову комірку ($n_k = 0$), де його початкова відносна концентрація рівна $C_0(t_\Delta) = 1$. Для ГКЗ ймовірність того, що за j -ий проміжок часу частина індикатора захопиться гвинтовою стрічкою і переміститься в наступну i -ту комірку, становить p_{ij} , а ймовірність того, що частина індикатора залишиться в попередній комірці становить $q_{ij} = 1 - p_{ij}$. За наступний проміжок часу частина $p_{i(j+1)}$ індикатора, що залишився в попередній

комірці, знову переміститься в наступну, а в ній залишиться частина $q_{i(j+1)} = 1 - p_{i(j+1)}$ від залишкового вмісту індикатора в цій комірці. До комірки n_k індикатор може переміститися не швидше, ніж через $n_t = n_k$ проміжків, що узгоджується із максимальною швидкістю v_z руху суміші. Нехай, у початковий момент часу в нульову комірку завантажується одинична кількість індикатора $K_{00} = 1$. Тоді через кожен наступний одиничний проміжок часу Δn_t частина індикатора переміщатиметься в наступну комірку, згідно заданої ймовірності p_{ij} , а частина залишатиметься (таблиця).

Таблиця – Розподіл індикатора за комірками n_{ki} під час руху вантажу протягом часу $t = n_t \Delta$

n_{ki}	n_{ij}					$n_t = n_k$
	0	1	2	3	...	
0	$K_{00} = 1$	$K_{01} = K_{00}q_{01}$	$K_{02} = K_{01}q_{02}$	$K_{03} = K_{02}q_{03}$...	$K_{0k} = K_{0(k-1)}q_{0k}$
1	$K_{10} = 0$	$K_{11} = K_{00}p_{01}$	$K_{12} = K_{01}p_{02} + K_{11}q_{12}$	$K_{13} = K_{02}p_{03} + K_{12}q_{13}$...	$K_{1k} = K_{0(k-1)}p_{0k} + K_{1(k-1)}q_{1k}$
2	$K_{20} = 0$	$K_{21} = 0$	$K_{22} = K_{11}p_{12}$	$K_{23} = K_{12}p_{13} + K_{22}q_{23}$...	$K_{2k} = K_{1(k-1)}p_{1k} + K_{2(k-1)}q_{2k}$
3	$K_{30} = 0$	$K_{31} = 0$	$K_{32} = 0$	$K_{33} = K_{22}p_{23}$...	$K_{3k} = K_{2(k-1)}p_{2k} + K_{3(k-1)}q_{3k}$
...
n_k	0	0	0	0	0	$K_{kk} = K_{(k-1)(k-1)} \times p_{(k-1)k}$

У таблиці представлено розподіл кількості індикатора за комірками (горизонтальні рядки) у кожен із моментів часу n_{ij} (вертикальні стовпці). У крайньому правому стовпці представлено розподіл індикатора за комірками (від 0 до n_k) за час, коли частина індикатора досягне крайньої комірки $n_t = n_k$, тобто опиниться на виході із змішувача. Для змішувачів на базі гвинтових конвеєрів ймовірність p_{ij} переміщення вантажу із комірки у комірку приймаємо постійною за довжиною змішування і рівною коефіцієнту p , який урахує пересипання суміші через зазори, а ймовірність того, що частина індикатора залишиться в попередній комірці, приймаємо рівною q .

Відповідно, розподіл індикатора за довжиною змішувача (за комірками) відповідає біноміальному розподілу:

$$\begin{aligned}
 K_{ij} &= C_j(n_t) = K_{i(j-1)}q + K_{(i-1)(j-1)}p = \\
 &= C_j^i p^i q^{j-i} = C_{n_t}^{n_k} \psi^{n_k} (1-\psi)^{n_t-n_k},
 \end{aligned}
 \tag{4}$$

де $C_{n_i}^{n_k} = \frac{n_i!}{n_k!(n_i - n_k)!}$ – сполучення n_k елементів із множини n_i .

Нехай, гвинтовий конвеєр-змішувач довжиною L має $n_k = k_T L/T$ комірок. Тоді в момент часу $t_k = n_k t_{\Delta}$ індикатор з'являється на виході із концентрацією $C_e(t_{n_k}) = C_{n_k}^{n_k} \psi_T^{n_k}$.

У момент часу $t_{k+1} = (n_k + 1)t_{\Delta}$ безрозмірна концентрація на виході ГКЗ становитиме $C_e(t_{n_k+1}) = C_{n_k+1}^{n_k} \psi_T^{n_k} (1 - \psi_T)$, а в довільний момент часу $t_j = n_i t_{\Delta}$ безрозмірна концентрація буде $C_e(t_{n_i}) = C_{n_i}^{n_k} \psi_T^{n_k} (1 - \psi_T)^{n_i - n_k}$.

У розмірних одиницях концентрація індикатора на виході описується C -кривою, що характеризує згладжуючу здатність ГКЗ:

$$C_e(t_i) = C_0 C_e(t_p) = \frac{4g_i C_e(t_p)}{\pi \varphi_T \Delta T (D^2 - d^2)}. \quad (5)$$

Що менше максимальне значення похідної $d[C_e(t_i)]/dt$, то більша згладжуюча здатність ГКЗ. Аналіз залежностей (4) та (5) показує, що закон зміни концентрації $C_e(t_i)$ визначається вибором параметрів ψ_T , L та k_T .

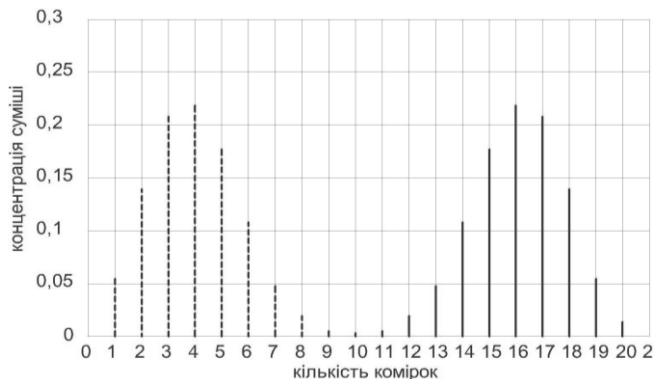
На графіку (рис. 1) представлено розподіл ключового компонента-індикатора у змішувачі, що має 20 комірок (n_k), для суцільного гвинтового конвеєра-змішувача з $\psi_T = 0,8$ (на рис. 1 – суцільна лінія) та лопатевого змішувача з $\psi_T = 0,2$ (на рис. 1 – пунктирна лінія) для випадку, коли $n_i = n_k$, що відповідає часу змішування $t = t_{\Delta} n_k = 2\pi L/(\omega T)$ (рис. 1, а), та для випадку часу проходження максимальної концентрації індикатора n_i (рис. 1, б).

Очевидно, що зі збільшенням довжини конвеєра та кількості заходів гвинта зростатиме кількість комірок змішування та зростатиме змішувальна здатність конвеєра. Проаналізуємо вплив коефіцієнта пересипання ψ_T . Аналіз рис. 1 показує, що максимальною концентрація ключового компонента зменшується в 5 разів (з 1 до 0,2) як у випадку $\psi_T = 0,8$, так і у випадку $\psi_T = 0,2$. Проте, у лопатевого змішувача швидкість переміщення суміші значно менша, ніж швидкість її переміщення у гвинтовому конвеєрі-змішувачі.

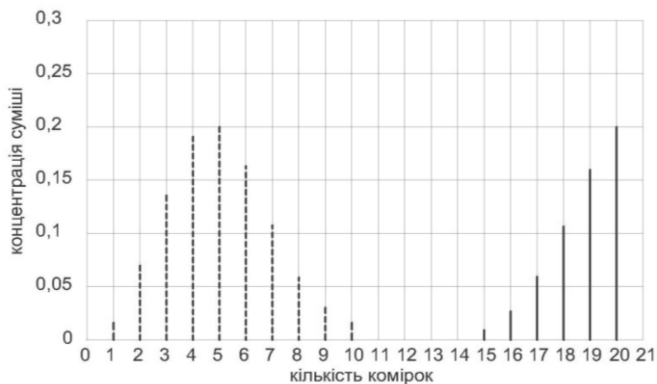
Із збільшенням коефіцієнта пересипання до $\psi_T = 0,5$, максимальну концентрацію можна знизити до 0,12 (рис. 2) для ГКЗ із 20-ма комірками. Цей випадок є оптимальним з точки зору забезпечення максимальної згладжувальної здатності гвинтового транспортера-кормозмішувача.

Досягнути пересипання суміші в ГКЗ між витками на рівні $\psi_T = 0,5$

можна збільшенням: зазору між гвинтовою стрічкою та кожухом, коефіцієнта заповнення конвесра, швидкості обертання робочого органа та переходом із тихохідного режиму транспортування в нестійкий режим (режим змішування), а також виконанням отворів по периферії гвинта. Як показав досвід експлуатації гвинтових змішувачів, найбільш ефективним є поєднання вказаних факторів.



а

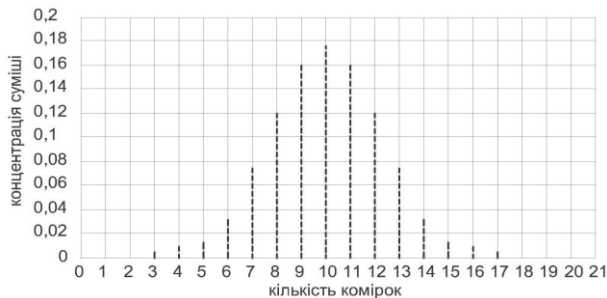


б

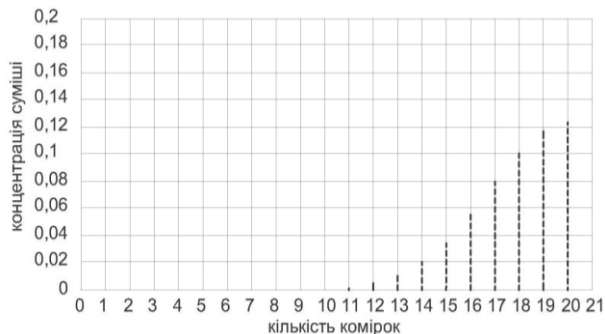
Рис. 1 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із $\psi_T = 0,8$ (суцільна лінія) та $\psi_T = 0,2$ (пунктирна лінія), відповідно, при $n_t = 20$ (а) та $n_t = 25$ (б)

Рекомендоване значення коефіцієнта заповнення ГКЗ становить $\psi_T = 0,5$. Подальше зростання коефіцієнта призводить до зростання енергоємності та зниження якості об'ємного змішування компонентів.

Кутову швидкість доцільно визначати із залежності для коефіцієнта швидкохідності $P_k = Da^2/(2g)$ за умови, що його значення має знаходитися в межах 1,5–2,0. Найбільш ефективним з огляду на забезпечення згладжувальної здатності змішувача та якості об'ємного змішування компонентів є розташування по периферії гвинта отворів певної форми. У цьому випадку можлива різна ймовірність переходу частинок компонентів між різними комірками, тому розподіл індикатора у комірках в процесі змішування може дещо відрізнятись від біноміального. Проте, загальний принцип побудови моделі змішування буде той самий. Як продемонстрували результати дослідження, зазначені відмінності будуть незначними, оскільки вирішальний вплив на розподіл індикатора у комірках має інтегральний показник – коефіцієнт ψ_T впливу пересипання на продуктивність ГКЗ.



а



б

Рис. 2 – Розподіл ключового компонента у комірках змішувача для ГКЗ із $\psi_T = 0,5$, відповідно, при $n_t = 20$ (а) та $n_t = 40$ (б)

Висновки

Розроблена модель процесу неперервного змішування сипких компонентів дозволила зменшити кількість варіантів пошуку раціональних конструкцій гвинтових конвеєрів-змішувачів при їх структурно-параметричному синтезі, що, у свою чергу, дозволило запропонувати нову конструкцію ГКЗ із перфорованою зовнішньою крайкою гвинтової стрічки. Ця конструкція ГКЗ забезпечує рівномірний розподіл компонентів у потоці та в суміші на виході із змішувача, високу згладжуючу здатність та мінімальну енерго- та металоємність.

Список посилань

1. Бурлака, В., Водяницький, Г., Тимків, В. (2016). Оцінка технічного рівня кормороздавачів-змішувачів світових виробників. Тваринництво України, 3, 8–12. http://nbuv.gov.ua/UJRN/TvUkr_2016_3_5
2. Шацкий, В.В., Мілько, Д.А., Болтянський, Б.В., Коломиєц, С.М., Семенов, В.И. (2013). Якість змішування компонентів раціону – основа підвищення продуктивності тварин. Праці Таврійського державного агротехнологічного університету, 1(3), 43–50.
3. Ляшук, О.Л. (2014). Результати експериментальних досліджень неоднорідності змішування сипких матеріалів гвинтовим гофрованим робочим органом. Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка, 144, 117–122.
4. Рябов, Р.М., Мілько, Д.О. (2016). Аналіз теоретичних досліджень процесу змішування. Вісник Сумського національного аграрного університету. Механізація та автоматизація виробничих процесів, 10/2(30), 102–106.
5. Дереза, О.О., Дереза, С.В. (2014). Аналіз методів моделювання процесу змішування кормів. Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету, 4(1), 95–100.
6. Walton, O.R. (1993). Numerical simulation of inelastic, frictional particle-particle interactions. In: M.C. Roco (ed.): Particulate Two-Phase Flow. Butterworth-Heinemann, Stoneham, MA, 884–911.
7. Yaraghi, A., Ebrahimi, M., Ein-Mozaffari, F., Ali Lohi, A. (2018). Mixing assessment of non-cohesive particles in a paddle mixer through experiments and discrete element method (DEM). Advanced Powder Technology, 29(11), 2693–2706.
8. Шевченко, І.А., Алієв, Е.Б., Доруда, С.О. (2013). Моделювання процесу потокового змішування кормосумішей з використанням методу дискретних елементів. Механізація та електрифікація сільського господарства, 97(1), 536–544. http://nbuv.gov.ua/UJRN/mesg_2013_97%281%29__63
9. Рогатинський, Р.М., Гевко, І.Б., Дмитрів, Д.В. (2000). Моделювання роботи малогабаритного лопатоговинтового змішувача. Сільськогосподарські машини, 6, 129–135.
10. Сацюк, В.В. (2016). Оцінка згладжуючої здатності змішувачів безперервної дії. Сільськогосподарські машини, 35, 88–91.

RESEARCH OF THE DRYING AGENT HEATING PROCESS IN THE SOLAR THERMAL COLLECTOR USING 3D SIMULATION

V. Satsiuk, Y. Bulik, O. Dubytskyi, N. Tolstushko

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



Key words:

collector,
simulation,
digital twin,
drying agent,
temperature

Article history:

Received 20.08.2020

Accepted 04.11.2020

Corresponding author:

vs-07@ukr.net

ABSTRACT

Regular increases in the cost of energy and a sharp reduction in their reserves have accelerated the use of alternative renewable energy sources in various sectors of the economy, including agricultural production. Drying of agricultural products is one of the most energy-intensive operations in the primary processing of raw materials. Reducing the cost of the drying process significantly affects the cost of the final product. Therefore, the use of solar energy for the preparation of the drying agent is relevant today. In the article, using the software 3D modeling, the technological process of heating the drying agent in the solar thermal collector is investigated. Using the "Digital Twin" technology, the modes of operation of the solar thermal collector with different geometric parameters are investigated. The implementation of the "Digital Twin" technology was carried out in the Creo 7.0 software package with the FloEFD computer simulation module installed. The following parameters were set for computer simulation of the drying agent heating process in the collector: time of the experiment, location of the object of study, position relative to the selected coordinate system (angles of inclination to the horizon), ambient temperature, cloudiness. The data obtained from the test of a physical object (laboratory installation of a solar thermal collector) were used as input parameters for computer simulation. The use of "Digital Twin" technology allowed us to optimize the parameters of the solar thermal collector and reduce material costs and time for its research. At the final stage of the research the finally chosen variant of a collector design was checked. The developed computer model will be used for automated control of the solar heat collector and optimization of the drying process of agricultural materials.

УДК 631.371

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ПРИГОТУВАННЯ СУШИЛЬНОГО АГЕНТА У СОНЯЧНОМУ ТЕПЛОВОМУ КОЛЕКТОРІ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ 3D-МОДЕЛЮВАННЯ**В.В. Сацюк, Ю.В. Булік, О.С. Дубицький, Н.О. Толстушко**

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**колектор,
симуляція,
цифровий двійник,
сушильний агент,
температура**Історія публікації:**

Отримано 20.08.2020

Затверджено 04.11.2020

Автор для**листування:**

vs-07@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Сушіння сільськогосподарської продукції є однією із найбільш енергоємних операцій під час первинної обробки сировини. Зменшення витрат на процес сушіння суттєво впливає на вартість кінцевого продукту. Тому надзвичайно актуальним є використання сонячної енергії для приготування сушильного агента. У статті, використовуючи програмне забезпечення тримірної моделювання, досліджено процес нагрівання сушильного агента в сонячному тепловому колекторі. Використовуючи технологію “цифровий двійник”, досліджено режими роботи сонячного теплового колектора із різними геометричними параметрами. Реалізацію технології “цифровий двійник” здійснювали за допомогою програмного комплексу Creo 7.0 із встановленим модулем комп’ютерної симуляції FloEFD. Для комп’ютерної симуляції процесу нагрівання сушильного агента у колекторі були задані такі параметри: час проведення експерименту, місце розташування об’єкта дослідження, положення відносно вибраної системи координат (кути нахилу до горизонту), температура навколишнього середовища, хмарність. Використання технології “цифровий двійник” дозволило оптимізувати параметри сонячного теплового колектора та скоротити матеріальні витрати і тривалість дослідження. На кінцевому етапі досліджень було перевірено остаточно вибраний варіант конструкції колектора. Розроблена комп’ютерна модель буде використана для автоматизованого керування сонячним тепловим колектором та оптимізації процесу сушіння.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.405>

Стан питання та постановка проблеми

Світовий розвиток економіки тісно пов'язаний із збільшенням виробництва та споживання електроенергії. Таке явище зумовлене різними факторами.

Останнім часом значна частина шахт України знаходиться на тимчасово окупованій території. Енергетична галузь України стала вразливою та залежною від імпортних енергоносіїв. Тому енергетична безпека є болючою проблемою, яка постала перед Україною. Регулярне підвищення вартості енергоносіїв та різке скороченню їх запасів пришвидшили темпи використання альтернативних відновлюваних джерел енергії в різних галузях економіки, у тому числі, і в сільськогосподарському виробництві. Дослідження та використання альтернативних джерел енергії є одними із основних напрямів подальшого розвитку енергетики України.

Впровадження енергозберігаючих технологій у процесі первинної обробки та переробки сільськогосподарської продукції є актуальним завданням. Сушіння сировини належить до найбільш енергоємних процесів первинної обробки сільськогосподарської продукції. Географічне розташування нашої країни дозволяє використовувати сонячну радіацію для сушіння продукції сільськогосподарського виробництва [1, 2]. Сонячні теплові колектори для приготування сушильного агента є одним із найбільш простих та ефективних способів використання сонячної енергії для сушіння сільськогосподарської сировини. У них процес сушіння не супроводжується викидами шкідливих речовин в навколишнє середовище, отже є екологічно чистим. Окрім цього, при використанні сонячних сушарок у продукції зберігається більшість поживних речовин, не накопичуються шкідливі елементи та практично не змінюється колір і запах [3–5].

Мета дослідження – дослідити процес приготування сушильного агента у сонячному тепловому колекторі (СТК) із використанням програмного забезпечення тримірної моделювання.

Матеріали і методи

Для дослідження процесу приготування сушильного агента використовували лабораторну установку СТК та прикладну програму комп'ютерного моделювання Creo 7.0 із встановленим модулем FloEFD 2020.

Результати дослідження та обговорення

З метою дослідження процесу приготування сушильного агента була розроблена конструкція СТК [6]. Сонячний колектор містить

напівциліндричний корпус, який має теплоізоляційне покриття знизу та прозоре покриття зверху (рис. 1). Теплоізоляційна поверхня виготовлена із пінопласту товщиною 100 мм та для зменшення теплових втрат покрита світловідбиваючим покриттям. На світловідбиваючому покритті розташований поглинаючий елемент. В якості поглинаючого елемента використовували чорну металеву стружку.

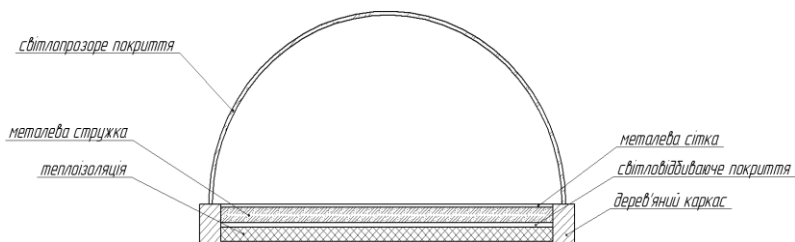


Рис. 1 – Схема сонячного теплового колектора

Сонячний тепловий колектор, який використовується для приготування сушильного агента, працює таким чином: короткохвильове сонячне випромінювання практично без втрат проходить через верхнє прозоре покриття установки та потрапляє на поглинаючий елемент і перетворюється на довгохвильове випромінювання в інфрачервоному спектрі. Довгохвильове випромінювання є, практично, непрохідним через верхнє прозоре покриття колектора, у результаті чого температура у колекторі підвищується. Запропонований сонячний тепловий колектор можна використовувати із будь-якими типами сушильних камер.

Для оптимізації конструкції СТК та режимів його експлуатації було використано технологію “цифровий двійник”. “Цифровий двійник” (англ. Digital Twin) – це цифрова копія фізичного пристрою або процесу, що моделює внутрішні процеси, технічні характеристики і поведінку реального об’єкта в умовах впливу перешкод і навколишнього середовища. Для того, щоб задати на “цифровий двійник” вплив перешкод і врахувати вплив змінних умов навколишнього середовища, використовується інформація з фізичних електронних компонентів паралельно працюючого реального пристрою. Також технологія “цифровий двійник” дає можливість порівняти інформацію із віртуальних датчиків із фізичними електронними компонентами реального пристрою. Це допомагає виявити значні розбіжності та причини їх виникнення [7].

Для реалізації технології “цифровий двійник” за допомогою програмного комплексу Creo 7.0 із встановленим модулем комп’ютерної симуляції FloEFD побудовано тримірну модель СТК. Для отримання реальних режимів роботи СТК виготовлено лабораторну установку СТК (рис. 2) та проведено її випробування [7]. Лабораторно-виробничі випробування сонячного колектора проводили при варіюванні таких факторів: вхідна температура повітря T , ($^{\circ}\text{C}$); витрата сушильного агенту, Q (m^3/c); робоча площа колектора S (m^2). За результатами випробування побудовано поверхню відгуку зміни температури нагріву повітря від вхідних параметрів (рис. 3).



Рис. 2 – Лабораторна установка:

а – загальний вигляд СТК; б – конструкція світлопоглинаючого елемента

Інтерфейс програмного забезпечення FLOEFD 2020 має широкий спектр налаштувань і можливість провести експеримент із урахуванням багатьох факторів. При проведенні комп’ютерної симуляції були задані такі параметри: час проведення експерименту, місце розташування об’єкта дослідження, положення відносно вибраної системи координат (кути нахилу до горизонту), температура навколишнього середовища, хмарність (рис. 4 та рис. 5).

Важливим елементом при підготовці тримірної моделі для проведення комп’ютерної симуляції є усунення із моделі деталей, що мають незначний вплив на досліджуваний процес, а також спрощення деталей конструкції. Оскільки настил металеві стружки є досить складним для побудови тримірної моделі і значно збільшить час проведення симуляції, то в тримірній моделі СТК він був замінений металеву пластиную із шипами висотою 100 мм (рис. 6). Загальний

вигляд спрощеної моделі СТК зображено на рис. 7.

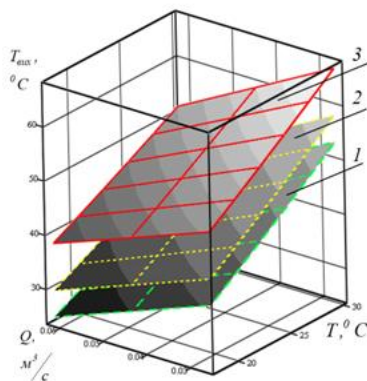


Рис. 3 – Зміна температура нагріву сушильного агента за варіювання таких факторів як витрата сушильного агента Q , вхідна температури повітря T при площі колектора:

$$1 - S = 0,026 \text{ м}^2; 2 - S = 0,044 \text{ м}^2; 3 - S = 0,062 \text{ м}^2$$

Physical Features	Value
Radiation	<input checked="" type="checkbox"/>
Radiation model	Discrete Transfer
Environment temperature	30.05 °C
Solar radiation	<input checked="" type="checkbox"/>
Type	At Earth
Defined by	Location and Time
Location	Custom
Latitude	50°45' N
Date	06/22
Time	12:00:00
Zenith direction	Y Axis of Global Coordinate System
Angle measured from North to	X Axis of Global Coordinate System
Angle	60 rad
Cloudiness	n

Рис. 4 – Задавання типу симуляції

Parameter	Value
Parameter Definition	User Defined
Thermodynamic Parameters	
Parameters	Pressure, temperature
Pressure	101325 Pa
Pressure potential	<input checked="" type="checkbox"/>
Refer to the origin	<input type="checkbox"/>
Temperature	30.05 °C
Velocity Parameters	
Parameter	Velocity
Velocity in X direction	0 m/s
Velocity in Y direction	0 m/s
Velocity in Z direction	0 m/s
Turbulence Parameters	
Solid Parameters	
Initial solid temperature	30.05 °C

Рис. 5 – Початкові умови симуляції

Повітря потрапляє в СТК через вхідний отвір прямокутної форми і рухається вздовж підлоги до задньої стінки із вихідним отвором, де розділяється на два потоки: частина потоку вже прогрітого повітря надходить у вихідний отвір до сушильної установки, а друга частина рухається у зворотному напрямку. Із рис. 8 видно, що вихідний потік

за розподілом температур не є однорідним, тому це необхідно урахувати під час встановлення сенсорів. Перепад температури повітряного потоку на виході суттєво змінюється при збільшенні довжини СТК до 6 м (рис. 9).

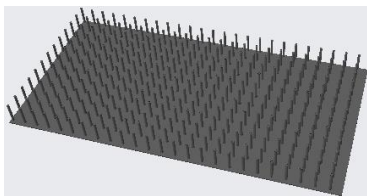


Рис. 6 – Спрощена модель світлопоглинаючого елемента (металевої стружки)

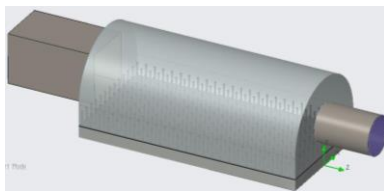


Рис. 7 – 3D-модель СТК для проведення комп'ютерної симуляції

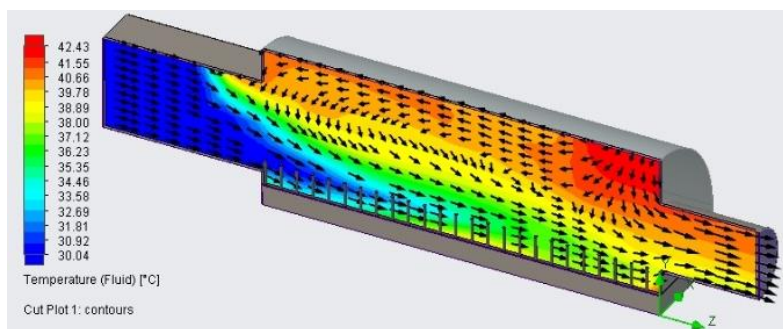


Рис. 8 – 3D-симуляція роботи СТК площею 2 м²

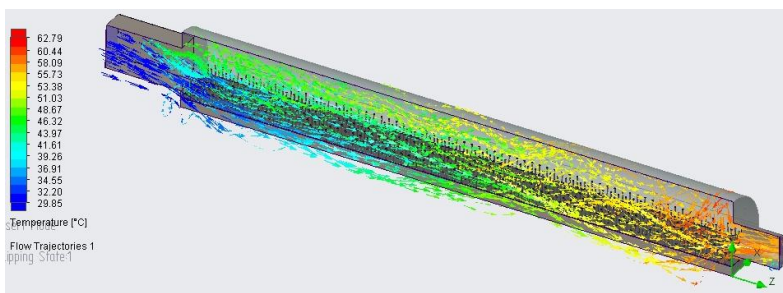


Рис. 9 – 3D-симуляція роботи СТК площею 6 м²

Для зменшення завихрення повітря на вході в СТК було проведено оптимізацію розташування та геометричних розмірів впускного колектора. З метою зменшення застійної зони над вихідним колектором було змінено форму задньої стінки СТК (рис. 10 і рис. 11).

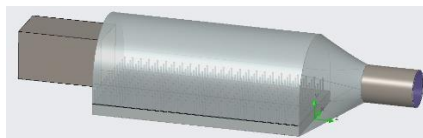


Рис. 10 – СТК з оптимізованою формою

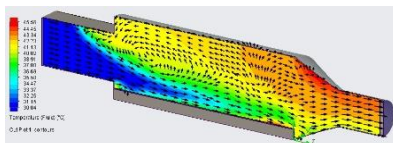


Рис. 11 – 3D-симуляція роботи СТК площею 2 м²

Використання даного програмного забезпечення також є дієвим при визначенні найбільш оптимального положення в місці встановлення СТК для того, щоб отримати максимальну потужність сонячного випромінювання.

Висновки

Згідно із проведеними дослідженнями встановлено, що застосування СТК для сушіння сільськогосподарських матеріалів може значно скоротити енергетичні витрати. Розробка комп'ютерної моделі СТК та використання технології “цифровий двійник” дозволили дослідити режими роботи СТК за різних умов і геометричних параметрів лабораторної установки, а також дослідити ефективність використання різних матеріалів у конструкції СТК. На кінцевому етапі досліджень було перевірено остаточно вибраний варіант конструкції СТК, що значно скоротило матеріальні витрати та тривалість проведення експериментів. Розроблена комп'ютерна модель буде застосована на етапі використання фізичної СТК у складі сушильної установки для оптимізації процесу сушіння сільськогосподарських матеріалів.

Список посилань

1. Боярчук, В.М., Коробка, С.В. (2010). Огляд і оцінка ефективності використання сонячної енергії в аграрному виробництві. Вісник Львівського національного аграрного університету, 14, 578–586.
2. Сацюк, В.В. (2012). Використання нетрадиційних джерел енергії у сільському господарстві. В: Тези XXVI науково-технічної конференції професорсько-викладацького складу “Актуальні проблеми та перспективи науки і виробництва”, 152–154.

3. Коробка, С.В. (2016). Обґрунтування параметрів та режимів роботи геліосушарки фруктів [Дисертація к-та техн. наук]. Львівський національний аграрний університет, Львів, 295.
4. Мусій, Р.Й., Демчина, О.І., Сиротюк, С.В., Гальчак, В.П. (2015). Сонячні повітряні теплові колектори для екологічно чистої сушки продуктів харчування. Наукові праці [Одеської національної академії харчових технологій], 47(2), 219–221.
5. Boyarchuk, V., Korobka, S., Babych, M., Krygul, R. (2019). Results of research into efficiency of a flat solar air heliocollector with a wavy absorbing surface. Eastern-european journal of enterprise technologies, 8(97), 24–36. <https://doi.org/10.15587/1729-4061.2019.154550>
6. Сацюк, В.В., Красовський, Є.А., Федорук, В.В. (2019). Дослідження процесу приготування сушильного агенту у сонячному тепловому колекторі. Сільськогосподарські машини, 42, 100–105. <https://doi.org/10.36910/agromash.vi43.207>
7. Parrott, A., Warshaw, L. (2017). Industry 4.0 and the digital twin. Manufacturing meets its match. <https://www2.deloitte.com/us/en/insights/focus/industry-4-0/digital-twin-technology-smart-factory.html>

A REVIEW OF PROCESSING INDUSTRY WASTE USING IN AGRICULTURE

O. Tymoshchuk¹, I. Dudarev²

¹Biofuel and Energy Company LLC, Lutsk, Ukraine

²Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



ABSTRACT

The article considers the using of waste from processing industries in agriculture through a comprehensive analysis of scientific and technical sources of information. Nowadays, in processing industry it is possible and even necessary to quickly adapt to the circumstances and look for new markets for main products and waste products. A number of technological problems associated with the disposal of by-products of different production, encourages the development of new waste-free technologies for their use. Large volumes of by-product (vinasse) of alcohol production necessitated the development of technology for its further using. Therefore, the purpose of the study is to review the processing industry waste using in agriculture. Scientists have proposed the using a concentrated vinasse as a plasticizer. But for the production of high quality concentrated vinasse, it is necessary to use additional expensive energy resources. There is also known technology of alcohol vinasse using in the form of a dry product, which is used as a nutritional supplement to livestock and poultry. The dry alcohol vinasse using in animal husbandry is due to the fact that it contains a large amount of protein, fiber and yeast. Also a complex biotechnology of alcohol waste processing using earthworms is known. Foreign sources describe the technology of utilization of molasses vinasse by anaerobic method. Today, the most optimal solution is the using of molasses vinasse as an organic fertilizer, as it allows us to dispose of industrial waste for the benefit of the environment. Vinasse can be used as a solvent when using nitrogen and potassium fertilizers, which allows us to prepare nutrient compositions based on it. Vinasse can also be used as a solvent for pesticides.

Key words:

waste from processing industries, molasses, vinasse, ethanol, fertilizers from waste

Article history:

Received 10.10.2020

Accepted 15.11.2020

Corresponding author:

tymoshchuk27@ukr.net

УДК 631.879.3

**ОГЛЯД ВИКОРИСТАННЯ ВІДХОДІВ ПЕРЕРОБНИХ
ВИРОБНИЦТВ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ**О.М. Тимошук¹, І.М. Дударев²¹ТОВ “Біопаливно-енергетична компанія”, Луцьк, Україна²Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна**Ключові слова:**

відходи переробних
виробництв,
м'яса,
барда,
етанол,
добрива з відходів

Історія публікації:

Отримано 10.10.2020

Затверджено 15.11.2020

Автор для**листування:**

tymoshchuk27@ukr.net

АНОТАЦІЯ

У статті шляхом всебічного аналізу наукових та науково-технічних джерел інформації розглянуте питання використання відходів переробних виробництв у сільському господарстві. Великі об'єми побічного продукту (барди) виробництва спирту зумовили необхідність розробки технології його подальшого використання. Науковцями пропонувалося використовувати концентровану барду як пластифікатор. Але для виробництва концентрованої барди високої якості, необхідно додатково використовувати дорогі енерго-ресурси. Відома також технологія використання спиртової барди у вигляді сухого продукту, який використовується як поживна добавка до кормів худоби та птиці. Використання сухої спиртової барди у тваринництві зумовлено тим, що вона містить у великій кількості клітковину, дріжджову масу та протеїн. Також відома комплексна біотехнологія переробки відходів спиртового виробництва із використанням дощових черв'яків. У закордонних джерелах описується технологія утилізації м'ясної барди анаеробним методом. На сьогодні найбільш оптимальним рішенням вважається використання м'ясної барди в якості органічного добрива, оскільки це дозволяє утилізувати відходи виробництва із користю для навколишнього середовища. Барду можна використовувати як розчинник при використанні азотних та калійних добрив, що дозволяє готувати на її основі поживні композиції. Також барду можна використовувати в якості розчинника для пестицидів.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.406>

Стан питання та постановка проблеми

Виробництво цукру з цукрового буряка – це одна із найдавніших галузей переробної промисловості України. Щоб забезпечити потребу у цьому продукті в нашій країні необхідно 1,8 млн. т цукру на рік. Значний профіцит виробництва цукру за останні роки зумовив зниження цін на готову продукцію і, відповідно, скорочення площ у господарствах різних форм власності, які відведені під посів цукрових буряків. З огляду на це, нестабільний, економічно непривабливий стан галузі виробництва цукру без сумніву впливає на весь агропромисловий комплекс та харчову промисловість України.

Разом із тим, у сучасному динамічному світі можна й навіть необхідно швидко пристосуватися до обставин, які склалися та шукати нові ринки збуту як основної продукції, так і відходів її виробництва. Так, рятувальним кругом для виробників цукру може бути виробництво добавок до бензинів, зокрема, таких як обезводнений етанол. Адаже при виробництві цукру продукується дуже велика кількість побічних продуктів, які є цінною сировиною для виробництва етанолу. Одним із таких побічних продуктів є меляса, що згідно стандарту містить зброджуваних цукрів до 45% [1]. Певний час мелясу використовували як цінний компонент корму для годівлі поголів'я великої рогатої худоби, проте цей спосіб її використання широкого застосування не знайшов, оскільки меляса швидко псується та втрачає поживні речовини. Необхідно зазначити, що і при виробництві етанолу з меляси та іншої сировини продукуються відходи, зокрема, – барда, що становить основну кількість усіх відходів виробництва етанолу. Низка технологічних проблем, пов'язаних з утилізацією цих побічних продуктів виробництва етанолу, спонукає до розробки нових безвідходних технологій їх використання [2–4].

Мета дослідження – провести огляд використання відходів переробних виробництв у сільському господарстві.

Матеріали і методи

Питання використання відходів переробних виробництв у сільському господарстві досліджувалося шляхом всебічного аналізу наукових та науково-технічних джерел інформації.

Результати дослідження та обговорення

При виробництві спирту вихід мелясної барди коливається в межах $0,12\text{--}0,14 \text{ м}^3$ з 1 дал спирту. Такі великі об'єми побічного продукту виробництва спирту зумовили необхідність розробки технології його подальшого використання. Зокрема, пропонувалося використовувати

концентровану (упарену) барду як пластифікатор [5]. Але для виробництва барди високої якості з концентрацією 60–70% необхідно додатково використовувати дорогі енергоресурси. Аналіз цієї технології демонструє, що, наприклад, для підприємства із добовою потужністю 3000 дал спирту, лише енергоємність технологічного обладнання становить близько 304 кВт [6]. У разі необхідності транспортування барди на значні відстані, її економічно доцільного використовувати з концентрацією сухих речовин (СР) 80%. Але, у цьому випадку постає проблема її зливу з тари, оскільки, зазвичай, заповнення місткостей транспортних засобів відбувається бардою у стані гарячого концентрату, який вистигаючи, особливо в зимовий період, важко зливається через високу в'язкість й створює певні незручності.

Відома також технологія використання спиртової барди (з різної сировини) у вигляді сухого продукту (вологість 9–10%), який використовується як поживна добавка до кормів худоби і птиці (рис.). У закордонних джерелах такий продукт позначається DDGS (Dried Distillers Grains with Solubles – суха спиртова барда з розчинними речовинами) [7, 8]. Згідно цієї технології барда розділяється на тверду (кек) та рідку (фугат) фази [9].

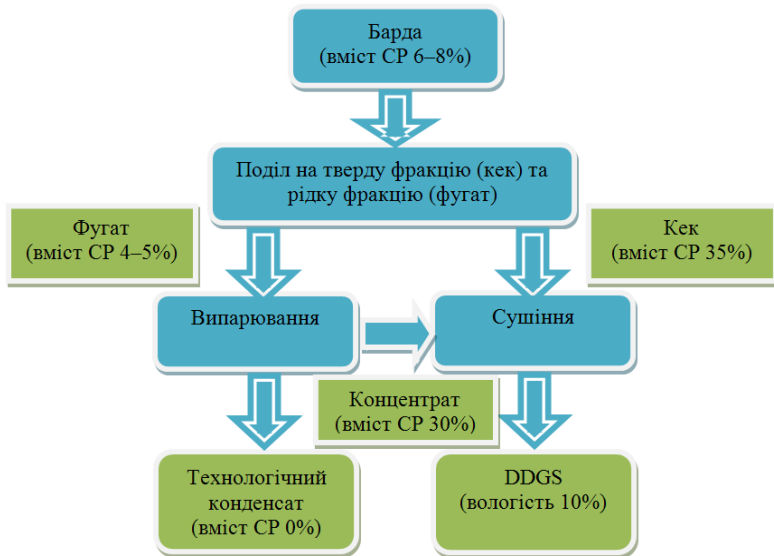


Рис. – Схема виробництва DDGS

Використання сухої спиртової барди у тваринництві зумовлено тим, що вона містить у великій кількості протеїн, клітковину та дріжджову масу. Разом із тим, необхідно зазначити, що добавки з концентрованої зернової та картопляної барди мають значно більшу поживну цінність (таблиця 1) [10]. Суха спиртова барда також може використовуватися в якості добрива [11].

Крім того, відома комплексна біотехнологія переробки органічних відходів із використанням дощових черв'яків, в якій використовуються відходи спиртового виробництва (барда) [12].

Таблиця 1 – Склад барди [10]

Показник	Значення показника	
	в барді	у СР
1	2	3
Зернова барда		
Сухих речовин (СР), %	6,0–8,0	–
Сирий протеїн, % СР	1,8–2,2	26,5–27,5
Безазотисті речовини, % СР	2,8–3,2	40,0–50,0
Жир, % СР	0,4–0,6	5,97–7,5
Клітковина, % СР	0,9–1,7	12,8–21,2
Зола, % СР	0,5–0,7	7,6–8,7
Кормова цінність, корм. од.	–	0,7
Картопляна барда		
Сухих речовин (СР), %	3,2–4,1	–
Сирий протеїн, % СР	0,6–0,8	18,7–19,5
Безазотисті речовини, % СР	1,8–2,4	56,2–58,5
Жир, % СР	0,1–0,2	3,1–3,2
Клітковина, % СР	0,3–0,4	9,4–9,7
Зола, % СР	0,4–0,5	12,1–12,5
Кормова цінність, корм. од.	–	0,4
Мелясна барда		
Сухих речовин (СР), %	5,5–6,3	–
Сирий протеїн, % СР	1,0–1,2	18,1
Безазотисті речовини, % СР	2,76–2,86	45,2
Жир, % СР	0,03–0,08	0,54
Клітковина, % СР	1,21–1,37	21,7
Зола, % СР	0,5–0,8	9,1
Кормова цінність, корм. од.	–	–

У закордонних джерелах описується технологія утилізації мелясної барди анаеробним методом. Завдяки метановій ферментації можна отримати біогаз, що містить близько 65% метану та 35% діоксиду вуглецю. Такий біогаз має теплотворну здатність близько 21 МДж/м³. Але, як зазначено у джерелі [13], під час вибору способу метанізації будь-яких відходів необхідно пам'ятати, що при метановій ферментації в біогаз перетворюється не більше 50–60% органічних речовин субстрату. А решта органічних та мінеральних речовин виходять у вигляді брудної води, яка має пройти очищення фізико-хімічними або біологічними методами. Тобто, це знову зумовлює матеріальні та енергетичні витрати. На практиці поряд із великими заводами з переробки меляси на етанол розташовані поля фільтрації, куди без попередньої обробки зливають усі стічні води. Така біологічна нейтралізація барди також має суттєві недоліки, оскільки у картох-відстійниках вона загниває, а потрапляючи у верхні водоносні горизонти – інфікує їх. До того ж, через велику кількість таких стоків, подібні карти-відстійники займають значну територію, і, відповідно, у літній період поширюють навколо нестерпний сморід. Таким чином, збільшення виробництва біоенергії зумовлює збільшення побічних продуктів, які потребують належних методів утилізації для унеможливлення екологічних проблем [14]. Прискорити біодеградацію біологічно активних сполук можна використовуючи як спеціальні мікроорганізми, так і ферментні препарати, але на це потрібно затратити додаткові фінансові ресурси.

На сьогодні найбільш оптимальним рішенням вважається використання мелясної барди в якості органічного добрива, оскільки це дозволяє утилізувати відходи виробництва із користю для навколишнього середовища. Через антропогенний вплив на природу, зменшення використання органічних добрив та нераціональне використання ресурсів в Україні спостерігається деградація ґрунтів. За останні 100 років чорноземи втратили майже половину основного родючого компоненту – гумусу, зменшивши природну родючість. А мелясна барда за хімічним складом близька до рідкого гною тварин, який отримують у сільському господарстві. У таблиці 2 представлено порівняльний аналіз якісних показників мелясної барди та рідкого гною [15].

Крім того, барду можна використовувати як розчинник при використанні азотних та калійних добрив, що дозволяє готувати на її основі поживні композиції [16]. Також барду можна використовувати в якості розчинника для пестицидів з одночасним позакореневим підживленням рослини. Щоправда, необхідно урахувати показник її

кислотності та для оптимального ефекту рекомендується проводити нейтралізацію кислотності. Зважений підхід до ведення сільського господарства дозволяє отримати найкращий результат.

Таблиця 2 – Якісні показники рідкого гною та барди [15]

Якісні показники, %	Рідкий гній	Барда
Вологість	88	84,9
Сухих речовин	11,4	15,4
Органіка	10,9	14,6
N заг.	0,72	0,82
Фосфор (P ₂ O ₅)	0,32	0,72
Калій (K ₂ O)	0,51	1,7
C/N	7,5	8,6
Кальцій (CaO)	3,0	0,75
Магній (MgO)	0,71	0,36
Мідь (Cu)	0,006	0,0024

Висновки

Відходи переробних виробництв, зокрема виробництва спирту та етанолу, можуть використовуватися у сільському господарстві в якості добавок для годівлі худоби та добрив чи їх композицій для підживлення рослин. Виробництво цих продуктів (добавок, добрив), тобто переробка відходів, дозволяє уникнути їх накопичування на полях фільтрації і, відповідно, не допустити виникнення екологічних проблем.

Список посилань

1. ДСТУ 3696-98. Меляса бурякова. Технічну умови, Україна, 1998.
2. Хижняк, М.І., Цьонь, Н.І. (2010). Спиртова барда як цінна кормова добавка й органічне добриво у сільському господарстві. Рибогосподарська наука України, 2, 122–130.
3. Голуб, Н.Б., Потапова, М.В. (2018). Сучасні методи переробки й утилізації зернової після спиртової барди. Innov Biosyst Bioeng, 2(2), 125–134. <https://doi.org/10.20535/ibb.2018.2.2.125733>
4. Гловин, Н.М. (2017). Вплив спиртової барди на агрохімічні властивості ґрунту. Науковий вісник Львівського національного університету ветеринарної медицини та біотехнологій імені С.З. Гжицького, 19(74), 192–195. <https://doi.org/10.15421/nvlvet7442>
5. ОСТ 18-126-83. Барда меласная последрожжевая упаренная, СССР, 1983.

6. Шиян, П.Л., Сосницький, В.В., Олійнічук, С.Т. (2009). Інноваційні технології спиртової промисловості. Теорія і практика: монографія. Видавничий дім “Асканія”, Київ, 354.
7. KeShun, Liu. (2011). Chemical composition of distillers grains, a review. *Journal of Agricultural and Food Chemistry*, 59(5), 1508–1526. <https://doi.org/10.1021/jf103512z>
8. Benke, M.B., Hao, X., Caffyn, P., Schoenau, J.J., McAllister, T.A. (2010). Using manure from cattle fed dried distillers grains with solubles (DDGS) as fertilizer: Effects on nutrient accumulation in soil and uptake by barley. *Agriculture, Ecosystems & Environment*, 139(4), 720–727. <https://doi.org/10.1016/j.agee.2010.11.001>
9. Сафронова, Т.И., Полторац, Я.А., Степанов, В.И. (2016). Комплексная утилизация отходов спиртового производства и свиноводческих отходов. *Успехи современного естествознания*, 7, 86–90. <http://www.natural-sciences.ru/ru/article/view?id=36009>
10. Новый справочник химика и технолога: справочное издание. (2006). Ч. 2: Сырье и продукты промышленности органических и неорганических веществ. Под ред. В.А. Столярова. Профессионал, Санкт-Петербург, 1142.
11. Moore, A. (2011). Fertilizer potential of biofuel byproducts. In: M.A.S. Bernardes (ed.). *Biofuel Production – Recent Developments and Prospects*, 437–450.
12. Кузнецов, Е.В., Хаджиди, А.Е., Куртнезирев, А.Н. (2015). Повышение эффективности орошения в составе инвестиционного проекта адаптированной земельно-охранной системы. *Труды Кубанского государственного аграрного университета*, 52, 206–211.
13. Кухаренко, А.А. Винаров, А.Ю. (2001). Безотходная биотехнология этилового спирта. Энергоатомиздат, Москва, 232.
14. Shroyer, K.J., Staggenborg, S.A., Propheter, J.L. (2011). Utilization of dry distillers grains and charcoal as nitrogen fertilizer in corn. *Agronomy Journal*, 103, 1321–1328. <https://doi.org/10.2134/agronj2010.0447>
15. Технічні регламенти застосування мелясної барди у рослинництві сільськогосподарських підприємств. (2017). Уклад. М.І. Зінчук, П.К. Бойко. ТОВ “ПЕК”, Луцьк, 18.
16. Ненайденко, Г.Н., Сибирякова, Т.В. (2013). Послеспиртовая барда как удобрение. В: Системы использования органических удобрений и возобновляемых ресурсов в ландшафтном земледелии: Сборник докладов Всероссийской научно-практической конференции с международным участием, посвященной 100-летию Судогодского опытного поля. ГНУ ВНИИОУ Россельхозакадемии, Владимир, 2, 100–105.

A REVIEW OF HARVESTER OF TALL STEM BAST CROPS**L. Fedik**Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

**Key words:**

bast crops,
harvester,
aggregate,
stem of bast crops,
harvesting

Article history:

Received 05.08.2020

Accepted 10.11.2020

Corresponding author:

fedikltsia@gmail.com

ABSTRACT

Natural raw materials have always been in demand among the population due to their properties. The expansion of the domestic market of natural fibrous raw materials is promising due to new types of raw materials of plant origin, the production of which requires minimal resources and energy consumption. One such type of natural fibre plant material is tall stem bast crops. The most common tall stem bast crops are hemp, kenaf, and jute, which were previously cultivated in Ukraine. The development of the raw material base in our country does not keep up with the growing needs of processing industries using natural plant fibre raw materials. The article also states that bast crops are a traditional and promising type of industrial crops for our country. Therefore, it is advisable to grow high stem bast crops in Ukraine. These include hemp, kenaf, and jute. The purpose of the study is to review the design of combines and the development of equipment to improve the process of harvesting high stem bast crops. The main research method in the article was the analysis of literary and other sources of scientific and technical information. Thus, the articles analyze the design of combines for harvesting high-stem bast crops. In particular, their structure is described, their disadvantages and advantages are defined. It is noted that the analysis of designs of combines for harvesting high stem crops allows us to determine the most suitable structures for natural and climatic conditions of Ukraine, and, accordingly, to mechanize the process of harvesting these crops. Most designs of bast harvesters have the same structure, but some designs are significantly different, so they provide high quality bast and have minimal impact on the environment. In addition, some harvester designs have a high level of process automation.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.384>

УДК 631.358

ОГЛЯД КОМБАЙНІВ ДЛЯ ЗБИРАННЯ ВИСОКОСТЕБЛОВИХ ЛУБ'ЯНИХ КУЛЬТУР

Л.Ю. Федік

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

луб'яні культури,
збиральний комбайн,
агрегат,
стебло луб'яних
культур,
збирання

Історія публікації:

Отримано 05.08.2020

Затверджено 10.11.2020

Автор для**листування:**

fedikltsia@gmail.com

АНОТАЦІЯ

Вироби із натуральної сировини завжди користувалися попитом у населення завдяки своїм властивостям. Перспективним є розширення вітчизняного ринку натуральної волокнистої сировини за рахунок нових видів сировини рослинного походження, для виробництва якої необхідні мінімальні ресурси та енергозатрати. Одним із таких видів натуральної волокнистої рослинної сировини є високостеблові луб'яні культури. До найбільш поширених високостеблових луб'яних культур відносяться конопля, кенаф, джут та пенька, які культивувалися раніше в Україні. Розвиток сировинної бази в нашій країні не встигає за зростаючими потребами переробних виробництв, що використовують натуральну рослинну волокнисту сировину. У статті також зазначено, що луб'яні культури є традиційним і перспективним видом технічних культур для нашої країни. Тому доцільним можна вважати вирощування високостеблових луб'яних культур в Україні. До них відносяться конопля, кенаф, джут та пенька. Основним методом дослідження у статті був аналіз літературних і інших джерел науково-технічної інформації. Таким чином, статті проаналізовано конструкції комбайнів для збирання високостебельних луб'яних культур. Зокрема, описано їх будову, визначені їх недоліки і переваги. Зазначено, що аналіз конструкцій комбайнів для збирання високостеблових культур дозволяє визначити найбільш придатні конструкції для природно-кліматичних умов України, і, відповідно механізувати процес збирання цих культур.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.384>

Стан питання та постановка проблеми

Вироби із натуральної сировини завжди користувалися попитом у населення завдяки своїм властивостям. Характерною особливістю ХХІ століття є розвиток нанотехнологій і генної інженерії. Розвиток яких дозволив керувати матерією на молекулярному рівні і модифікувати традиційні рослинні волокна на нанорівні [1]. Тому перспективним є розширення вітчизняного ринку волокнистої сировини за рахунок нових рослинних волокон натурального походження, для виробництва яких необхідні мінімальні ресурси. Одним із видів волокнистої сировини є високостеблові луб'яні культури. До найбільш поширених високостеблових луб'яних культур відносяться конопля, кенаф, джут та пенька, які культивувалися раніше в Україні.

Мета дослідження – огляд конструкцій комбайнів і розробок техніки для удосконалення процесу збирання високостеблових луб'яних культур.

Матеріали і методи

Основним методом дослідження був аналіз літературних і інших джерел науково-технічної інформації, зокрема, авторських свідоцтв, патентів на винахід та корисну модель.

Результати дослідження та обговорення

Лубокомбайни, що використовуються для збирання і первинної переробки кенафу та коноплі, містять: подільники стебел, ріжучий апарат, затискний транспортер для переміщення стебел, тіпальний барабан, апарат для розстилання лубу на полі. На думку дослідника М.А. Хохлачова [2], основним недоліком таких лубокомбайнів є низька якість обробки стебел. Це зумовлено тим, що для переміщення до тіпального барабану зрізаних стебел використовуються гладкі транспортерні паси, які не забезпечують рівномірного надходження стебел у робочу зону барабана. Особливістю запропонованого дослідником лубокомбайну є розташування за ріжучим апаратом пальцевого ланцюгового транспортера, що має конусоподібну форму, та розташування рухомого барабана і двох пар плющильних вальців перед тіпальним барабаном, що підвищує якість обробки зрізаних стебел луб'яних культур. Лубокомбайн є навісним; для приводу в рух його робочих органів використовується вал відбору потужності трактора.

Комбайн для збирання лубяних культур, що запропонований Х. Ігамбердієвим, А. Абдукадіровим, Ш. Міфтаховим, М. Канівцем, А. Атлановим та К. Мухіддіновим [3], містить закріплені на рамі ріжучий апарат, попарно розміщені затискні транспортери,

транспортуючий елемент для підведення маси до однобарабанного декортикатора із білами і виносний транспортер. Особливістю цього агрегата є те, що з метою розширення технологічних можливостей комбайна шляхом забезпечення можливості його використання в стаціонарних умовах під час роздільного збирання, транспортуючий елемент для підведення стеблової маси до однобарабанного декортикатора виконано у вигляді ланцюгово-планчатих транспортерів, що розташовані перпендикулярно до затискних транспортерів. Ланцюгово-планчаті транспортери мають поворотну в вертикальній площині кінцеву частину, над якою на рамі закріплений поворотний подаючий стіл із прорізами для пальців транспортерів. Комбайн є причіпною машиною, що агрегується з трактором. Робочі органи мають привод від валу відбору потужності трактора. Використання цього комбайна для збирання високостеблових луб'яних культур дозволить виключити необхідність застосування машини ЛО-1А для роздільного збирання кенафу і, тим самим, розширити можливості комбайну.

Кенафозбиральний комбайн, що запропонований винахідниками Х.Т. Турановим, А.А. Умаровим, У.А. Абдулкадировим, А.Я. Мінішем та М.А. Канівецьким, на відміну від попереднього, містить подільник із стеблепідіймачем, стіл із ланцюгово-пальцевим стеблеподаючим транспортером та розміщений під гострим кутом до них лубовіддільник [4]. Від стандартного агрегата він відрізняється тим, що, з метою підвищення надійності виконання технологічного процесу і покращення якості лубу, містить транспортер із елементами для очісування і розділення стебел, який розташований між стеблеподаючим транспортером і лубовіддільником під гострим кутом до них. Елементи для очісування і розділення стебел виконані жолобоподібними і увігнута сторона кожного із них спрямована у бік, що протилежний транспортеру, який подає стебла. Комбайн є напівпричіпною машиною, робочі органи якого мають привод від валу відбору потужності трактора.

Комбайн для збирання високостеблових луб'яних культур, що запропонований А.Т. Менглібаєвим та А.К. Кубекбаєвим, дозволяє підвищити якість отриманого лубу [5]. Цей комбайн містить послідовно встановлені ріжучий апарат і попарно розташовані затискні транспортери, за кожною парою яких встановлені живильне пристосування і лубовіддільник. Особливістю комбайна є те, що з метою підвищення якості лубу, кожне живильне пристосування виконане у вигляді U-подібного короба і принаймні двох горизонтально-пальцевих транспортерів. До того ж у внутрішній стінці

кожного короба виконані прорізи для пальців транспортера, а під днищем зі сторони внутрішньої стінки короба розташований порцієутворювач, що виконаний у вигляді лопатевого колеса. У днищі короба є прорізи для розташування лопатей колеса. При цьому порцієутворювач і лубовіддільник змонтовані під живильним пристосуванням паралельно гілкам його транспортера, а лопаті закріплені на ободі колеса за дотичною.

Лубокомбайн для збирання і переробки на луб стебел кенафу, джуту, канатника, коноплі і інших луб'яних культур, що розроблений В.І. Буяновим [6], на відміну від відомих лубокомбайнів, що містять жниварку секційного типу, механізм формування порцій стебел, подавальний транспортер і м'яльно-тіпальну частину, у цьому комбайні порції стебел формуються у вертикальному положенні і далі скидаються на транспортер, який розташований за механізмом формування порцій. Існуючі комбайни, що призначені для збирання декількох рядків рослин, є складною у виконанні і неманевреною в роботі машиною. У запропонованому комбайні для спрощення конструкції підпружинені елементи механізму формування порцій стебел виконані у вигляді пальців, що закріплені на нерухомих опорах і утворюють конусні приймачі стебел, під якими розташовані важелі-скидачі, які закріплені на валах, що виконані з можливістю обертання. Для рівномірного завантаження м'яльно-тіпальної частини комбайна важелі-скидачі сусідніх секцій комбайна виконані зміщеними на деякий кут.

Відомий також комбайн для збирання великостеблових волокнистих культур, який містить жниварку, затискний і поперечний транспортери, утворювач порцій і відокремлювач лубу. Проте, за наявності на столі жниварки деякої кількості стебел припиняється підготовка гузирів стебел, оскільки наступні стебла контактують не з гладкою поверхнею стола, а з попередніми стеблами. Крім цього, розділення стебел на порції відбувається за допомогою декількох пальців, які встановлені на ланцюгових транспортерах в один ряд, що зумовлює затори у приймальному лотку відокремлювача лубу, оскільки пальці транспортерів не можуть захоплювати і відокремлювати стебла за всією їх довжиною.

У комбайні, що запропонований А.Л. Атлановим і Я.А. Рабаунісом [7], з метою підвищення ефективності відокремлення та утворення порцій і подання стебел у відокремлювач лубу, утворювач порцій виконаний у вигляді похилої камери. На виході камери, в нижній її частині, встановлено підпружинений валик, а над ним – дволопатеви

ротор, який періодично повертається на 180° і кінці лопатей якого тримають ролики, взаємодіючі із підпружиненим валиком.

А.Л. Атланов, Л.А. Грачов, Н.І. Карнаухов, Ш.Ф. Міфтахов та А. Абдукадіров [8] запропонували в лубокомбайні стіл подачі в місці приймання стебел виконати із жолобом V-подібної форми в поперечному перерізі, що дозволить зменшити переплутування лубу.

Більшість комбайнів, які використовуються для збирання кенафу на зелений луб, містять ріжучий апарат і барабани-декортикатори. Недоліком цих комбайнів є те, що вони не дозволяють отримати луб за один прохід стебел через комбайн. Відомий агрегат [9], який містить ріжучий апарат, пальцеві транспортери, стрічково-роликовий затискний транспортер, двобарабанный декортикатор для обробки верхівок стебел і затискний транспортер із двобарабанным декортикатором для обробки гузиревої частини стебел. За один прохід стебел через цей агрегат отримують готовий луб, що значно прискорює процес збирання та знижує витрати на нього.

Запропонований комбайн Б.П. Можаровим, А.Л. Атлановим, Л.А. Грачовим та А.Н. Лаврентьевою для збирання високостеблових луб'яних культур [10], наприклад кенафу, містить ріжучий апарат, попарно розміщені затискні транспортери, вальці для підведення маси до однобарабанных декортикаторів із білами. Агрегат від традиційного відрізняється тим, що, з метою підвищення стійкості технологічного процесу і якості лубу, живильні вальці з однобарабанными декортикаторами встановлені під затискними транспортерами та під кутом до горизонтальної площини. До того ж суміжні барабани декортикаторів мають протилежний напрямок обертання і встановлені зі взаємним перекриттям біл. Зміна положення стебел у просторі забезпечує рівномірність подачі скошених стебел у відокремлювач лубу, і, відповідно, підвищення якості лубу. Комбайн є причіпною машиною, що агрегується з трактором. Робочі органи приводяться в дію від валу відбору потужності трактора.

Особливістю ще одного комбайна для збирання високостеблових луб'яних культур, переважно кенафу, що розроблений А.Я. Мішиним, А. Абдукадіровим, М.А. Канівцем, А.А. Умаровим [11], є наявність в ньому активно-пасивного подільника, який містить кожух, розчісувач і підйімач стебел, ріжучий апарат, попарно розташовані затискні паси і ланцюгово-пальцеві транспортери, вальці для підведення стебел до однобарабанного декортикатора із білами і вивантажувальний транспортер. Крім цього, з метою унеможливлення пошкодження стебел і втрат лубу, пальці розчісувача і підйімача стебел виконані у

вигляді втулок, насаджених на вісь пальця із фіксацією та із можливістю двостороннього обертання. При цьому пальці відхилені на гострий кут від нормалі у напрямку руху ланцюга. Комбайн є причіпною машиною і агрегується з трактором. Робочі органи мають привод від валу відбору потужності трактора.

Особливістю комбайна для збирання високостеблових луб'яних культур, переважно кенафу, що запропонований А. Абдукадировим, Т.Б. Тукутаєвим, М.А. Канівцем, К. Мухіддіновим, Ш. Ачілдієвим [12], є те, що з метою покращення якості лубу і підвищення надійності технологічного процесу робоча частина вальців виконана у вигляді зрізаного конуса, а заломлюючий брус на стороні меншої основи вальців має меншу ширину, ніж на протилежному кінці. Комбайн є причіпною машиною, яка агрегується із трактором. Робочі органи комбайна приводяться в рух від валу відбору потужності трактора.

Комбайн, що запропонований М.А. Хохляцьовим [13], призначений для збирання і первинної обробки кенафу, джугу, канатника і коноплі із використанням встановлених на загальному візку секційного хедера із ріжучим апаратом і тіпальної машини двобарабанного типу із ланцюговим транспортером і затискним фігурним пасом. З метою автоматичного перекладання зрізаних стебел із пальцевого транспортера хедера на ланцюговий транспортер тіпальної машини, використані горизонтальний і вертикальний диски.

Конструкція комбайна для збирання високостеблових луб'яних культур, що розроблений А. Абдукадировим, М.А. Канівцем, К. Мухіддіновим та А.А. Абдумаджидовим [14], забезпечує підвищення його продуктивності і якості лубу за рахунок розчісування стебел і перерізування їх переплутаної верхівкової частини. На робочій поверхні правого подільника комбайна змонтовані пальцевий розчісувач і ріжучий апарат. На ділянках, де стебла у рядку переплутані, пальці розчісувача прочісують їх, одночасно полеглі стебла вирівнюються у вертикальне положення. Верхівкова частина стебел, як правило, сильно переплутана і під час розчісування є небезпека висмикування стебел разом із коренем. Тому верхівкова частина стебел перерізується ріжучим апаратом. Це не збільшує втрат лубу, оскільки верхівкова частина стебел складається, в основному, із листя і коробочок, тому у ній не міститься лубоволокнистих компонентів.

Комбайн для збирання високостеблових луб'яних культур, зокрема, джугу і кенафу, що запропонований Л.А. Грачовим, А.Л. Атлановим, Н.І. Карнауховим [15], містить ходову частину, ріжучі робочі органи, затискний транспортер, відокремлювач лубу барабанного типу і

укладач лубу. Особливістю цього комбайна є те, що з метою зменшення втрат лубу відокремлювач лубу розташований вертикально над затискним транспортером. До того ж перед ріжучими робочими органами встановлені дуги для нахилу стебел за напрямком руху комбайна.

Науковцями з Китаю розроблена повністю автоматизована машина для збирання кенафу [16], яка виконує складання кенафу, видалення гілок і листя, поділ стебел і волокон кенафу, обробку із розділенням стебел і волокон кенафу. У цій машині стебла і волокна кенафу зв'язуються в пучки після їх поділу. Машина, окрім затискного і транспортуючого пристроїв, також містить пристрої для технологічних операцій: збирання кенафу, обробки гілок і листя, вивантаження залишків, подачі для поділу стебел, зв'язування стебел і волокон. Безумовною перевагою машини є її компактність. Внаслідок автоматизації збирання ефективність обробки сировини є високою, знижуються витрати на збирання і досягається висока екологізація процесу.

Також відома конструкція повністю автоматичного інтегрованого пристрою для переробки кенафу [17]. Конструкція містить пристрої для збирання урожаю, затискання і транспортування, обробки гілок і листя, вивантаження залишків, подачі рослин, зв'язування і подрібнення сировини, а також транспортний засіб. За рахунок автоматичної обробки скорочується тривалість робочих процесів та зменшуються витрати, і, відповідно, збільшується ефективність обробки. Завдяки компактності пристрою обслуговуючий персонал може легко виконувати операції. Крім того, під час роботи пристрій не здійснює негативного впливу на навколишнє середовище.

Винахідники з Китаю також розробили повністю автоматичний пристрій для відокремлення гілок і листя кенафу [18], що містить два затискних конвеєрних пристрої, пристрій для обробки гілок і пристрій для видалення залишків. Два затискних конвеєрних пристрої використовуються для транспортування кенафу до пристрою обробки листя на гілках рослини. Пристрій для вивантаження залишків пов'язаний із пристроєм для обробки гілок і використовується для розвантаження окремих гілок і листя. Через другий затискний конвеєрний пристрій кенаф вертикально транспортується до пристрою обробки листя на гілках. Після відокремлення листя від рослини, воно надходить у пристрій для вивантаження поживних залишків. Позитивним фактором є те, що за рахунок автоматизації технологічних процесів, збирання кенафу скорочується і вартість його знижується.

Крім того, пристрій є компактним, багатофункціональним і зручним для операторів.

Висновки

Характерною особливістю сьогодення є необхідність насичення вітчизняного ринку різноманітними матеріалами натурального походження. Розвиток сировинної бази в нашій країні не встигає за зростаючими потребами виробництв, що використовують натуральну волокнисту сировину. Тому можна вважати доцільним вирощування високостеблових луб'яних культур в Україні. Аналіз конструкцій комбайнів для збирання цих культур, дозволяє визначити найбільш придатні конструкції для природно-кліматичних умов України.

Список посилань

1. Богданов, Г.Г., Захожай, З.В. (2009). Еволюція матеріалів для одягу. Київський національний університет технологій та дизайну, Київ, 62. https://er.knutd.edu.ua/bitstream/123456789/4213/1/20170124_501.pdf
2. Хохлачев, М.А. (1956). Навесный лубокомбайн для уборки и первичной обработки кенафа и конопли. А.с. № 108020, СССР.
3. Игамбердиев, Х.Х., Абдукадыров, А., Мифтахов, Ш.Ф., Канивец, М.А., Атланов, А.Л., Мухиддинов, К. (1984). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 1130230, СССР.
4. Туранов, Х.Т., Умаров, А.А., Абдулкадыров, У.А., Миниш, А.Я., Канивец, М.А. (1993). Кенафоуборочный комбайн. А.с. № 1794374, СССР.
5. Менглибаев, А.Т., Кубекбаев, А. (1991). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 1667699, СССР.
6. Буянов, В.И. (1972). Лубокомбайн. А.с. № 347025, СССР.
7. Атланов, А.Л., Рабаунис, Я.А. (1973). Комбайн для уборки крупнестебельных волокнистых культур. А.с. № 387654, СССР.
8. Атланов, А.Л., Грачев, Л.А., Карнаухов, Н.И., Мифтахов, Ш.Ф., Абдукадыров, А. (1981). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 843831, СССР.
9. Государственный научно-технический Комитет Совета Министров Киргизской ССР. (1960). Комбайн для уборки кенафа на зеленый луб. А.с. № 142099, СССР.
10. Можаров, Б.П., Атланов, А.Л., Грачев, Л.А., Лаврентьева, А.Н. (1976). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 501701, СССР.
11. Мишин, А.Я., Абдукадыров, А., Канивец, М.А., Умаров, А.А. (1990). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 1535440, СССР.
12. Абдукадыров, А., Тукутаев, Т.Б., Канивец, М.А., Мухиддинов, К., Ачилдиев, Ш. (1988). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 1419574, СССР.

13. Хохлачев, М.А. (1954). Лубокомбайн для уборки и первичной обработки кенафа, джуга, канатника и конопли. А.с. № 101872, СССР.
14. Абдукадиров, А., Канивец, М.А., Мухиддинов, К., Абдумаджидов, А.А. (1987). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 1356988, СССР.
15. Грачев, Л.А., Атланов, А.Л., Карнаухов, Н.И. (1979). Комбайн для уборки высокостебельных лубяных культур. А.с. № 641907, СССР.
16. Fully automated kenaf harvesting integrated machine. (2018). Patent № 108064545, CN.
17. Fully automatic hibiscus cannabinus processing integrated device. (2018). Patent № 108076814, CN.
18. Full automatic hibiscus cannabinus branch and leaf removing device. (2018). Patent № 108093845, CN.

EXPERT ASSESSMENT OF RESIDUAL STRENGTH OF VEHICLE LONGERON, WHICH WAS DAMAGED BY A CRACK**V. Shvabyuk, Y. Fedorus, V. Grabovets**

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

**Key words:**

spar,
residual strength,
beam,
J. Irwin's criterion,
strength

Article history:

Received 20.09.2020

Accepted 17.11.2020

Corresponding author:

vgrabovets@ukr.net

ABSTRACT

Beams and plates are important load-bearing elements of most designs of mechanisms and machines that work on bending or torsion. Safe operation of load-bearing beams of spars of cars working in the conditions of repeated alternating loadings and having a large number of concentrators of tension is very important. Stresses cause cracks in the beams, which can cause dangerous accidents. The calculation of these elements is extremely complex and requires the consideration a large number of factors. The problem of studying the bending of beams and plates, which are weakened by cuts or cracks, is covered in many scientific sources. The purpose of the study is to develop a method of expert assessment of the residual strength of the longeron of vehicle. The article develops a method of expert assessment of the residual strength in the load-bearing beam of the car spar, which is damaged by a crack in the stretched fibers of its lower surface under static load. The wall thicknesses of the spar are quite thin, so it is believed that the crack has gone through and can then spread to the vertical walls until the complete destruction of the entire beam. The calculation was performed on the basis of the equations of the nonclassical model of bending of short beams, which took into account the influence of deformations of transverse shear and compression. The residual strength of the beam was determined from the conditions determined by the force criterion of J. Irwin. It was believed that the load on the spar beam is distributed according to the law of sinusoids and concentrated moments at the edges. The obtained numerical data are summarized in comparative tables. The residual strength found according to the force criterion of crack propagation and according to the method of allowable stresses is compared.

УДК 629.1

ЕКСПЕРТНА ОЦІНКА ЗАЛИШКОВОЇ МІЦНОСТІ ЛОНЖЕРОНА АВТОМОБІЛЯ, ЩО ПОШКОДЖЕНИЙ ТРІЩИНОЮ**В.В. Швабюк, Ю.В. Федорусь, В.В. Грабовець**

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

лонжерон,
залишкова міцність,
балка,
критерій Дж. Ірвіна,
міцність

Історія публікації:

Отримано 20.09.2020
Затверджено 17.11.2020

Автор для**листування:**

vgrabovets@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Балки і пластини є важливими несучими елементами більшості конструкцій механізмів та машин, що працюють на згин або кручення. Надзвичайно важливою є безпечна робота несучих балок лонжеронів автомобілів, що працюють в умовах повторно-змінних навантажень і мають велику кількість концентраторів напружень. Напруження викликають у балках появу тріщин, що можуть спричинити небезпечні аварії. Мета дослідження – розробити методику проведення експертної оцінки залишкової міцності лонжерона автомобіля Mercedes-Benz Sprinter 212D. У статті розроблена методика проведення експертної оцінки залишкової міцності несучої балки лонжерона автомобіля, що пошкоджена тріщиною в розтягнутих волокнах її нижньої поверхні за дії статичного навантаження. Стінки лонжерона є достатньо тонкими, тому можна припустити, що тріщина є наскрізною і надалі може поширюватися на вертикальні стінки аж до повного руйнування всієї балки. Розрахунок проводився на основі рівнянь неklasичної моделі згину коротких балок, де урахувувався вплив деформацій поперечного зсуву та обтиснення. Залишкова міцність балки визначалася з умов, що визначаються силовим критерієм Дж. Ірвіна. Припускалося, що навантаження на балку лонжерона розподіляється за законом синусоїди з урахуванням зосереджених моментів на краях. Одержані числові дані зведені у порівняльні таблиці. Порівнюється залишкова міцність, що знайдена відповідно до силового критерію поширення тріщини і згідно методу допустимих напружень.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.404>

Стан питання та постановка проблеми

Балки і пластини є важливими несучими елементами більшості конструкцій механізмів та машин, що працюють на згин або кручення. Надзвичайно важливою є безпечна робота несучих балок лонжеронів автомобілів (рис. 1), що працюють в умовах повторно-змінних навантажень і мають велику кількість концентраторів напружень. Напруження викликають у балках появу тріщин, що можуть спричинити небезпечні аварії. Розрахунок цих елементів є надзвичайно складним і вимагає урахування великої кількості різних факторів.



Рис. 1 – Поява тріщини у балці лонжерона автомобіля

Проблема дослідження згину балок і пластин, які послаблені розрізами або тріщинами, висвітлена у багатьох наукових джерелах інформації [1–3]. Оцінка залишкової міцності конструкцій, що вже пошкоджені дефектами типу тріщин, є на сьогодні надзвичайно важливою проблемою. Зокрема, у наукових працях В.В. Панасюка, Б.Л. Лозового, Г.Т. Сулима, О.Є. Андрейківа, В.В. Божидарніка [4–6] розв'язуються задачі для ізотропної та трансропної балки – смуги з поперечною тріщиною.

Поперечні та поздовжні тріщини у циліндричних оболонках також розглядаються у наукових працях С.В. Серенсена, І.В. Ориняка, М.М. Николишина, Р.М. Кушніра [7, 8]. У науковій праці [10] за допомогою рівнянь неklasичної моделі згину коротких балок досліджувалася залишкова міцність пошкоджень типу тріщин, що є у балці лонжерона автомобіля, та отримані результати порівнювалися із

результатами, які отримані за допомогою класичної теорії згину балок. За спрощеною схемою розроблена методика проведення експертної оцінки міцності лонжерона автомобіля Mercedes-Benz Sprinter 212D, що має поперечну тріщину у розтягнутій зоні під дією статичних навантажень.

Для визначення граничного навантаження застосовується силовий критерій Дж. Ірвіна [11]. Результати порівнюються із даними розрахунків балки на міцність та згин під дією розподіленого синусоїдального навантаження.

Мета дослідження – розробити методику проведення експертної оцінки залишкової міцності лонжерона автомобіля Mercedes-Benz Sprinter 212D, що має поперечну тріщину у розтягнутій зоні, а також дослідити вплив зростання тріщини на залишкову міцність конструкції.

Матеріали і методи

Для математичного опису роботи лонжерона під дією зовнішнього навантаження використовуються уточнені рівняння згину балок, що представлені у попередній роботі авторів [10]. Зокрема, рівняння прогинів середньої лінії балки $w(x)$ та формули для напружень та переміщень для ізотропного матеріалу (рис. 2):

$$\frac{d^4 w}{dx^4} = \frac{q_2}{EI} - \frac{\varepsilon_1 h^2}{EI} \cdot \frac{d^2 q_2}{dx^2} - \frac{\varepsilon_2 h^4}{4EI} \cdot \frac{d^4 q_2}{dx^4}, \quad (1)$$

$$\sigma_x = \frac{M}{I} z + \frac{z}{I} \left(\frac{z^2}{3} - \frac{h^2}{5} \right) \left(1 - \tilde{\varepsilon}_2 \frac{d^2}{dx^2} \right) q_2, \quad (2)$$

$$U(x, z) = u(x) + z \cdot \gamma_x(x) - \frac{\varepsilon_2 z}{6I} (5z^2 - 3h^2) \frac{Q_x}{G},$$

$$W(x, z) = w(x) - \frac{q^-}{b} \cdot \frac{z}{E} + \frac{\nu}{2} \frac{d^2 w}{dx^2} \cdot z^2 + z^2 \left(C_1 - C_2 z^2 / h^2 \right) \cdot \frac{q^-}{Ebh} + \frac{5\nu\varepsilon_2}{32bhE} \cdot \frac{d^2 q^-}{dx^2} \cdot z^4,$$

$$M = b \int_{-h}^h z \sigma_x dz = -EI \hat{w}'' - \varepsilon_1 h^2 \tilde{q}_2,$$

$$\text{де } C_1 = \frac{3}{8}(1 + 2\nu(1 + \nu)); C_2 = \frac{1}{16}(1 + 2\nu(1 + \nu) - \nu^2); \varepsilon_1 = 0,8 + 0,5\nu;$$

$$I = \frac{2}{3}bh^3(1 - \delta^*), \delta^* = (1 - 2t')(1 - t'')^3, t' = t/b, t'' = t/h;$$

$$\varepsilon_2 = 0,2(1 - 0,5\nu/(1 + \nu)); \hat{w} = w + \varepsilon_2 \cdot \frac{3\tilde{q}^-}{8E} \cdot h; \gamma_x = -\frac{d\hat{w}}{dx} + (1 - \varepsilon_2) \frac{h^2}{2I} \frac{Q_x}{G'};$$

$$\tilde{\varepsilon}_2 = 1,25\varepsilon_2 h^2; \tilde{q}^- = \frac{q^-}{b}, \quad E, G, \nu - \text{відповідно, модуль пружності,}$$

модуль зсуву та коефіцієнт Пуассона матеріалу балки.

Розв'язок рівняння (1) вибираємо у вигляді:

$$w = k_w w_0 \sin \pi x / L, \quad (3)$$

де $k_w = 1 + \varepsilon_1 \delta^2 - \varepsilon_2 \delta^4 / 4$; $\delta = \pi h / L$; $w_0 = \frac{q_0 L^4}{EI \pi^4}$ – максимальний прогин середньої лінії балки за класичною теорією Бернуллі-Ейлера.

Для отримання розв'язку у вигляді рівняння (3), використовується метод прямого інтегрування диференціального рівняння (2).

Результати дослідження та обговорення

Розглянемо випадок, коли порожниста балка (профіль із перерізом $2h \times b$ і товщиною стінки t) навантажена по зовнішній поверхні ($z = -h$) розподілений за периметром рами навантаженням $q^-(x)$ (рис. 2), що змінюється за законом:

$$q^-(x) = q_0 \sin \frac{\pi x}{L}, \quad (4)$$

де L – довжина балки, м.

Необхідно зазначити, що площа синусоїди із максимумом q_0 еквівалентна вазі, що припадає на довжину балки.

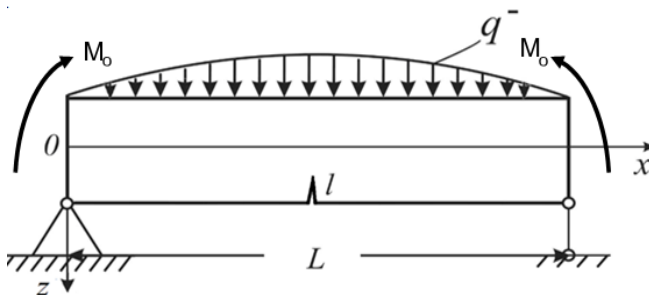


Рис. 2 – Схема навантаження балки лонжерона автомобіля

Навантаження із консольної частини лонжерона передаються на балку у вигляді прикладених до її кінців зосереджених моментів M_0 . Нехай, на кінцях балки ($x = 0; L$) виконуються умови:

$$M = M_0, w = 0. \quad (5)$$

Нижня поверхня балки послаблена крайовою тріщиною завглибшки l , що розташована у розтягнутій зоні посередині нижньої поверхні балки і не перевищує товщини стінки t . Нехай, за певного навантаження автомобіля впливом моментів M_0 можна знехтувати. За таких крайових умов та прийнятих припущень стосовно навантаження, згинальний момент у балці, згідно формули (4), визначається у вигляді:

$$-M(x) = \frac{L^2}{\pi^2} q^-(x). \quad (6)$$

Ураховуючи зазначене вище, формулу для напруження σ_x за такого навантаження можна записати таким чином:

$$\sigma_x = \frac{L^2 z}{I \pi^2} q^-(x) + \frac{z}{I} \left(\frac{z^2}{3} - \frac{h^2}{5} \right) (1 + 1,25 \varepsilon_2 \delta^2) q^-(x). \quad (7)$$

Останній член у формулі (7) є уточненням до класичної теорії Бернуллі-Ейлера. Для автомобіля Mercedes-Benz Sprinter 212D характеристики поперечного перерізу балки лонжерона: $b = 6$ см, $h = 16$ см, $t = 0,25$ см. Тому реальний момент інерції поперечного перерізу лонжерона можна записати у вигляді:

$$I = \frac{2}{3} b h^3 \cdot 0,164. \quad (8)$$

Довжина балки лонжерона для даного автомобіля дорівнює $L = 3$ м. Тоді формулу для нормального напруження σ_x у середньому перерізі балки ($z = \pm h$, $x = L/2$) можна записати таким чином:

$$\sigma_{\max}(\pm h) = \pm \frac{3}{2} \frac{q_0 L^2}{0,164 \cdot \pi^2 h^2 b} k_\sigma, \quad (9)$$

де $k_\sigma = 1 + \left(\frac{2}{15} + \frac{1}{6} \varepsilon_2 \delta^2 \right) \delta^2$, $\delta = \pi h / L$.

Для коефіцієнтів k_w і k_σ із аналізу формул (7) та (9) видно, що переміщення та напруження в балках строго більші за модулем від тих, які дає теорія тонких стрижнів Бернуллі-Ейлера. Значення коефіцієнтів k_w і k_σ для високоміцної сталі ($\nu = 0,32$) представлені в таблиці 1. Аналіз даних у таблиці 1 показує, що результат урахування ефектів поперечного зсуву і обтиснення зовсім незначний у випадку балки лонжерона з $L/2h = 18,75$. Навіть для переміщень він не перевищує 2,7%. Одночасно, для короткої ізотропної балки ($2h/L = 1/3$) результати для переміщень можуть на 100% перевищувати ті, які можна отримати за допомогою класичної теорії Бернуллі-Ейлера. Вплив названих

поправок на величину напружень для ізотропного матеріалу знаходиться у межах 18,5% (для цієї довжини). Разом із тим, як показують результати у праці [10], для композитних матеріалів (графітопластик) вплив ефектів поперечного зсуву та обтиснення може бути досить значним, навіть при визначенні нормальних напружень ($k_\sigma = 1,967$ для $2h/L = 1/3$), тому користуватися у цьому випадку класичною теорією Бернуллі-Ейлера недоцільно. Якщо ж визначити величину переміщень у композитній балці (зростання більше ніж у 6 разів), то використання класичної теорії для таких матеріалів є недоречним. Представлені висновки підтверджуються результатами, що одержані Ю.М. Тарнопольським [12] на основі рівнянь плоскої задачі теорії пружності.

Таблиця 1 – Значення коефіцієнтів k_w і k_σ

$L/2h$	18,75	10	5	3
k_σ	1,004	1,013	1,057	1,185
k_w	1,027	1,094	1,372	2,0

За умови довжини тріщини $l \ll h, t$ та урахуваючи розв'язок для випадку тріщини на краю півплощини, функція $Y(l/2h)$, що, у свою чергу, ураховує розміри стінки балки та спосіб навантаження, дорівнює $Y(l/2h) = 1,12$. У цьому випадку задача знаходження залишкової міцності $q^* = q_0 / b$ зводиться до розв'язування рівняння, що впливає із силового критерію Дж. Ірвіна [11]:

$$K_I^* = K_{IC} \quad \text{або} \quad \sigma_x^*(q^*, h) \sqrt{\pi l} \cdot 1,12 = K_{IC}, \quad (10)$$

де K_{IC} – критичне значення коефіцієнта інтенсивності напружень (в'язкості руйнування), яке не залежить від розмірів та геометрії елемента конструкції.

Нормальне напруження $\sigma_x^*(q^*, h)$ у нижній поверхні балки лонжерона ($z = h, x = L/2$), через яке проходить тріщина, визначається за формулою:

$$\sigma_x^*(q^*, h) = \frac{3}{2} \cdot \frac{L^2 q^*}{0,164 \cdot \pi^2 b h^2} k_\sigma. \quad (11)$$

де $k_\sigma = 1 + \left(\frac{2}{15} + \frac{1}{6} \varepsilon_2 \delta^2 \right) \delta^2$ – коефіцієнт, що ураховує вплив деформацій поперечного зсуву та обтиснення.

На основі залежностей (10) та (11) знаходимо граничне значення розподіленого навантаження q_{Kc}^* для балки, що пошкоджена тріщиною, довжиною l :

$$q_{Kc}^* = \frac{2}{3} \cdot \frac{\delta^2}{k_\sigma} \cdot \frac{0,164K_{IC}}{1,12\sqrt{\pi l}}. \quad (12)$$

Інваріантність в'язкості руйнування K_{IC} відносно розмірів перерізу балки зберігається тільки за умови забезпечення в околі вістря тріщини стану плоскої деформації [11]:

$$t, l \geq 2,5(K_{IC} / \sigma_{0,2})^2. \quad (13)$$

Для сталі Ст 45 ($\sigma_{0,2} = 360$ МПа) ці величини мають бути в межах: $t, l \geq 19$ мм. Разом із тим, у нашому випадку, коли товщина стінки профілю перерізу не перевищує 3 мм, можна вважати, що кінець тріщини знаходиться у плоскому напруженому стані і в'язкість руйнування K_{IC} буде у 2,5 рази більшою ($K_{IC}^{\max} \approx 2,5K_{IC} = 77$ МПа).

Одночасно, поряд із формулою (12), формулу для визначення залишкової міцності q^* для лонжерона без тріщини можна отримати із умови міцності за найбільшими нормальними напруженнями у вигляді:

$$\sigma_x^*(q^*, h) = \sigma_{mc}^p. \quad (14)$$

Таким чином, використавши формулу (11), отримаємо:

$$q_\sigma^* = \frac{2}{3} \frac{\delta^2}{k_\sigma} 0,164 \sigma_{mc}^p, \quad (15)$$

де $\sigma_{mc}^p = 650$ МПа – граничний опір матеріалу лонжерона за розтягу.

Поклавши у формулах (12) та (15) значення коефіцієнта $k_\sigma = 1$, отримаємо результати класичної теорії балок Бернуллі-Ейлера.

Значення приведеної залишкової міцності q_i^* розраховані для випадку $q_i^* = q_\sigma^*$ та $q_i^* = q_{Kc}^*$, тобто для ізотропного матеріалу – сталь Ст.45, де величина в'язкості руйнування КІН $K_{IC}^{\max} = 77$ МПа. За різних співвідношень L/h довжина тріщини у вертикальній стінці приймалася рівною $l = 0,5$ см.

Проведені розрахунки представлені в таблиці 2. У знаменнику величини q_i^* пораховані за формулою (15) для випадку, коли тріщина відсутня. Для того, щоб одержати результати для тріщини вдвічі більшої, їх необхідно поділити на число $\sqrt{2}$. Відповідно, результати для тріщини вдвічі меншої необхідно помножити на це ж число.

Таблиця 2 – Значення зведеної залишкової міцності q_i^*

$L/2h$	18,75	10	5
k_σ	1,004	1,013	1,057
q_i^* , МПа	$\frac{1,68(1,68)}{1,99(1,99)}$	$\frac{5,84(5,92)}{6,92(7,01)}$	$\frac{22,4(23,7)}{26,5(28,0)}$

Аналіз даних таблиці 1 та таблиці 2 вказує на те, що результати, які отримані за допомогою уточненого методу, що ураховує поперечний зсув і обтиснення, відрізняються від результатів класичної теорії балок Бернуллі-Ейлера (в таблиці 2 – у дужках) пропорційно коефіцієнту k_σ . Тому для великого відношення $L/2h = 18,75$ (балка лонжерона), вони практично співпадають. Тобто, у цьому випадку можна користуватися формулами класичної теорії балок. Із цього аналізу також зрозуміло, що за довжини тріщини $l = 0,5$ см, розрахунок балок без урахування впливу тріщини (знаменник) дає завищені у 1,184 рази (18,4%) результати. Із ростом довжини тріщини вказана різниця буде також значно зростати. Одночасно, зменшення відносної довжини балки, приблизно удвічі, призводить до зростання граничного навантаження у 3–4 рази.

У загальному випадку коефіцієнт n зниження залишкової міцності, за умови появи у балці тріщини, можна записати у вигляді:

$$n = \frac{q_\sigma^*}{q_{K_C}^*} = \frac{1,12\sqrt{\pi l} \cdot \sigma_{мц.}^p}{K_{IC}^{\max}}. \quad (16)$$

Формула (16) корелюється із даними, що представлені в таблиці 2, тобто підтверджується попереднє значення $n = 1,184$ для ізотропного матеріалу. Якщо ж у формулі (16) межу тріщиностійкості K_{IC} записати через критичне напруження $K_{IC} = \sqrt{\pi l} \sigma_{кр}$, тоді коефіцієнт n зниження граничного навантаження можна записати у спрощеному і більш доступнішому вигляді $n = 1,12 \sigma_{мц.}^p / \sigma_{кр}$.

Разом із тим, якщо тріщина зросте до довжини $l = 1$ см, то коефіцієнт n зниження залишкової міцності також зросте у $\sqrt{2}$ рази і досягне величини $n = 1,674$. Тобто, зниження залишкової міцності конструкції відбудеться на 67%.

Одночасно, необхідно зауважити, що уточнювальний множник 1,12 знайдений для півплощини із крайовою тріщиною [11] без урахування розмірів балки. Тому, щоб досягнути кращого узагальнення формули (16) для коефіцієнта n , потрібно замість множника 1,12 (у чисельнику)

підставити функцію $Y(l/2h)$, яку ще називають функцією форми та розмірів об'єкту, яка залежить від відносної довжини тріщини, розмірів балки та виду навантаження.

Для деяких навантажень балки із тріщиною, наприклад, у випадку дії зосередженої сили, прикладеної до центрального перерізу балки ($2h/L = 1/8$), ця функція має вигляд [1, 2]:

$$Y(\lambda) = 1,106 - 1,551\lambda + 7,706\lambda^2 - 13,528\lambda^3 + 14,228\lambda^4, \lambda \leq 0,6. \quad (17)$$

Значення $Y(\lambda) = 1,12$ досягається для тріщини, коли $\lambda \approx 1/3$. За інших значень λ вони можуть значно різнитися від числа 1,12. Подібного вигляду функції $Y(\lambda)$ для розподіленого (синусоїдального) навантаження авторам невідомі. Дослідження для інших видів навантажень та об'єктів вимагають ширших як теоретичних, так і експериментальних досліджень.

Одночасно, визначивши коефіцієнт зниження граничного навантаження n і знаючи характеристики тріщиностійкості матеріалу та граничне навантаження для конструкційного елемента, що пошкоджений тріщиною $q_{K_c}^*$, можна записати $q_{K_c}^* = q_{\sigma}^* / n$.

Висновки

Розроблена методика проведення експертної оцінки залишкової міцності лонжерона автомобіля Mercedes-Benz Sprinter 212D, що має поперечну тріщину у розтягнутій зоні, за дії статичного навантаження.

Знайдені уточнені формули для максимальних напружень та переміщень. Перевірка на міцність конструкції проводилася за методами допустимих напружень та визначення залишкової міцності із умови силового критерію Дж. Ірвіна. Продемонстровано, що розбіжність у величинах залишкової міцності несучої балки лонжерона автомобіля значно збільшується із ростом тріщини. Так, для тріщини довжиною $l = 5$ мм ця розбіжність становить 18,4%, а для тріщини довжиною $l = 10$ мм – зростає до 67,4%.

За допомогою відношення величин граничних навантажень, що визначені за зазначеними методами, у роботі отримана формула для коефіцієнта зниження граничного навантаження n . Аналіз результатів розрахунків показує, що для довжин $L / 2h > 10$ залишкову міцність лонжерона можна визначити використовуючи формули класичної теорії Бернуллі-Ейлера.

Список посилань

1. Справочник по коэффициентам интенсивности напряжений. (1990). Под ред. Ю. Мураками. Мир, Москва, 1016.

2. Саврук, М.П. (1981). Двумерные задачи упругости для тел с трещинами. Наукова думка, Киев.
3. Черепанов, Г.П. (1983). Механика разрушения композитных материалов. Наука, Москва, 296.
4. Лозовой, Б.Л., Панасюк, В.В. (1962). Некоторые задачи изгиба полосы с прямолинейной трещиной. Изв. АН СССР. ОТН. Механика и машиностроение, 1, 138–143.
5. Божидарнік, В.В., Андрейків, О.Є., Сулим, Г.Т. (2007). Механіка руйнування, міцність і довговічність неперервно армованих композитів: монографія (Т. 2). Надтир'я, Луцьк, 410.
6. Шваб'юк, В.І., Ротко, С.В. (2015). Лінійне деформування, міцність і стійкість композитних оболонок середньої товщини: монографія. Луцьк, 264.
7. Серенсен, С.В., Зайцев, Г.П. (1982). Несущая способность тонкостенных конструкций из армированных пластиков с дефектами. Наук. думка, Киев, 296.
8. Ориняк, І.В., Бородій, М.В., Красовський, А.Я. (1997). Метод обчислення коефіцієнтів інтенсивності напружень для тріщин від вирізів. Фіз.-хім. механіка матеріалів, 2, 37–48.
9. Кушнір, Р.М., Николишин, М.М., Осадчук, В.А. (2003). Пружний та пружно-пластичний граничний стан оболонок з дефектами. Вид-во "СПОЛОМ", Львів, 320.
10. Ротко, С.В., Шваб'юк, В.В. (2003). Визначення граничного навантаження для композитної балки з неглибокою тріщиною. Наукові нотатки, 2, 228–232.
11. Irwin, G.R. (1957). Analyses of stress and strein near the end of a crack transferring loads. J. of Appl. Mech., 24(4), 361–374.
12. Тарнопольский, Ю.М., Розе, А.В. (1969). Особенности расчета деталей из армированных пластиков. Зинатне, Рига, 276.

CONCEPTUAL BASES OF COMBINE CONSTRUCTION DEVELOPMENT IN UKRAINE: TYPE INDICATORS AND STRUCTURE OF BASIC MODELS

V. Sheichenko¹, V. Niedoviesov², A. Kuzmych²

¹Poltava State Agrarian Academy, Poltava, Ukraine

²National Scientific Center "Institute of Agricultural Engineering and Electrification", Glevakha, Ukraine



Key words:

grain production,
grain harvesting,
grain harvester,
parameters of grain
harvester,
basic models of mobile
threshers

Article history:

Received 22.10.2020

Accepted 15.11.2020

Corresponding author:

vsheychenko@ukr.net

ABSTRACT

The research is aimed at increasing the efficiency of grain production by developing the conceptual basis for the development of structures and production of basic models of harvesters based on a three-drum threshing system. The research methods were based on the principles of structural-system analysis and synthesis of grain production systems. Agrotechnical and economic contradictions of grain harvesting technologies with laying of non-grain part of harvest in rolls are noted. The cost of fuel, funds and labor for harvesting of non-grain part is several times higher than the cost of harvesting grain. There is a contradiction in improving the efficiency of harvesting bread due to increased productivity of the thresher. Such dependence complicates efforts to minimize the economic performance of the process, energy consumption, negative impact on soil and the environment. It is noted that grain production remains costly due to excessive use of limited natural resources. Contradictions of incompatibility of economically conditioned methods of grain threshing with combines with high technical level and correspondingly high cost are established. It is advisable to focus on reducing the cost of combines, the service life of their mobile thresher, energy consumption, development of new principles and methods of threshing, full automation and robotization of technological processes. Conceptual bases of grain harvester development in Ukraine on the basis of basic models of mobile threshers with a throughput in ranges of 1.5 kg/s, 3–6 kg/s, 6–15 kg/s and 15–25 kg/s are developed.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.377>

УДК 631.354

**КОНЦЕПТУАЛЬНІ ОСНОВИ РОЗВИТКУ
КОМБАЙНОБУДУВАННЯ В УКРАЇНІ: ПОКАЗНИКИ ТИПАЖУ
ТА СТРУКТУРА БАЗОВИХ МОДЕЛЕЙ****В.О. Шейченко¹, В.І. Недовесов², А.Я. Кузьмич²**¹Полтавська державна аграрна академія, Полтава, Україна²Національний науковий центр “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства”, Глеваха, Україна**Ключові слова:**

виробництво зерна,
збирання зернових,
зернозбиральний
комбайн,
параметри
зернозбирального
комбайна,
базові моделі
мобільних молотарок

Історія публікації:

Отримано 22.10.2020

Затверджено 15.11.2020

Автор для**листування:**

vsheychenko@ukr.net

АНОТАЦІЯ

Дослідження спрямоване на підвищення ефективності виробництва зернових культур шляхом аналізу протиріч між агротехнічними та економічними показниками їх збирання і розроблення концептуальних основ розвитку конструкцій та виробництва базових моделей зернозбиральних комбайнів. Методи досліджень базувалися на принципах структурно-системного аналізу та синтезу систем виробництва зернових. У технології збирання зернових культур із укладанням незернової частини урожаю у валки має місце агротехнічне та економічне протиріччя, оскільки витрати пального, коштів та праці на збирання незернової частини урожаю в декілька разів перевищують витрати на збирання зернової частини урожаю. Встановлено протиріччя несумісності економічно обумовлених способів обмолоту зернових культур зернозбиральними комбайнами із високим технічним рівнем і їх високою вартістю. За таких умов доцільно спрямувати зусилля на зменшення вартості зернозбиральних комбайнів, строку експлуатації мобільної молотарки, енергоємності, розроблення нових принципів і способів обмолоту, повної автоматизації та роботизації технологічних процесів. Розроблено концептуальні основи розвитку конструкцій і виробництва зернозбиральних комбайнів в Україні на основі базових моделей мобільних молотарок із пропускною здатністю 1,5 кг/с, 3–6 кг/с, 6–15 кг/с та 15–25 кг/с.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.377>

Стан питання та постановка проблеми

У суспільних дискусіях щодо способів подолання економічної кризи зазначається, що “за параметрами віддачі на кожную вкладену державну гривню в короткостроковій перспективі аграрному сектору зараз немає рівних” [1]. Проте у рекомендаціях аграрних експертів пропозицій щодо варіантів реалізації технічної політики не наведено. На жаль, без належної уваги держави продовжують залишатися вузлові питання ґрунтової підтримки життєво необхідної та стратегічної ланки – сільськогосподарського машинобудування, як базису сучасного високомеханізованого сільгоспвиробництва, зрештою, основи продовольчої безпеки держави. Нехай, не вводять в оману високі урожаї зернових та олійних культур, що вирощені за останні декілька років, оскільки кризові явища продовжують розвиватися.

Радикальне оновлення техніко-технологічного забезпечення аграрного виробництва, підвищення технічного рівня та здешевлення техніки й енергетичних засобів можливо досягти завдяки більшій довірі та увазі до досягнень вітчизняних науковців. Без сумнівів, не обійтися без невідкладних екстраординарних дій на усіх рівнях державного, регіонального та відомчого керівництва, головним чином у напрямі жорсткого спрямування наявних ресурсів на довгострокові пільгові кредити для розроблення новітньої техніки, реконструкції машинобудівних заводів, забезпечення їх якісними конструкційними матеріалами, придбання техніки селянами і відродження системи якісного технічного сервісу та ремонту [2, 3]. Країні необхідно залучати закордонні інвестиції для модернізації і розвитку окремих, найбільш відсталих, але вкрай важливих виробництв – двигунів, потужних універсальних енергетичних засобів, складних систем гідравліки й автоматики тощо. Необхідно сміливіше опрацьовувати та реалізовувати актуальні інноваційні проекти як у машинобудуванні, так і в сільгоспвиробництві [4].

Намічений рівень інтенсифікації виробництва, який повинен бути досягнутий завдяки підвищенню продуктивності праці, скороченню використання палива і металу, вимагає докорінного перегляду і переоцінювання напрямів наукових досліджень, їх методологічної основи, здійснення цілеспрямованої технічної політики у машинобудуванні, що уможливить безумовне виконання планів виробництва сільськогосподарської продукції і ефективне використання паливно-енергетичних ресурсів.

Якщо за останні 20 років збільшення виробництва продукції, продуктивності праці у сільському господарстві досягалось завдяки

використанню все більш потужної техніки, за умов зростаючого споживання палива, то в умовах нинішньої економічної політики такий шлях неприйнятний. Рівень валового виробництва сільськогосподарської продукції вимагає перегляду вимог до її витратної частини, суттєвого зменшення загальних затрат рідкого палива за безумовних пріоритетів екологічних показників. Подальша інтенсифікація сільського господарства, що орієнтується тільки на збільшення енергоресурсів, вимагала б величезних матеріальних затрат, причому в цьому випадку приріст продукції не відповідає рівню витрат, що різко зростають [4].

Нинішня ситуація характеризується посиленням деградації технічного потенціалу підприємств-виробників сільськогосподарської техніки. Звичними стали глобальні економічні кризи, перерозподіл, а частіше – втрата кваліфікованих науково-технічних кадрів. виправлення такого стану тільки на підставі привабливих ринкових лозунгів є мало ймовірне. Оскільки АПК є основною ланкою забезпечення життєздатності країни, то його оновлення повинно отримати незмінне дієве піклування держави [5].

Розвиток внутрішніх індустрій і підтримка реального сектора завжди себе виправдовують – це урок, який Україна має черговий раз вивчити і зробити із нього висновки, бажано, практичні [5].

Мета дослідження – підвищення ефективності виробництва зерна завдяки розкриттю протиріч збирання зернових та розробленню концептуальних основ розвитку конструкцій і виробництва зернозбиральних комбайнів на базі трибарабанної системи обмолоту.

Матеріали і методи

Методи досліджень базувалися на загальних принципах структурно-системного аналізу та синтезу систем виробництва зернових культур, конструкційних схем сучасних зернозбиральних комбайнів, протиріч збирання зернових культур.

Результати дослідження та обговорення

У Національному науковому центрі “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” Національної академії аграрних наук України (ННЦ “ІМЕСГ” НААНУ) протягом останніх років проводилися дослідження із розвитку наукових основ енерготехнологічного і енергетичного забезпечення агропромислового комплексу (АПК), зокрема й тих, що стосуються збирання зернових культур, розвитку конструкцій зернозбиральних комбайнів і комбайнобудування в Україні.

Відмічене, у широкому розумінні, представляє складну наукову, науково-практичну проблему, що вимагає системно узгоджених дій з аналізу, вивчення протиріч та пошуку раціональних варіантів рішення. Важливою передумовою успішного вирішення проблеми є її правильна постановка. Проблеми – це ситуації, що мають протиріччя. Тому протиріччя є сутністю проблеми в об'єктах, що розглядаються. Головна ознака проблеми – принципова неможливість повного її вирішення (повного уникнення протиріч).

Жодна із проблем комбайнового збирання зернових культур та подібних їм культур ще й досі не має вирішення, яке б задовольняло фахівців та виробників зерна. Це турбує суспільство. Характерним у виробництві зерна є те, що збирання урожаю було й залишається найбільш витратною технологічною операцією (до 50% від загальних витрат коштів, праці та енергії на вирощування) [6–10].

Викремимо такі протиріччя збирання зернових культур:

1. Виробництво зерна залишається занадто витратним, внаслідок орієнтації, здебільшого, на надмірне використання обмежених природних ресурсів. Таке протиріччя у виробництві зерна є ознакою загальносвітової проблеми, обумовленою неухильним зростанням попиту в усіх країнах світу на продукти харчування. Проте аналіз тенденцій розвитку сучасних конструкцій комбайнів для збирання зернових у найближчу перспективу не залишає надії на покращення економічності, екологічності та поліпшення культури землеробства.

2. Протиріччя своєчасного обмолоту зерна, що полягає в неможливості комбайнового збирання урожаю в найбільш придатні терміни, тобто в період найбільшої кількості та найкращої якості зерна (стадія середини воскової стиглості). Уникнути його надзвичайно проблематично, практично неможливо. Часткове рішення проблеми – двофазне збирання зернових культур.

3. Протиріччя несумісності економічно обумовленого (дешевого) способу обмолоту зерна зернозбиральними комбайнами, що мають високий технічний рівень і, відповідно, високу вартість. За таких умов доцільно спрямувати зусилля на зменшення вартості комбайнів, строку експлуатації їхньої мобільної молотарки, енергоємності, розроблення нових принципів і способів обмолоту, повної автоматизації та роботизації технологічних процесів. Перспективним є розроблення та використання мобільного енергетичного засобу – “Агропроцесора”.

4. Агротехнічне та економічне протиріччя використання незернової частини урожаю, викликане необхідністю розкидання її поверхнею поля з метою поповнення органічної речовини в ґрунті. Такі дії

провокують засмічення полів бур'янами та хворобами рослин, боротьба з якими вимагає значних коштів та зусиль.

5. Агротехнічне та економічне протиріччя технологій збирання зернових із укладанням незернової частини урожаю (НЧУ) у валки. За таких умов витрати палива, коштів та праці на збирання НЧУ в декілька разів більші, ніж на збирання зерна як основного продукту. Солома у валках стримує своєчасний обробіток ґрунту, призводить до надмірної втрати вологи (до 100 т/га).

6. Протиріччя покращення економічності збирання зернових культур унаслідок підвищення продуктивності молотарки, вплив якої на загальну вартість комбайна та його масу є визначальним. Унаслідок такої залежності складно мінімізувати економічні показники технологічного процесу, енерговитрати, негативний вплив на ґрунт та навколишнє природне середовище. Протиріччя може вирішуватися завдяки новим принципам обробітку технологічної маси (стрічкова технологія).

7. Протиріччя компоновки комбайна із можливістю встановлення двигуна далі від кабіни, завдяки чому зменшується шум. Проте переміщення двигуна від споживачів енергії призводить до суттєвого зменшення ККД трансмісії, збільшує її вартість та погіршує поперечну стійкість комбайна. Вирішення проблеми – раціональна компоновка мобільної молотарки.

8. Протиріччя формування та обробітку потоку технологічного матеріалу на шляху від жниварки до молотильного пристрою, що полягає у звуженні його жниваркою та розтягуванні молотильним пристроєм. Вирішення можливе завдяки зменшенню співвідношення між шириною жниварки та молотарки.

9. Протиріччя рівня вимог до втрат і пошкодження зерна молотаркою та високими показниками технічного рівня й вартості сучасних комбайнів. Дозволені вихідними вимогами втрати зерна за молотаркою (1,5%) залишаються незмінними понад 50 років, незважаючи на те, що технічний рівень сучасних комбайнів незрівнянно підвищився, як і зросла їх вартість більше, ніж на порядок.

10. Клавішний соломотряс комбайна є стримувальним робочим органом на шляху підвищення продуктивності обмолоту, проте його використовують у більшості моделей зернозбиральних комбайнів. Цієї вади клавішного соломотряса можна позбутися лише відмовившись від його використання.

11. Протиріччя полягає в тому, що в конструкціях зернозбиральних комбайнів використовують складні, дорогі, недостатньо надійні

варіатори частоти обертань барабанів, тоді як для обмолоту зерна всіх зернових та їм подібних культур достатньо двох або трьох режимних клинопасових приводів молотильного барабану. Як варіант вирішення – безваріаторний привод молотильного барабана.

12. Протириччя щадної дії на зерно та ґрунт. Загальновідомі вади збирання зернових культур комбайнами пов'язані із пошкодженням зерна та переуцільненням ґрунту. Проте цьому питанню не приділяється належної уваги конструкторами комбайнів та науковцями. Необхідні відповідні фундаментальні розробки.

13. Протириччя роботизації збирання зернових культур. За сучасних можливостей комп'ютерних технологій для керування рухом та режимами роботи комбайна все ще використовують людську працю, що негативно впливає на якість роботи та продуктивність збирального агрегату.

Розглянемо концептуальні основи розвитку конструкцій і комбайнобудування в Україні. Для природно-виробничих умов України рекомендовано не більше чотирьох базових моделей зернозбиральних комбайнів із характеристиками, що представлені у таблиці.

Таблиця – Показники типу та структури базових моделей зернозбиральних комбайнів

Втрати зерна молотаркою, %	Продуктивність молотарки, кг/с			
	1	2	3	4
1,5	1,5–3	3–6	6–15	15–25
1,0	1,5	1,5–3	3–9	9–15
1. Молотарка барабанно-декова із решітно-повітряною очисткою зерна, подрібнювачем соломи та можливістю адаптації до умов і технологій збирання зернових				
2. Забезпечення (за замовленням) мобільності	само- хідний, навісний, при- чіпний	само- хідний	само- хідний	само- хідний
3. Ходова частина мобільної молотарки	колісна	колісна, гусе- нична	колісна, гусе- нична	колісна, гусе- ничну

Продовження таблиці

1	2	3	4	5
4. Забезпечення (за замовленням) функціональними пристроями (адаптерами)	ПВ, К, С, НТ, ПС, УВ, ХС, КН	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, УТ, КС, ХС, МР, РИС, ПК, КН, АП	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, КС, ХС, ПК, РИС, КН, АП	ПВ, К, С, НТ, ВХ, ПС, УВ, НС, РС, КС, ХС, ПК, РИС, КН, АП
5. Конструкційно-технологічні параметри:				
5.1. Потужність двигуна, кВт	15–80	130–150	180–260	260–300
5.2. Маса (основна комплектація), т	4,3–4,5	10,0–10,5	13,0–13,5	13,5–14,0
5.3. Захват хедера (за замовленням), м	3; 4,5	5; 6	7; 8; 10	8; 10
5.4. Об'єм бункера, м ³	3	6–7	6–7	7–8
5.5. Швидкість руху, км/год.	0–25	0–40	0–40	0–40
5.6. Транспортна ширина, м	2,5	2,5	2,5	3,0
5.7. Кут охоплення барабана підбарабанням, град.	130–140	130–140	130–140	130–140
5.8. Площа решіт очистки (загальна), м ² :	2,6–3,0	5,5–5,8	5,5–5,8	6,0–6,5
- верхнього решета	1,4–1,7	3,0–3,2	3,0–3,2	3,2–3,5
- нижнього решета	1,2–1,3	2,5–2,6	2,5–2,6	2,8–3,0
5.9. Ширина молотарки, м	1,2–1,3	1,5–2,0	1,5–2,0	2,0–2,5
5.10. Швидкість ножа хедера (середня), м/с	1,8–2,5	1,8–2,5	1,8–2,5	1,8–2,5
5.11. Енергосміність, кВт/кг/с	24–25	22–25	15–17	14–15
6. Потреба в 2010–2020 рр., тис. од.	15	17	115	3
7. Орієнтовна площа збирання, тис. га	337,5	1150,0	11762,5	750,0

Умовні позначення в таблиці: ПВ – підбирач валків; К – кукурудзозбиральний; С – соняшникозбиральний; НТ – збирання насінників трав; ПС – подрібнювач соломи; УВ – утворювач валків; КН – копнувач начіпний; ПК – причіп-копнувач; НС – навантажувач соломи; АП – автопричіп; УТ – утворювач тюків соломи; ВХ – візок для хедера; ХС – хедер для сої; МР – модель ріпакова; РИС – модель рисозбиральна.

Зернозбиральні комбайни із трибарабанною системою обмолоту, концепт-модель одного з яких представлена на рисунку, що розроблені в ННЦ “ІМЕСГ” НААНУ, будуть достойною заміною комбайнів як класичного, так і аксіально-роторного типу.

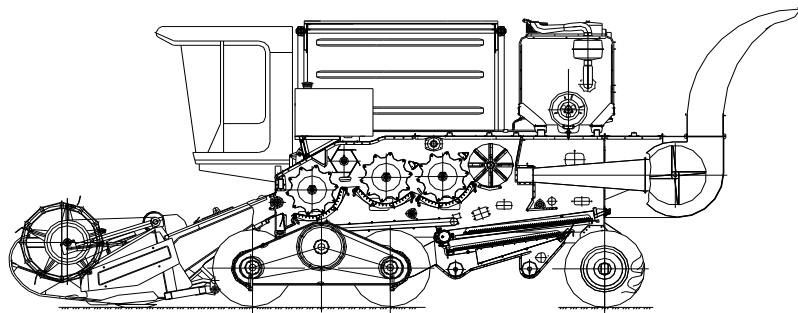


Рис. – Концепт-модель зернозбирального комбайна КЗС-6-15

Базові моделі – це мобільні молотарки зернозбиральних комбайнів, економічно доцільні, конструкційні й технологічно достатні для комбайнів із пропускною здатністю: 1,5 кг/с; 3–6 кг/с; 6–15 кг/с та 15–25 кг/с.

Висновки

Відзначено, що виробництво зерна залишається витратним унаслідок надмірного використання обмежених природних ресурсів. Це узгоджується із проблемою, викликаною неухильним зростанням попиту на продукти харчування.

Встановлено протиріччя несумісності економічно обумовлених способів обмолоту зерна комбайнами із високим технічним рівнем і, відповідно, високою вартістю. За таких умов доцільно спрямувати зусилля на зменшення вартості комбайнів, строку експлуатації їхньої мобільної молотарки, енергоємності, розроблення нових принципів і способів обмолоту, повної автоматизації та роботизації технологічних процесів.

Розроблено концептуальні основи розвитку конструкцій і виготовлення зернозбиральних комбайнів в Україні на основі базових моделей мобільних молотарок із пропускною здатністю: 1,5 кг/с; 3–6 кг/с; 6–15 кг/с та 15–25 кг/с.

Список посилань

1. Маргинюк, М. (2020). Черга за порядком. Дзеркало тижня. http://dt.ua/internal/cherga-za-poryatunkom-347648_.html

2. Адамчук, В.В., Булгаков, В.М., Гринник, І.В. (2013). Перспективи розвитку і застосування у сільському господарстві сучасних високотехнологічних засобів. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України, 17(31), 22–33.
3. Система техніко-технологічного забезпечення виробництва продукції рослинництва. (2012). За ред. В.В. Адамчука, М.І. Грицишина. Аграрна наука, Київ, 416.
4. Погорілий, Л.В. (2003). Випробування – плідний рушій прогресу сільськогосподарської техніки і машинознавства. Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. Збірник наукових праць УкрНДШПВТ, 6(20), 6–13.
5. Сільське господарство України: криза та відновлення. (2004). За ред. Ш. Фон Крамона-Таубаделя, С. Дем'яненка, А. Куна. Гарант Сервіс, Київ, 207.
6. Шейченко, В. и др. Пути повышения эффективности уборки зерновых зерноуборочными комбайнами зарубежного производства. In: Scientific proceedings IV International Scientific and Technical Conference “Agricultural Machinery”. Varna, Bulgaria, 2, 74–76.
7. Shpokas, L., Adamchuk, V., Bulgakov, V., Nozdrovicky, L. (2016). The experimental research of combine harvesters. Research in Agricultural Engineering, 62, 106–112.
8. Тарасенко, А.П. и др. (2014). Совершенствование механизации производства семян зерновых культур: рекомендации. Росинформагротех, Москва, 60.
9. Zielinski, A., Mos, M. (2009). Effects of seed moisture and the rotary speed of a drum on the germination and vigour of naked and husked oat cultivars. Cereal Research Communications, 37(2), 277–286.
10. Шейченко, В., Недовесов, В., Кузьмич, А., Грицака, А., Шевчук, М. (2016). Исследование кривошипно-шатунного привода режущего аппарата жатки. MOTROL Commission of Motorization and Energetic in Agriculture an International Journal on Operation of Farm and Agri-Food Industry Machinery, 18(3), 96–101.

CALCULATION OF CLAMPING MECHANISM SPRING OF THE FLAX PULLER

S.M. Yukhymchuk, S.F. Yukhymchuk,
M. Tolstushko, N. Tolstushko

Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine



Key words:

flax puller,
pulling belt,
pulling plate,
clamping mechanism,
spring

Article history:

Received 25.06.2020

Accepted 05.10.2020

Corresponding author:

uyhimchyksveta@gmail.com

ABSTRACT

For fibre flax harvesting, harvesters are used, which have pulling mechanism of different type. Analysis of pulling mechanism designs shows that belt-disc pulling mechanisms with transverse streams have the lowest metal consumption. These pulling mechanisms perform high-quality technological process and they are easy to maintain. The article points out the main shortcomings of the design of a flax puller with transverse belt-disc pulling streams and presents a solution to these problems based on the design of a new flax-pulling machine. A description of the design of the flax puller with transverse pulling streams is given. In which the clamping of the stems of flax occurs between the pulling belt and pulling plate. When pulling flax stems in the barrels are moved together with the belt sliding along the pulling barrels. To ensure a certain force of clamping the flax stems in front of the pulling plates, clamping mechanisms are installed, which support the pulling belt and provide the necessary force of flax stem clamping in the pulling streams. The main element of this mechanism is the spring, which must provide the necessary clamping force. As a result of theoretical studies, the pressure exerted on the stem in the pulling stream will not cause the flax stems to be flattened. Under conditions of minimum and maximum density of flax stems, the required range of forces of the clamping mechanism was determined. In the design of the clamping mechanism, the shaped conical compression spring with a constant pitch turns was proposed. According to the standard method, the spring parameters were calculated and a technical drawing of the spring was developed. Research materials will be used in the manufacture of the test sample of flax puller.

УДК 631.358

**РОЗРАХУНОК ПРУЖИНИ ПРИТИСКОГО МЕХАНІЗМУ
ЛЬОНОБРАЛКИ****С.М. Юхимчук, С.Ф. Юхимчук, М.М. Толстушко, Н.О. Толстушко**

Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна

**Ключові слова:**

льонобралка,
бральний пас,
бральна пластина,
притискний механізм,
пружина

Історія публікації:

Отримано 25.06.2020

Затверджено 05.10.2020

Автор для**листування:**

uyhimchyksveta@gmail.com

АНОТАЦІЯ

Для збирання льону-довгуницю використовують льонозбиральну техніку, яка має різні бральні апарати. У статті вказано на основні недоліки конструкції льонобралки з поперечними пасово-дисковими бральними рівчачками та подане вирішення цих проблем на основі запропонованої конструкції льонобралки. У статті подано опис конструкції льонобралки із поперечними бральними рівчачками, в якій затискання стебел льону відбувається між бральним пасом та бральними пластинами. Під час брання стебла льону в бральних рівчачках переміщуються разом із пасом, ковзаючи бральними пластинами. Для забезпечення певного зусилля затискання стебел, навпроти бральних пластин встановлені притискні механізми, які підтримують бральний пас і забезпечують необхідне зусилля затискання стебел льону у бральних рівчачках. Основним елементом цього механізму є пружина, яка має забезпечити необхідне зусилля притискання. За результатами теоретичних досліджень встановлено тиск, який діє на стебло льону в бральному рівчачку і який не буде викликати розплющування стебел льону під час брання. За умов мінімальної та максимальної густоти стеблостою льону був визначений необхідний діапазон сил притискного механізму. В конструкції притискного механізму була запропонована фасонна конічна пружина стиску з постійним кроком витків. За стандартною методикою розраховані параметри цієї пружини. Розроблене технічне креслення цієї пружини. Отримані результати будуть використані при виготовленні дослідного зразка льонобралки.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.307>

Стан питання та постановка проблеми

Для збирання льону-довгунцю використовують льонозбиральну техніку, яка містить бральні апарати різної конструкції [1–3]. Із цих конструкцій найменшу металомісткість мають пасово-дискові бральні апарати з поперечними рівчачками. Ці апарати зручні в експлуатації і добре виконують технологічний процес. Але в них є й певні недоліки. Основний – це значна металомісткість, яка пов'язана із наявністю бральних дисків і притискних роликів, які охоплює бральний пас. Крім того, із перегинами пасу при охопленні дисків і роликів пов'язані втрати потужності та зменшення довговічності пасу.

Запропонована конструкція льонобралки містить раму і встановлені на ній подільники стеблою, бральний пас, що охоплює ведучий і ведений шківів, а замість бральних дисків встановлені бральні пластини, до яких під час роботи льонобралки притискаються стебла (рис. 1) [4]. Поверхні бального пасу і бральних пластин мають хвилеподібну форму, що сприяє кращому затисканню стебел у бральних рівчачках, а також попереджує їх прокручування при переміщенні бального пасу. Поверхня бального пасу шорстка, а бральних пластин – гладенька, тому під час брання стебла в бральних рівчачках переміщуються разом із пасом, ковзаючи бральними пластинами. Для забезпечення певного зусилля затискання стебел, навпроти бральних пластин встановлені притискні механізми, які підтримують бральний пас і забезпечують необхідне зусилля затискання стебел льону у бральних рівчачках.

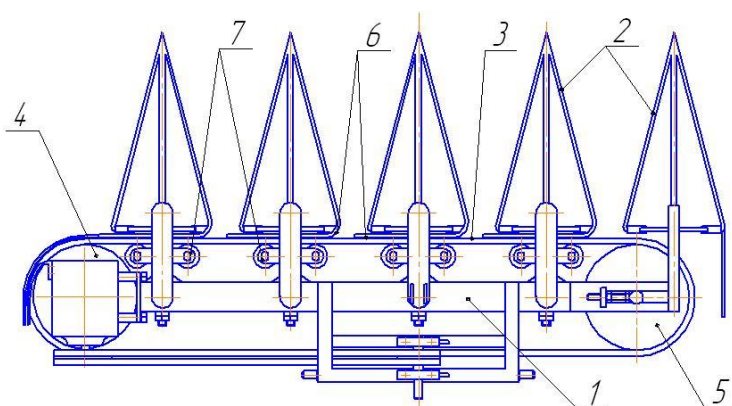


Рис. 1 – Льонобралка із поперечними бральними рівчачками:
1 – рама; 2 – подільники; 3 – бральний пас; 4 – ведучий шків;
5 – ведений шків; 6 – бральні пластини; 7 – притискні механізми

Зазори між бральними пластинами і бральним пасом виставляються за допомогою регулювальних гвинтів. У кожному наступному бральному рівчаку ці зазори збільшуються із урахуванням потовщення стеблової стрічки.

У запропонованій конструкції усунені зазначені вище недоліки конструкції льонобралки із поперечними пасово-дисковими бральними рівчаками. За результатами попередніх досліджень [5] було теоретично визначено необхідну зону затискання стебел льону для повного витягування їх із ґрунту, що дозволило обґрунтувати довжину бральної пластини та технологічні параметри льонобралки.

Притискний механізм призначений для створення необхідного тиску в бральному рівчаку, він містить підпружинену рамку із двома натискними роликками. Основним елементом цього механізму є пружина, яка має забезпечити необхідне зусилля притискання.

Мета дослідження – визначити необхідне зусилля затискання стебел у бральному рівчаку, перевірити чи не буде при цьому травмування стебел і підібрати пружину, яка б забезпечувала необхідний діапазон зусилля затискання.

Матеріали і методи

У роботі розглядалися властивості стебел льону-довгунцю, матеріалів брального паса, бральної пластини та притискної пружини. Дослідження проводилися теоретично, розрахунок пружини виконувався за стандартною методикою.

Результати дослідження та обговорення

Для забезпечення витягування стебел льону із ґрунту необхідно, щоб сила тертя F_{TP} стебла вздовж брального паса, яка спрямована вздовж стебла, не була меншою за необхідну силу брання стебла T . Згідно джерела [1], сила $T_{max} = 5$ Н, тому приймаємо, що $F_{TP} = 5$ Н.

Стебло льону в бральному рівчаку контактує із бральним пасом, бральною пластиною і з сусідніми стеблами. Як зазначалося вище, коефіцієнт тертя стебла по бральній пластині менший, ніж по бральному пасу чи інших стеблах льону. Тому розглядаємо випадок, коли стебло льону третється по бральному пасу і інших стеблах. Згідно джерела [1], коефіцієнт тертя стебел льону по гумі рівний 0,6–0,9, а по стеблах 0,5–0,8. Приймаємо коефіцієнт тертя $f_{TP} = 0,7$, який знаходиться в межах цих двох інтервалів. Тоді для брання кожне стебло потрібно в бральному рівчаку затискати із силою, яка дорівнює 7,14 Н і розраховується за залежністю:

$$F = F_{TP}/f_{TP}. \quad (1)$$

Перевіримо чи це зусилля не призведе до травмування стебла

льону-довгунця. За результатами досліджень, що представлені в науковій праці [1], встановлено, що середній тиск, за якого стебла розплющуються, становить 200–250 кПа.

Поверхня брального пасу льонобралки в поперечному перерізі має хвилеподібну форму, де радіус западин і гребенів рівний $R' = 18$ мм, висота хвилі $h' = 10$ мм, а кількість хвиль $n = 2$. Тоді довжина поверхні брального паса, яка контактує із стеблом льону, дорівнює 0,16 м і визначається за формулою:

$$L' = 2nR' \cdot 2 \arccos \left(\frac{R' - h'}{R'} \right). \quad (2)$$

Ширина поверхні стебла, яка контактує із бральним пасом за середнього діаметра стебла $d_c = 1$ мм, рівна $m' = 0,5$ мм. Тоді загальна площа S' контакту стебла льону із поверхнею брального паса дорівнює $8 \cdot 10^{-5}$ м² та визначається за формулою:

$$S' = L' \cdot m'. \quad (3)$$

Тиск, який діє на стебло в бральному рівчаку, рівний $p' \approx 89$ кПа та визначається за формулою:

$$p' = \frac{F}{S'}. \quad (4)$$

Ця величина тиску менша за допустиме значення 200 кПа, отже стебла льону пошкоджуватись не будуть.

За довжини зони затискання стебел льону-довгунця у бральному рівчаку $L = 0,3$ м [5] і швидкості машини $v_m = 2,22$ м/с та брального паса $v_n = 2,74$ м/с, у бральному рівчаку затискаються стебла, які витягуються із ґрунту площею, що рівна bL_m (де b – ширина захвату бральної секції (приймаємо $b = 0,38$ м), м; L_m – переміщення машини, за яке ділянка брального рівчака $L = 0,3$ м заповнюється стеблами, і яке становить $L_m = 0,24$ м та обчислюється за формулою $L_m = Lv_m/v_n$).

Кількість стебел, які витягуються із ґрунту на ділянці L брального рівчака при густоті стеблостою i , рівна:

$$n' = ibL_m. \quad (5)$$

Згідно джерела [1], густота стеблостою льону-довгунця знаходиться в межах 500–2500 стебел/м².

У випадку $n'_{\min} = 500 \cdot 0,38 \cdot 0,24 = 45$ стебел льону, сила, яку має створювати пружина притискного механізму, рівна $P_{\min} = Fn'_{\min} = 312$ Н. А у випадку $n'_{\max} = 2500 \cdot 0,38 \cdot 0,24 = 225$ стебел льону, сила пружини рівна $P_{\max} = Fn'_{\max} = 1607$ Н.

Для забезпечення зручного збирання та розбирання притискного механізму на льонобралці, доцільно використовувати фасонну конічну

пружину, в якій за повного її стискання витки лягають на опорну площину. У цьому випадку товщина пружини в стиснутому стані рівна діаметру витка, тобто товщина – мінімальна.

Існує два види конічних пружин. Пружини одного виду мають постійний крок витків і утворюють спіраль Архімеда, коли дивитися зверху. Пружини другого виду мають постійний кут підйому витків і утворюють логарифмічну спіраль, коли дивитися зверху. Пружини першого виду мають перевагу, оскільки за зростаючого навантаження всі витки пружини, починаючи із найбільшого, монотонно “сідають” на опорну площину або один на другий. У пружинах другого виду, внаслідок змінної відстані між витками, монотонність процесу “посадки” порушується. Тому для запропонованого механізму вибираємо конічні пружини першого виду, тобто з постійним кроком.

Розрахунок фасонної пружини, що буде використовуватися у механізмі, проводимо за відомою методикою [6]. Приймаємо, що пружина виготовляється із сталі 65Г, для якої допустиме напруження на зріз становить $[\tau]_K = 500$ МПа, а модуль пружності при зсуві становить $G = 8 \cdot 10^4$ МПа. Крім того, пружина виготовлена з круглого дроту, причому граничне зусилля, за якого пружина повністю стиснута, рівне $P_{гран.} = 2000$ Н. Можлива деформація пружини рівна $H_0 = 0,06$ м. Радіус найбільшого витка пружини – $r_2 = 0,05$ м, а довжина ненавантаженої пружини – $H = H_0 + d = 0,07$ м.

Визначимо діаметр дроту, з якого виготовляється пружина:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16P_{гран.} \cdot r_2}{\pi [\tau]_K}}. \quad (6)$$

Після розрахунку за формулою (6), отримаємо $d = 0,01$ м.

Кількість робочих витків пружини знаходимо за формулою:

$$i_{пр.} = \frac{CH_0}{2\pi P_{гран.} r_2^3}, \quad (7)$$

де $C = GI_K$; I_K – момент інерції при крученні.

Для круглого перерізу $I_K = \pi d^4/32$, тоді формула (7) матиме вигляд:

$$i_{пр.} = \frac{Gd^4 H_0}{64P_{гран.} r_2^3}. \quad (8)$$

Після розрахунку за формулою (8), отримаємо $i_{пр.} = 3$ витка.

Радіус r_1 витка при вершині конусної пружини, за умови, що всі витки “сідають” на опорну площину, має задовольняти нерівність:

$$r_1 < r_2 - i_{пр.}d. \quad (9)$$

Таким чином, із урахуванням умови (9), приймаємо $r_1 = 18$ мм.

Силу P_{noc} , за якої починається “посадка” витків, знаходимо із формули:

$$P_{noc} = P_{гран} \cdot \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^3. \quad (10)$$

Визначимо деформацію λ_{noc} пружини внаслідок дії сил $P_{noc} = 93$ Н, $P_{min} = 312$ Н та $P_{max} = 1607$ Н:

$$\lambda_{noc} = 0,25H_0 \left(1 + \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right) \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right). \quad (11)$$

Визначимо мінімальне λ_{min} та максимальне λ_{max} значення деформації пружини за формулою:

$$\lambda = \frac{0,25H_0}{1 - r_1/r_2} \left(4 - 3 \sqrt[3]{\frac{P_{noc}}{P} - \frac{P}{P_{noc}} \cdot \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^4} \right). \quad (12)$$

У формулі (12) замість P підставляємо, відповідно, P_{min} та P_{max} . Підставляючи числові значення у формулу (12), отримуємо деформації пружини: $\lambda_{noc} = 0,023$ м, $\lambda_{min} = 0,045$ м, $\lambda_{max} = 0,059$ м. Характеристика цієї фасонної пружини графічно зображена на рис. 2.

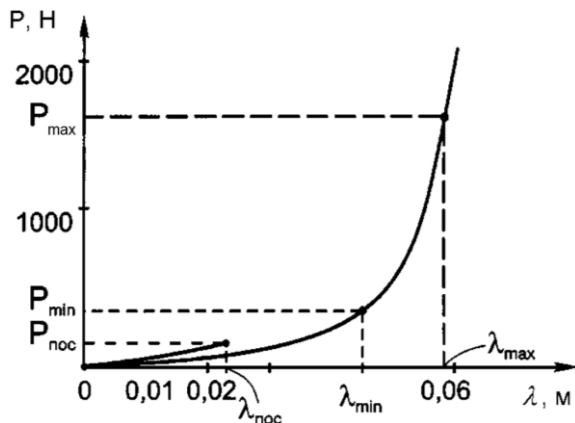


Рис. 2 – Характеристика пружини

Як видно з графіка (рис. 2), у випадку збільшення навантаження P пружини до значення P_{noc} , характеристика пружини лінійна – жорсткість пружини постійна. А у випадку $P > P_{noc}$, конусна пружина має криволінійну характеристику із монотонно зростаючою

жорсткістю.

Довжина дроту пружини розраховується за формулою:

$$l = \pi i_{np.} (r_2 + r_1). \quad (13)$$

Після підстановки значень у формулу (13), отримаємо $l = 0,641$ м. Використовуючи дані, що розраховані за формулами (6) – (11), було виконане із допомогою комп'ютерної програми КОМПАС креслення пружини, яке представлено на рис. 3.

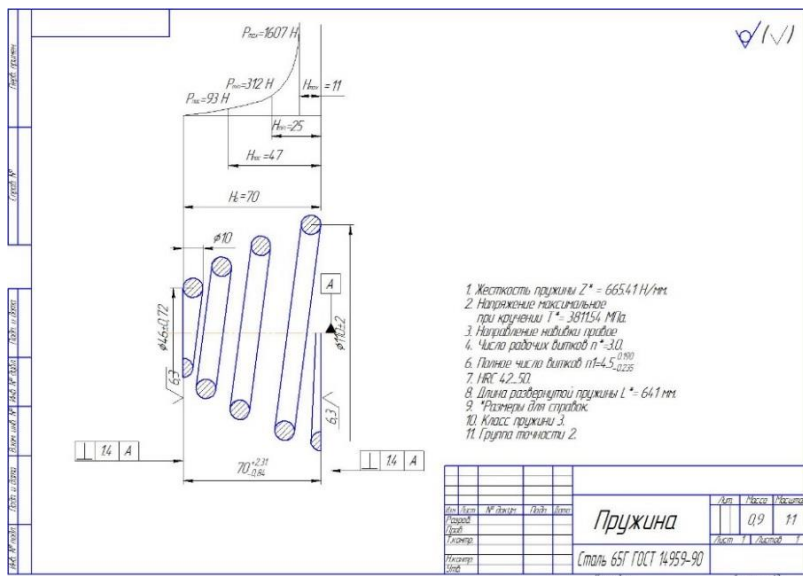


Рис. 3 – Креслення фасонної конічної пружини

Висновки

У результаті теоретичних досліджень визначено тиск, який діє на стебло льону-довгунця в бральному рівчаку і який не буде зумовлювати розплющування стебел. Крім того, визначено необхідний діапазон сил притискного механізму та розраховані параметри фасонної конічної пружини. Розроблене технічне креслення цієї пружини. Матеріали цього дослідження будуть використані під час виготовлення дослідного зразка льонобралки.

Список посилань

1. Хайлис, Г.А. (2011). Теория льноуборочных машин. Росинформаротех, Москва, 322.

2. Дідух, В.Ф., Ковалишин, С.Й., Дударев, І.М., Тараймович, І.В. (2013). Технології вирощування, збирання та переробки льону-довгунця. Львівський НАУ, Львів, 324.
3. Depoortere. Mode of access. <http://www.depoortere.be>
4. Юхимчук, С.Ф., Хайліс, Г.А. (1996). Льнообральний апарат. Патент № 10753А, Україна.
5. Юхимчук, С.М., Толстушко, М.М., Юхимчук, С.Ф. (2020). Обґрунтування довжини бральної пластини льнообралки. В: VII Міжнародна науково-технічна конференція “Крамаровські читання” з нагоди 113-ої річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віце-президента УАСГН В.С. Крамарова. НУБіП, Київ, 214–215.
6. Ачеркан, Н.С. (1968). Детали машин. Расчет и конструирование. Справочник. Машиностроение, Москва, 2, 408.

THE IMPROVED TECHNOLOGY OF BIOMASS PROCESSING TO OBTAIN PRODUCTS OF VARIOUS APPLICATIONS

S. Yaheliuk¹, V. Didukh¹, G. Boyko²

¹Lutsk National Technical University, Lutsk, Ukraine

²Kherson National Technical University, Kherson, Ukraine



Key words:

biomass,
textile flax,
linseed flax,
biomass processing
technology,
fuel briquettes and rolls

Article history:

Received 12.08.2020

Accepted 15.10.2020

Corresponding author:

cler2010@gmail.com

ABSTRACT

The article is devoted to processing technologies for biomass, formed during flax harvesting. These technologies take into account the fiber potential of stems to obtain products of various applications. The best area in Ukraine to use the classical technologies of flax harvesting and processing is Western Polissya. However, due to the crisis that lasts for two decades the Ukrainian Flax Industry requires radical changes of the existing approaches. Nowadays the classical technologies are inefficient, energy-consuming and in many cases result in a poor-quality fiber. The proposed ways to overcome the crisis are the gradual introduction of linseed flax into the Western Polissya crop rotation and the revival of Textile Flax production. Based of modern research analyzing the world's and the Ukrainian flax market status, it can be confirmed that the revival of flax production depends on the integrated use of all components of linseed flax and textile flax. The experiments have proved that the varieties of linseed flax growing in the Western Polissya have a length that allows the stems to be processed into a fiber. However, the biomass windrows are remained in the field during a machine harvesting. They have a considerable size and do not turn into a retted straw for a long time. Therefore, it is difficult to obtain fiber in the traditional way. The manufacturers recycle flax stems by burning. A similar situation is observed in the case of the harvesting and processing of the other crops (sunflower, corn, hemp and etc.) Raw biomass is utilized by burning. Burning plant biomass in the field pollutes and destroys the soil. Air pollution with combustion products also occurs. This is a modern ecological problem of agricultural production in the Ukraine and in the world.

УДК 677.11:677.021.15

**УДОСКОНАЛЕНА ТЕХНОЛОГІЯ ПЕРЕРОБКИ БІОМАСИ
ДЛЯ ОТРИМАННЯ ПРОДУКЦІЇ РІЗНОГО ПРИЗНАЧЕННЯ**С.В. Ягелюк¹, В.Ф. Дідух¹, Г.А. Бойко²¹Луцький національний технічний університет, Луцьк, Україна²Херсонський національний технічний університет, Херсон, Україна**Ключові слова:**

біомаса,
льон-довгунець,
льон олійний,
технологія переробки
біомаси,
паливні брикети та
рулони

Історія публікації:

Отримано 12.08.2020

Затверджено 15.10.2020

**Автор для
листування:**

cler2010@gmail.com

АНОТАЦІЯ

Стаття присвячена технологіям переробки біомаси, яка утворюється під час збирання льону. Ці технології ураховують волокнистий потенціал стебла для отримання продукції різного призначення. Найкращий в Україні регіон для застосування класичних технологій збирання та переробки льону – Західне Полісся. Однак, через кризу, яка триває два десятиліття, українське льонарство вимагає кардинальних змін існуючих підходів. На сьогодні класичні технології неефективні, енергоємні і в багатьох випадках призводять до отримання неякісного волокна. Запропонованими шляхами подолання кризи є поступове впровадження льону олійного в сівозміну Західного Полісся та пожевлення виробництва льону-довгунця. На основі сучасних досліджень, що аналізують стан світового та українського ринку льону, можна стверджувати, що пожевлення виробництва льону залежить від комплексного використання всіх компонентів льону олійного та льону-довгунця. Експерименти довели, що сорти льону олійного, що вирощуються у Західному Поліссі, мають довжину, яка дозволяє переробляти стебла на волокно. Однак, під час збирання урожаю біомаса залишається на полі; виробники її спалюють. Подібна ситуація спостерігається під час збирання і переробки інших сільськогосподарських культур (соняшника, кукурудзи, конопель тощо). Спалювання біомаси рослин у полі забруднює навколишнє середовище. Це сучасна екологічна проблема сільськогосподарського виробництва в Україні та світі.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.382>

Introduction and Problem Statement

Theoretical and experimental research of flax raw materials properties was held by many authors in different years and conditions [1–4]. Properties of flax stems and deformations in them caused by machine are examined in the “Plant material mechanics” research by G. Hajlis [4]. The processing of stems must begin immediately after cleaning the seed part in accordance with the fiber maturity state and the environmental conditions [5]. Some researchers proposed methods and systems of quality control of bast raw material [6].

Commercial applications include fiber, paper manufacturing, horse bedding and pelletizing leftover flax or other plants materials for bioenergy – but none of these options offer maximum value to the farmer. Farmers are burning plant straw [7]. The solution of problems of safe use and utilization of a flax stem part is connected with development of technologies of processing of flax straw for reception of production having industrial functional value.

“Fiber extraction from oleaginous flax for technical textile applications: influence of pre-processing parameters on fiber extraction yield, size distribution and mechanical properties” by Pierre Ouagne shows that the individual fiber length of oleaginous flax (between 3 and 6 cm) is comparable to that of the scutched textile flax fibers. This makes them suitable for the production of carded aligned fiber yarns for technical textiles. These results demonstrate the interest and the potential added value of harvesting the stems for technical fiber applications [8]. The properties of flax fiber and textiles have also been studied [9, 10].

If the quality of the stem part of the flax does not allow us to obtain a qualitative fiber, then one of the ways out is the manufacture of pressed fuel briquettes by means of frozen sapropel. The scientists of Lutsk National Technical University conducted the research on the production of fuel materials in the form of briquettes by using frozen lacustrine sapropel as a binder. As a result of study, the energy potential of the samples and the time of their combustion were obtained [11]. However, the production of the fuel briquettes is a labor-consuming process. It is possible only in stationary conditions.

Another option is the manufacture of fuel materials in the form of packages or rolls [12]. The production of rolls for combustion directly in the field will allow the use flax stems that are not suitable in the textile industry. The development of flax production is possible due to the justification of environmentally safe technologies to process flax plant stand based on its classification properties and the combination of operations of harvesting and processing the flax stems.

The results of the research allowed us to offer technologies that efficiently combine the processes of harvesting and the stem part of the flax crop processing. These technologies satisfy the modern requirements of environmental regulatory documents.

The Goal of the Study is to improve the quality and environmental safety of flax and other plant stems processing thanks to the development of technologies with a maximum using of the raw material potential.

Materials and Methods

The research was carried out in laboratory conditions and in production; standard and specially designed devices were used. The research is used straw of flax varieties: Lirina, Soniechny, Gladiator, Glinum from Western Ukraine. The average height of plants was ranged from 55 cm to 98 cm. The test methods are in accordance to the standards [13, 14], etc.

Results and Discussion

In the study [15] a classification of flax stems (straw) is suggested. It allows us to choose an efficient technology to process the stems or biomass at the stage of flax harvesting. A concept model of technologies for processing flax stem is substantiated based on the developed classification [15, 16]. According to the concept model [15], the choice of a processing technology variant depends upon the length of the stem, the ripeness phase, the bast content and the type of the flax. When the length of textile flax is 0.75–0.95 m and higher in the phase of early yellow ripeness, it is harvested by pulling apparatus. If the length and phase of the flax stem ripeness are sufficient to obtain fiber of a proper quality, it is offered to use the technology of the stem primary processing directly within the field conditions with a subsequent processing at a flax mill (Fig. 1).

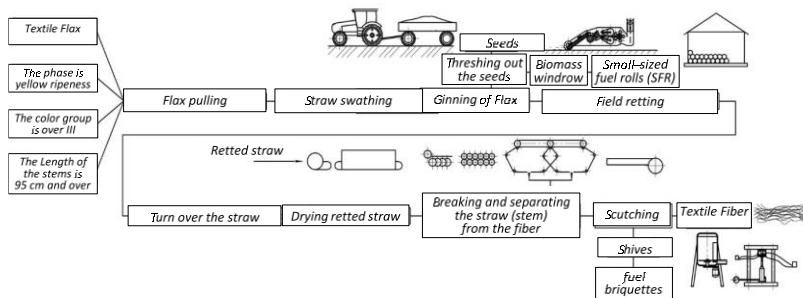


Fig. 1 – Technology of the flax stem primary processing, when length and phase of the flax stem ripeness are sufficient to obtain fiber of a proper quality

If the length of the flax stem (regardless of the type) is less than acceptable for processing into fiber, the proposed technology allows the biomass to be turned into the small-sized fuel rolls (SFR) (Fig. 2).



Fig. 2 – Technology of the flax stem primary processing, when length and bast content of the flax stems are not sufficient to obtain fiber of a proper quality

The research suggests the technological operations sequence for stems with a height of less than 50 cm regardless of the type of flax at the full ripeness phase or with bast content less than 15%, that includes stems cutting with a seed release, destruction of the biomass to reduce the elastic forces and twisting it in the SFRs of a given diameter. Therefore, the improved combine harvester is able to perform all technologic operations, besides SFRs transportation.

When the length of stems is 0.5–0.75 m in the phase of early yellow ripeness, flax is harvested for the production of short undirected fiber or fuel briquettes. We offer the technology to produce a fibrous material from linseed flax that is suitable for use in the textile industry. The technology is based on changing the sequence of operations for the flax harvesting taking into account the phase of its ripeness (Fig. 3).

The proposed biomass processing technology is based on theoretical studies [16]. For successful application of the used biomass processing technology special device should be used. That are must be devices for the biomass destruction or grinding and making of SFRs with a further possibility to install these devices onto a combine harvester are determined. In order to make SFRs out of flax biomass a five-roller compaction chamber of variable volume is offered. The advantage of the press chamber is that at the initial twisting stage there is a minimum of free space between the rollers. It allows us to begin the roll making process right at the rollers first turning.

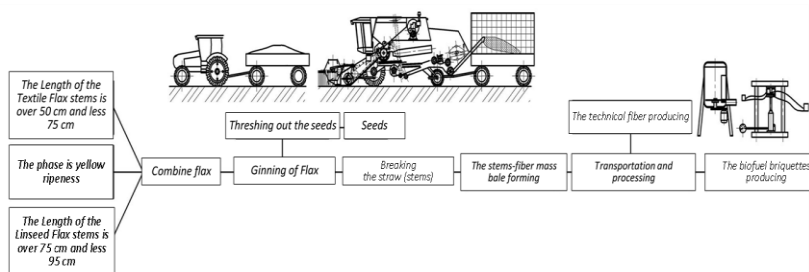


Fig. 3 – The technology processing of stems to obtain seeds, technical fiber and fuel briquettes

This provides an increase in the efficiency of harvesting technology, while taking into account the characteristics of flax or other plant stems.

Experimental studies as to the technologic properties and the quality indicators of stems, biomass, fibers and solid fuel materials made of biomass were carried out. Thus, they permitted to establish efficient operation modes of the proposed means for harvesting and processing the flax stem parts. The possibility to obtain short non-oriented fibers and solid fuel materials from both linseed flax and textile flax has been experimentally confirmed.

Conclusions

Based on a carried out set of studies the prepositions to create innovation technologies and equipment was developed. As a result, these technologies and equipment efficiently combine the processes of the flax crop stems harvesting and processing, as well as enable to offer a produce of diverse functional application.

The propositions should be made to agricultural producers on harvesting technologies that enable at the same time to process the flax stems as well as the flax biomass. These proposals are based on the flax stems classification features.

Also, it was proposed to obtain a similar fiber material from linseed flax by changing the sequence of operations for linseed flax harvesting, taking into account the phase of its ripeness.

References

1. Burning agricultural waste: a source of dioxins. (2014). Commission for Environmental Cooperation. Montreal, Canada, 6.
2. Kumar, P. et al. (2014). Socioeconomic and environmental implications of agricultural residue burning. Springer Briefs in Environmental Science. Springer, London, 157. https://doi.org/10.1007/978-81-322-2014-5_7

3. Gaba, A., Iordache, S.F. (2011). Reduction of air pollution by combustion processes. <https://doi.org/10.5772/16959>
4. Hajlis, G. (2004). Plant material mechanics. Lutsk State Technical University, Lutsk, 301.
5. Chursina, L., Tikhosova, H., Holovenko, T., Shovkomud, O., Kniaziev, O., Yanyuk, T. (2019). Innovative technologies of oilseed flax straw mechanical processing and quality of obtained fibers. *INMATEH – Agricultural Engineering*, 57(1), 207–214.
6. Holovenko, T., Yanyuk, T., Boyko, G., Dyagilev, A., Shovkomud, A. (2019). Promising methods and systems of quality control of innovative bast raw material. *Science and Innovation: Academic and Research Journal NAS Ukraine*, 15(3), 91–104.
7. New retting studies to help farmers spin straw into fibre gold. (2019). <https://www.gov.mb.ca/agriculture/innovation-and-research/new-retting-studies-to-help-farmers.html>
8. Ouagne, P., Barthod-Malat, B., Evon, P., Labonne, L., Placet, V. (2017). Fibre extraction from oleaginous flax for technical textile applications: influence of pre-processing parameters on fibre extraction yield, size distribution and mechanical properties. *Procedia Engineering*, 200, 213–220.
9. Yaheliuk, S. (2016). The generation of linen materials properties: monograph [Формування властивостей льняних матеріалів: монографія]. Lutsk NTU, Lutsk, 128 (in Ukrainian).
10. Baidakova, L., Yaheliuk, S., Baidakova, I. (2014). Goods expert examination: textbook [Експертиза товарів: підручник]. Publishing House “Word”, Kyiv, 380 (in Ukrainian).
11. Didukh, V., Yaheliuk, S., Kirchuk, R., Busnyuk, R. (2018). Modeling of utilization means of oilseed flax stem part. *Teka. Commission of Motorization and Energetic in Agriculture*, 18(4), 63–70.
12. Yaheliuk, S., Didukh, V., Tom'uk, V. (2019). Justification of the new technology of processing residues of flax stem mass in Western Polissya. *Teka. A Quarterly Journal of Agri Food Industry*, 19(1), 5–12.
13. ISO 20706-1:2019. Textiles – Qualitative and quantitative analysis of some bast fibres (flax, hemp, ramie) and their blends – Part 1: Fibre identification using microscopy methods, 2019. <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:20706:-1:ed-1:v2:en>
14. Directive 2010/75/EU. <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/EN/TXT/?uri=celex%3A32010L0075>
15. Yaheliuk, S., Didukh, V. (2020). A concept model of technologies for processing flax stems [Концептуальна модель технології переробки стебел]. *Agricultural Machines*, 44, 155–164 (in Ukrainian).
16. Yaheliuk, S. (2019). The development of scientific fundamentals of technologies for flax straw stems processing based on flax plant stand classification properties [Doctoral dissertation]. Lutsk National Technical University, Lutsk, 362.

УДК 551.551.8

**ИСПОЛЬЗОВАНИЕ МЕТОДОВ ФРАКТАЛЬНОГО АНАЛИЗА
В ИССЛЕДОВАНИИ ЭЛЕКТРОПРОВОДНОСТИ ПОЧВ И
УРОЖАЙНОСТИ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННЫХ КУЛЬТУР****О.О. Броварец¹, Ю.В. Човнюк²**¹Киевский кооперативный институт бизнеса и права, Киев, Украина²Национальный университет биоресурсов и природопользования
Украины, Киев, Украина**Ключевые слова:**

почвы
сельскохозяйственного
назначения,
урожайность
сельскохозяйственных
культур,
индекс фрактальности,
удельная
электропроводность,
показатель Ляпунова

История публикации:

Получена 05.09.2020
Утверждена 10.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

brovaretsnau@ukr.net

АННОТАЦИЯ

В статье проанализированы удельная электропроводность почвы и урожайность сельскохозяйственных культур (озимой пшеницы, кукурузы) в зависимости от норм посева, норм внесения удобрений и способа обработки, а также определены их классификационные признаки в соответствии с фрактальными свойствами. Кроме того, определены основные тенденции дальнейшего развития и представлены прогнозы на будущее в агроценозах природно-климатических зон Украины. Для достижения цели исследования использовались методы полевого эксперимента, метеорологического наблюдения и фрактального оценивания статистической информации. Предложена процедура анализа временных рядов, для которых не подтверждается гипотеза о наличии тренда (при исследованиях удельной электропроводности почв), с применением методов нелинейной динамики и теории хаоса. Рассмотрены реальные временные ряды, характеризующие эволюцию параметров удельной электропроводности почв и агробиологического состояния почв Украины. Обоснованием для подобных исследований является теорема Такенса. Хаотичность исследуемой динамической системы, которая задана временными реализациями, установлена с помощью показателя Ляпунова. Оценка устойчивости состояния почв осуществлена с помощью фрактальной размерности Хаусдорфа и индекса фрактальности.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.378>

УДК 621.86

СИНТЕЗ ВИНТОВЫХ ТРАНСПОРТЕРОВ-СМЕСИТЕЛЕЙ**И.Б. Гэвко, О.Л. Ляшук, А.И. Пик, Н.М. Марчук, О.П. Марунич**Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Тернополь, Украина**Ключевые слова:**структурно-схемный
синтез,
винтовой транспортер-
смеситель,
шнек,
технологическая
операция,
морфологический
анализ**История публикации:**

Получена 05.09.2020

Утверждена 16.10.2020

Автор для**корреспонденции:**

gevkoiivan1@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Проведено генерирование конструкций винтовых транспортеров-смесителей при использовании структурно-схемного синтеза методом иерархических групп с помощью морфологического анализа. В результате выполненного анализа влияния различных факторов на процессы транспортировки и смешивания грузов винтовыми конвейерами были определены составные элементы конструкций этих транспортеров, которые определяют их конструктивные признаки. На основе этого анализа составлена морфологическая таблица конструктивных признаков и элементов винтовых транспортеров-смесителей. По результатам структурно-схемного синтеза винтовых транспортеров-смесителей выбраны базовые морфологические признаки: привод, шнек, который включает желоб и винт, а также бункер, механизмы разгрузки и опорно-двигательный. По результатам проведенного синтеза и анализа с учетом комплекса требований к качеству, себестоимости и производительности, общее количество генерируемых альтернатив винтовых транспортеров-смесителей незначительно, что позволило экспертным методом найти наиболее эффективные их конструктивные схемы. Полученные конструкции винтовых транспортеров-смесителей в своей основе используют принцип конусности желоба и винтовых рабочих органов, что позволяет значительно повысить качество процесса смешивания и обеспечить транспортировку грузов. На основе проведенного синтеза и генерируемых конструкций смесителей спроектировано и изготовлено экспериментальную установку.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.380>

УДК 621.33

**РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ
КАНАТНОГО МЕХАНИЗМА ДЛЯ ЗАГРУЗКИ МАЛЫХ
СКЛАДСКИХ ПОМЕЩЕНИЙ ОВОЩАМИ И ФРУКТАМИ В ТАРЕ****Р.Б. Гэвко, Ю.С. Ныкэруй, Т.А. Довбуш**Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Тернополь, Украина**Ключевые слова:**

канатный механизм,
овощи и фрукты в
таре,
конструктивные
параметры,
кинематические и
силовые параметры,
складские помещения

История публикации:

Получена 01.10.2020
Утверждена 15.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

r_hevko@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Во время загрузки фруктами и овощами складских помещений в таре необходимо соблюдать требования, которые к ним предъявляются. В статье представлен анализ литературных источников и конструктивно-технологических схем установок для загрузки малых складских помещений овощами и фруктами в таре и определены их недостатки, а также определены перспективные направления исследований. Разработана экспериментальная установка двухканатного механизма, представлена методика проведения его исследований и приборы, которые применялись во время экспериментов. Описана работа электронного динамометра при проведении экспериментальных исследований. На основе предложенных технических решений и изготовленного канатного механизма для загрузки складских помещений овощами и фруктами в таре на экспериментальной установке проведены исследования по определению взаимосвязи между его конструктивными, кинематическими и силовыми параметрами. Представлены конкретные числовые значения соотношений усилий нагрузки рычагов, разного положения крепления пружин и величины их деформации. Предложены рекомендации по выбору рациональных параметров канатного механизма для качественного выполнения технологического процесса в зависимости от угла наклона пары канатов к горизонту, массы и скорости перемещения грузов и других регулируемых параметров.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.379>

УДК 631.363

**ОБОСНОВАНИЕ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ
ОБЪЕМНОГО ДОЗАТОРА СЫПУЧИХ МАТЕРИАЛОВ****И.Н. Дударев, С.Г. Панасюк, И.В. Тараймович**

Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

**Ключевые слова:**

дозатор сыпучих материалов, расчет дозатора, параметры дозатора, порция сыпучего материала, дозирования сыпучих материалов

История публикации:

Получена 20.05.2020

Утверждена 26.06.2020

Автор для**корреспонденции:**

i_dudarev@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Дозирования сыпучих материалов является важной технологической операцией, во время которой формируются порции компонентов для подачи в смеситель. Дозатор является промежуточным звеном между бункером сыпучего материала и смесителем. От слаженной работы всех звеньев этой технологической системы зависит качество смеси. Эффективность работы дозатора зависит от соблюдения необходимого режима поступления материала из бункера, который характеризуется скоростью истечения материала из отверстия бункера. Наиболее распространенными являются объемные дозаторы, которые бывают непрерывного и дискретного действия. Во время обоснования параметров дозатора необходимо учитывать его конструктивные особенности, скорость истечения сыпучего материала из бункера и объем порции, которую необходимо сформировать для подачи в смеситель. Анализ способов истечения сыпучего материала из бункера позволил получить зависимость для определения скорости потока материала при его прохождении через загрузочную щель переменной площади из бункера в рабочую камеру дозатора. Получены зависимости, которые позволяют рассчитать подачу сыпучего материала в рабочую камеру объемного дозатора и массу порции материала. Установлена связь между скоростью истечения материала из бункера, конструктивными и технологическими параметрами дозатора и объемом порции для подачи в смеситель. Параметры дозатора обеспечивают слаженную работу системы "бункер - дозатор - смеситель".

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.309>

УДК 621.928:167

**РАСЧЕТ КОНСТРУКТИВНЫХ И СИЛОВЫХ ПАРАМЕТРОВ
ГРАВИТАЦИОННО-КАСКАДНОГО СЕПАРАТОРА****И.Н. Дударев¹, А.В. Хомыч², В.О. Ольховский¹**¹Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина²Любешовский технический колледж, Любешов, Украина**Ключевые слова:**

гравитационный сепаратор, параметры сепаратора, угол наклона решет, силовой расчет сепаратора, передача "винт-гайка"

История публикации:

Получена 28.07.2020

Утверждена 03.09.2020

Автор для**корреспонденции:**

i_dudarev@ukr.net

АННОТАЦИЯ

В сельском хозяйстве для сепарации зерна и семян используют различные типы сепараторов. К перспективным конструкциям сепараторов зерновой (семенной) массы относятся гравитационные сепараторы. В этих сепараторах, как правило, энергия не расходуется непосредственно на процесс сепарирования. В статье предложена конструкция гравитационно-каскадного сепаратора ножничного типа. Для обеспечения сепарации зерна (семян) в таком сепараторе, необходимо установить сепарирующие секции под заданным углом к горизонтальной плоскости, который определяется в зависимости от физико-механических свойств сырья. Для установления секций сепаратора предлагается использовать передачу "винт-гайка". Гравитационно-каскадный сепаратор – это новый тип сепараторов, для обоснования конструктивных и силовых параметров которого необходимо провести теоретические исследования. В результате теоретических исследований установлена взаимосвязь между параметрами передачи "винт-гайка" и параметрами сепаратора. Кроме того, используя принцип возможных перемещений была получена зависимость для определения усилия, которое необходимо для удержания секций гравитационно-каскадного сепаратора ножничного типа в заданном положении с учетом массы сепаратора, массы сырья в бункере и на рабочих поверхностях, а также угла наклона секций в горизонтальной плоскости.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.315>

УДК 631.26

**МОДЕЛИРОВАНИЕ СМЕШИВАНИЯ КОМПОНЕНТОВ
ВИНТОВЫМИ КОНВЕЙЕРАМИ-СМЕСИТЕЛЯМИ****Р.М. Рогатынский, Ив.Б. Гэвко, Д.В. Дмытрив,
В.З. Гудь, О.Р. Дмытрив**Тернопольский национальный технический университет
имени Ивана Пулюя, Тернополь, Украина**Ключевые слова:**смеситель,
ключевой компонент,
объемная
концентрация,
индикатор,
биномиальное
распределение**История публикации:**Получена 10.09.2020
Утверждена 12.10.2020**Автор для****корреспонденции:**

vic_g @ukr.net

АННОТАЦИЯ

Обоснована эффективность метода дискретных элементов, как инструмента исследования технологических процессов с сыпучим материалом. Этот метод является хорошим инструментом для исследования смесителей в режиме числового эксперимента, однако не связывает параметры и режимы работы смесителя с критериями качества смешивания. Проведены моделирование и оценка сглаживающей способности винтовых конвейеров-смесителей с применением метода импульсного возмущения. Установлено, что распределение объемной концентрации ключевого компонента по длине конвейера характеризуется коэффициентом пересыпания материала между соседними витками винта и соответствует закону биномиального распределения. Установлено, что с увеличением длины конвейера-смесителя и количества заходов винта увеличивается количество ячеек смешивания и увеличивается смесительная способность конвейера. Показано, что самую высокую сглаживающую способность имеют винтовые конвейеры-смесители с коэффициентом пересыпания материала 0,5, в которых избыточная концентрация ключевого компонента уменьшается в 8 раз. Достичь такого пересыпания смеси в винтовом конвейере-смесителе можно сочетанием таких факторов, как зазор между винтовой лентой и кожухом, степень заполнения конвейера, скорость вращения рабочего органа, переход с тихоходного режима транспортировки в неустойчивый и выполнение отверстий по периферии винта.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.381>

УДК 631.371

**ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССА ПРИГОТОВЛЕНИЯ
СУШИЛЬНОГО АГЕНТА В СОЛНЕЧНОМ ТЕПЛОМ
КОЛЛЕКТОРЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ 3D-МОДЕЛИРОВАНИЯ****В.В. Сацюк, Ю.В. Булик, О.С. Дубицкий, Н.О. Толстушко**

Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

**Ключевые слова:**

коллектор,
симуляция,
цифровой двойник,
сушильный агент,
температура

История публикации:

Получена 20.08.2020

Утверждена 04.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

vs-07@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Сушка сельскохозяйственной продукции является одной из наиболее энергоемких операций при первичной обработке сырья. Уменьшение затрат на процесс сушки существенно влияет на стоимость конечного продукта. Поэтому, чрезвычайно актуальным является использование солнечной энергии для приготовления сушильного агента. В статье, используя программное обеспечение трехмерного моделирования, исследован процесс нагрева сушильного агента в солнечном тепловом коллекторе. Используя технологию “цифровой двойник”, исследованы режимы работы солнечного теплового коллектора с различными геометрическими параметрами. Реализацию технологии “цифровой двойник” осуществляли с помощью программного комплекса Creo 7.0 с установленным модулем компьютерной симуляции FloEFD. Для компьютерной симуляции процесса нагрева сушильного агента в коллекторе заданы следующие параметры: время проведения эксперимента, местоположение объекта исследования, положение относительно выбранной системы координат, температура окружающей среды, облачность. Использование технологии “цифровой двойник” позволило оптимизировать параметры коллектора и сократить материальные затраты и продолжительность исследования. На конечном этапе исследований был проверен окончательно выбранный вариант конструкции коллектора. Компьютерная модель будет использована для автоматизированного управления коллектором и оптимизации сушки.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.405>

УДК 631.879.3

**ОБЗОР ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ОТХОДОВ
ПЕРЕРАБАТЫВАЮЩИХ ПРОИЗВОДСТВ
В СЕЛЬСКОМ ХОЗЯЙСТВЕ**А.Н. Тимошук¹, И.Н. Дударев²¹ООО “Биотопливная энергетическая компания”, Луцк, Украина²Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина**Ключевые слова:**

отходы
перерабатывающих
производств,
меласса,
барда,
этанол,
удобрения из отходов

История публикации:

Получена 10.10.2020

Утверждена 15.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

tymoshchuk27@ukr.net

АННОТАЦИЯ

В статье путем всестороннего анализа научных и научно-технических источников информации рассмотрен вопрос использования отходов перерабатывающих производств в сельском хозяйстве. Большие объемы побочного продукта (барды) производства спирта обусловили необходимость разработки технологии его дальнейшего использования. Учеными предлагалось использовать концентрированную барду как пластификатор. Но для производства концентрированной барды высокого качества, необходимо дополнительно использовать дорогие энергоресурсы. Известна также технология использования спиртовой барды в виде сухого продукта, который используется как питательная добавка к кормам скота и птицы. Использование сухой спиртовой барды в животноводстве обусловлено тем, что она содержит в большом количестве клетчатку, дрожжевую массу и протеин. Также известна комплексная биотехнология переработки отходов спиртового производства с использованием дождевых червей. В зарубежных источниках описывается технология утилизации барды анаэробным методом. На сегодня наиболее оптимальное решение – это использование барды в качестве органического удобрения, поскольку это позволяет утилизировать отходы производства с пользой для окружающей среды. Барду можно использовать как растворитель при использовании азотных и калийных удобрений, пестицидов, а также на ее основе можно изготавливать питательные композиции.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.406>

УДК 631.358

ОБЗОР КОМБАЙНОВ ДЛЯ УБОРКИ ВЫСОКОСТЕБЕЛЬНЫХ ЛУБЯНЫХ КУЛЬТУР

Л.Ю. Федик

Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

**Ключевые слова:**

лубяные культуры,
уборочный комбайн,
агрегат,
стебель лубяных
культур,
уборка

История публикации:

Получена 05.08.2020

Утверждена 10.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

fedikltsia@gmail.com

АННОТАЦИЯ

Изделия из натурального сырья всегда пользовались спросом у населения благодаря своим свойствам. Перспективным является расширение отечественного рынка натурального волокнистого сырья за счет новых видов сырья растительного происхождения, для производства которого необходимы минимальные энергетические затраты. Одним из таких видов натурального волокнистого растительного сырья являются высокостебельные лубяные культуры: конопля, кенаф, джут и пенька, которые культивировались раньше в Украине. Развитие сырьевой базы в нашей стране не успевает за растущими потребностями перерабатывающих производств, которые используют натуральное растительное волокнистое сырье. В статье также отмечается, что лубяные культуры являются традиционным и перспективным видом технических культур для нашей страны. Поэтому целесообразным можно считать выращивание высокостебельных лубяных культур в Украине. К ним относятся конопля, кенаф, джут и пенька. Основным методом исследования в статье был анализ литературных и других источников научно-технической информации. Таким образом, в статье проанализированы конструкции комбайнов для уборки высокостебельных лубяных культур. В частности, описано их строение, определены их недостатки и преимущества. Анализ конструкций комбайнов для уборки высокостебельных культур позволяет определить наиболее подходящие конструкции для природно-климатических условий Украины.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.384>

УДК 629.1

**ЭКСПЕРТНАЯ ОЦЕНКА ОСТАТОЧНОЙ ПРОЧНОСТИ
ЛОНЖЕРОНОВ АВТОМОБИЛЯ, КОТОРЫЕ ПОВРЕЖДЕНЫ
ТРЕЩИНОЙ****В.В. Швабюк, Ю.В. Федорусь, В.В. Грабовец**

Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

**Ключевые слова:**

лонжерон,
остаточная прочность,
балка,
критерий Дж. Ирвина,
прочность

История публикации:

Получена 20.09.2020
Утверждена 17.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

vgrabovets@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Балки и пластины являются важными несущими элементами большинства конструкций механизмов и машин, которые работают на изгиб или кручение. Очень важна безопасная работа несущих балок лонжеронов автомобилей, которые работают в условиях повторно-переменных нагрузок и имеют большое количество концентраторов напряжений. Напряжения вызывают в балках появление трещин, которые могут вызвать опасные аварии. Цель исследования – разработать методику проведения экспертной оценки остаточной прочности несущей балки лонжерона автомобиля. В статье разработана методика проведения экспертной оценки остаточной прочности несущей балки лонжерона автомобиля, которая повреждена трещиной в растянутых волокнах ее нижней поверхности при действии статической нагрузки. Стенки лонжерона достаточно тонкие, поэтому принимаем, что трещина является сквозной и в дальнейшем может распространяться на вертикальные стенки до полного разрушения всей балки. Расчет проводился на основе уравнений неклассической модели изгиба коротких балок, где учитывалось влияние деформаций поперечного сдвига и обжатия. Остаточная прочность балки определялась из условий, которые определяются силовым критерием Дж. Ирвина. Принималось, что нагрузка на балку лонжерона распределяется по закону синусоиды. Сравняется остаточная прочность, которая найдена в соответствии с силовым критерием распространения трещины.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.404>

УДК 631.354

**КОНЦЕПТУАЛЬНЫЕ ОСНОВЫ РАЗВИТИЯ
КОМБАЙНОСТРОЕНИЕ В УКРАИНЕ: ПОКАЗАТЕЛИ ТИПАЖА
И СТРУКТУРА БАЗОВЫХ МОДЕЛЕЙ****В.О. Шейченко¹, В.И. Недовесов², А.Я. Кузьмич²**¹Полтавская государственная аграрная академия, Полтава, Украина²Национальный научный центр “Институт механизации и электрификации сельского хозяйства”, Глеваха, Украина**Ключевые слова:**

производство зерна,
уборка зерновых,
зерноуборочный
комбайн,
параметры
зерноуборочного
комбайна,
базовые модели
мобильных молотилок

История публикации:

Получена 22.10.2020

Утверждена 15.11.2020

Автор для**корреспонденции:**

vsheychenko@ukr.net

АННОТАЦИЯ

Исследование направлено на повышение эффективности производства зерновых культур путем анализа противоречий между агротехническими и экономическими показателями их уборки и разработки концептуальных основ развития конструкций и производства базовых моделей зерноуборочных комбайнов. Методы исследования базировались на принципах структурно-системного анализа и синтеза систем производства зерновых. В технологии уборки зерновых культур с укладкой незерновой части урожая в валки имеет место агротехническое и экономическое противоречие, поскольку расход топлива, средств и труда на уборку незерновой части урожая в несколько раз превышает затраты на уборку зерновой части урожая. Установлено противоречия несовместимости экономически обусловленных способов обмолота зерновых культур зерноуборочными комбайнами с их высоким техническим уровнем и высокой стоимостью. При таких условиях целесообразно направить усилия на уменьшение стоимости зерноуборочных комбайнов, срока эксплуатации мобильной молотилки, энергоемкости, разработку новых принципов и способов обмолота, полную автоматизацию и роботизацию технологических процессов. Разработаны концептуальные основы конструкций зерноуборочных комбайнов на основе базовых моделей мобильных молотилок с пропускной способностью 1,5 кг/с, 3–6 кг/с, 6–15 кг/с и 15–25 кг/с.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.377>

УДК 631.358

**РАСЧЕТ ПРУЖИНЫ ПРИЖИМНОГО МЕХАНИЗМА
ЛЬНОТЕРЕБИЛКИ****С.М. Юхымчук, С.Ф. Юхымчук, Н.Н. Толстушко, Н.О. Толстушко**

Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина

**Ключевые слова:**

льнотеребилка,
теребилный ремень,
теребилная пластина,
прижимной механизм,
пружина

История публикации:

Получена 25.06.2020

Утверждена 05.10.2020

Автор для**корреспонденции:**

uyhimchyksveta@gmail.com

АННОТАЦИЯ

Для уборки льна-долгунца используют льноуборочную технику, которая имеет разные теребилные аппараты. В статье указано на основные недостатки конструкции льнотеребилки с поперечными ременно-дисковыми теребилными ручьями и предложено решение этой проблемы с помощью конструкции новой льнотеребилки. В статье представлено описание конструкции льнотеребилки с поперечными теребилными ручьями, в которой зажим стеблей льна происходит между теребилным ремнем и теребилными пластинами. При тереблении стебли льна в теребилных ручьях перемещаются вместе с ремнем, одновременно скользя по теребилным пластинам. Для обеспечения определенного усилия зажима стеблей, напротив теребилных пластин установлены прижимные механизмы, которые поддерживают теребилный ремень и обеспечивают необходимое усилие зажима стеблей льна в теребилных ручьях. Основным элементом этого механизма является пружина, которая должна обеспечить необходимое усилие прижима. Установлено давление, которое действует на стебель льна в теребилном ручье и которое не будет вызывать расплющивания стеблей льна при тереблении. Для случаев минимальной и максимальной густоты стеблестоя льна был определен необходимый диапазон сил прижимного механизма. В конструкции механизма была предложена фасонная коническая пружина с постоянным шагом витков. По стандартной методике рассчитаны параметры и сделано черчение этой пружины.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.307>

УДК 677.11:677.021.15

**УСОВЕРШЕНСТВОВАНА ТЕХНОЛОГІЯ
ПЕРЕРАБОТКИ БІОМАСИ ДЛЯ ПОЛУЧЕННЯ
ПРОДУКЦІЇ РІЗНОГО НАЗНАЧЕННЯ**С.В. Ягелюк¹, В.Ф. Дидух¹, Г.А. Бойко²¹Луцкий национальный технический университет, Луцк, Украина²Херсонский национальный технический университет, Херсон, Украина**Ключевые слова:**

биомасса,
лен-долгунец,
лен масличный,
технология
переработки биомассы,
топливные брикеты и
рулоны

История публикации:

Получена 12.08.2020

Утверждена 15.10.2020

Автор для**корреспонденции:**

cler2010@gmail.com

АННОТАЦИЯ

Статья посвящена технологиям переработки биомассы, которая образуется во время уборки льна. Эти технологии учитывают волокнистый потенциал стебля для получения продукции различного назначения. Лучший в Украине регион для применения классических технологий уборки и переработки льна – Западное Полесье. Однако, из-за кризиса, который длится два десятилетия, украинское льноводство требует кардинальных изменений существующих подходов. Сегодня классические технологии неэффективны, энергоемкие и во многих случаях приводят к получению некачественного волокна. Предложенными путями преодоления кризиса являются постепенное внедрение льна масличного в севооборот Западного Полесья и оживление производства льна-долгунца. На основе современных исследований, которые анализируют состояние мирового и украинского рынка льна, можно утверждать, что оживление производства льна зависит от комплексного использования всех его компонентов. Сорта льна масличного, которые возделываются на Западном Полесье, имеют длину стебля, которая позволяет перерабатывать его на волокно. Однако, во время уборки урожая биомасса остается на поле; производители ее сжигают. Подобная ситуация наблюдается во время уборки и переработки других сельскохозяйственных культур. Сжигание биомассы растений в поле загрязняет окружающую среду, а это провоцирует серьезные экологические проблемы.

<https://doi.org/10.36910/acm.vi45.382>

Інформація для авторів та читачів

Усі статті, що публікуються у збірнику, проходять обов'язкове рецензування, яке здійснюється за анонімною формою як для авторів, так і для рецензентів (подвійне сліпе рецензування).

Унікальність текстів публікації перевіряється за допомогою системи пошуку ознак плагіату Unicheck.

За достовірність викладених фактів, цитат та інших відомостей відповідальність несе автор (автори).

Авторські права: за авторами зберігаються усі авторські права та права на видання без обмежень.

Збірник дозволяє користувачам: читати, завантажувати, копіювати, поширювати друкувати та посилатися на повні тексти статей за умови зазначення авторства.

Information for authors and readers

All the articles that are published in the journal must be peer reviewed. It is conducted anonymous both for authors and reviewers (double blind peer review).

The uniqueness of the texts of publications is checked with using the Unicheck plagiarism signs search system.

The authors take responsibilities for the reliability of stated facts, quotations and others statements.

Author's rights: The authors retained all copyrights and publishing rights with no limited publications.

The journal allows users: to read, download, copy, distribute type and refer to the whole articles upon conditions of affiliation.



НАУКОВЕ ВИДАННЯ

СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ

Випуск 45

ЗБІРНИК НАУКОВИХ СТАТЕЙ
“СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКІ МАШИНИ”
Луцький національний технічний
університет
вул. Львівська, 75, Луцьк, 43018, Україна
e-mail: agrmash@lutsk-ntu.com.ua
<http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal32>

JOURNAL OF SCIENTIFIC ARTICLES
“AGRICULTURAL MACHINES”
Lutsk National Technical
University
75 Lvivska st., Lutsk, 43018, Ukraine
e-mail: agrmash@lutsk-ntu.com.ua
<http://eforum.lntu.edu.ua/index.php/jurnal32>

Відповідальний за випуск: І.М. Дударєв
Комп’ютерна верстка: О.М. Гапонюк

Підписано до друку 05.12.2020 р., формат 60×84/16.
Ум. друк. арк. 10,75. Наклад 100.

Друк ПП Іванюк В.П.
43021 м. Луцьк, вул. Винниченка, 65
Свідоцтво Держкомінформу України ВЛН № 31 від 04.02.2004 р.

Реєстраційне свідоцтво
Міністерство юстиції України КВ № 15902-4374 ПР