

MOTROL

MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA

MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE

KOMISJA MOTORYZACJI I ENERGETYKI ROLNICTWA PAN ODDZIAŁ
W LUBLINIE

NARODOWY UNIWERSYTET BIOLOGICZNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII
I WYKORZYSTANIA PRZYRODY
LWOWSKI NARODOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W DUBLANACH
PANSTWOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W MYKOŁAJEWIE
NARODOWA AKADEMIA BUDOWNICTWA OBIEKTÓW SANATORYJNYCH
I OCHRONY PRZYRODY W SYMFEROPOLU
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERYJNO-EKONOMICZNA W RZESZOWIE

MOTROL

MOTORYZACJA I ENERGETYKA ROLNICTWA

Tom 13 B

LUBLIN 2011

COMMISSION OF MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE
POLISH ACADEMY OF SCIENCES BRANCH IN LUBLIN
NATIONAL UNIVERSITY OF LIFE AND ENVIRONMENTAL SCIENCES OF
UKRAINE
LVIV NATIONAL AGRARIAN UNIVERSITY IN DUBLANY
MYKOLAYIV STATE AGRARIAN UNIVERSITY
NATIONAL ACADEMY OF NATURE PROTECTION AND RESORT BUILDING IN
SYMFEROPOL
UNIVERSITY OF ENGINEERING AND ECONOMICS IN RZESZÓW

MOTROL

MOTORIZATION AND POWER INDUSTRY IN AGRICULTURE

Tom 13 B

LUBLIN 2011

Redaktor naczelny: Eugeniusz Krasowski
Sekretarz redakcji: Wojciech Tanaś

Komitet Redakcyjny

Zbigniew Burski, Jan Gliński, Karol Cupiał, Aleksandr Dashchenko, Valeriy Dubrovin,
Dmytro Melnychuk, Maksym Melnychuk, Sergiy Fedorkin, Aleksandr Hołubenko,
Anatolii Yakovenko, Janusz Laskowski, Ryszard Michalski, Leszek Mosciecki,
Aleksandr Morozow, Janusz Mystowski, Ilia Nikolenko, Paweł Nosko, Marek Rozmus,
Vyatcheslav Shebanin, Wolodymyr Snitynskiy, Stanislav Sosnovski, Aleksandr Sydorchuk,
Georgiy F. Tayanovski, Volodymyr Ivanyshyn

Komitet Programowy

Andrzej Ambrozik, Kielce, Poland
Volodymyr Bułgakow, Kiev, Ukraine
Valeriy Diadychev, Ługańsk, Ukraine
Kazimierz Dreszer, Lublin, Poland
Bohdan Hevko, Ternopil, Ukraine
Marek Idzior, Poznań, Poland
L.P.B.M. Jonssen, Groningen, Holland
Gennadiy Golub, Kiev, Ukraine
Elżbieta Kusińska, Lublin, Poland
Józef Kowalczyk, Lublin, Poland
Stepan Kovalyshyn, Lwów, Ukraine
Kazimierz Lejda, Rzeszów, Poland
Nikolay Lubomirski, Symferopol, Ukraine
Jerzy Merkisz, Poznań, Poland
Gennadiy Oborski, Odessa, Ukraine
Dariusz Andrejko, Lublin, Poland
Dariusz Dzik, Lublin, Poland
Jerzy Grudziński, Lublin, Poland

Marian Panasiewicz, Lublin, Poland
Ignacy Niedziółka, Lublin, Poland
Stanisław Nizinski, Olsztyn, Poland
Juriy Osenin, Ługańsk, Ukraine
Sergiy Pastushenko, Kherson, Ukraine
Iwan Rohowski, Kiev, Ukraine
Józef Sawa, Lublin, Poland
Ludvikas Spokas, Kaunas, Lithuania
Povilas A. Sirvydas, Kaunas, Lithuania
Michaił Sukach, Kiev, Ukraine
Henryk Tylicki, Bydgoszcz, Poland
Denis Viesturs, Ulbrok, Latvia
Dmytro Vojtiuk, Kiev, Ukraine
Janusz Wojdalski, Warszawa, Poland
Oleg Zaitsev, Symferopol, Ukraine
Viktor Tarasenko, Symferopol, Ukraine
Tadeusz Złoto, Częstochowa, Poland
Jarosław Stryczek, Wrocław, Poland

© Copyright by Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa Polskiej Akademii Nauk
Oddział w Lublinie, Lublin 2011

© Copyright by Narodowy Uniwersytet Biologicznych Źródeł Energii
i Wykorzystania Przyrody, Kiev 2011-08-12
ISSN 1730-8658

Opracowanie redakcyjne: Valeriy Dubrovin

Weryfikacja tekstów w języku angielskim: Semen Drahniev

Skład i łamanie: Iwan Rohowski

Projekt okładki: Eugeniusz Krasowski

Fotografia na okładce: Igor Flis

Opracowanie plastyczne okładki: Barbara Jarosik

Adres redakcji: Komisja Motoryzacji i Energetyki Rolnictwa PAN Oddział w Lublinie

ul. Wielkopolska 62, 20-725 Lublin

tel./fax. (081) 526 93 27

e-mail: eugeniusz.krasowski@up.lublin.pl

Wydawca

KOMISJA MOTORYZACJI I ENERGETYKI ROLNICTWA PAN ODDZIAŁ W LUBLINIE
NARODOWY UNIWERSYTET BIOLOGICZNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII I WYKORZYSTANIA PRZYRODY W KIJOWIE
NARODOWY UNIWERSYTET BIOLOGICZNYCH ŹRÓDEŁ ENERGII I WYKORZYSTANIA PRZYRODY
LWOWSKI NARODOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W DUBLANACH
PAŃSTWOWY UNIWERSYTET ROLNICZY W MYKOŁAJEWIE
NARODOWA AKADEMIA BUDOWNICTWA OBIEKTÓW SANATORYJNYCH
I OCHRONY PRZYRODY W SYMFEROPOLU
WYŻSZA SZKOŁA INŻYNIERYJNO-EKONOMICZNA W RZESZOWIE

УДК 631.361:635.6

АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СВІТОВОЇ ТА УКРАЇНСЬКОЇ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ

Maksym Melnychuk*, Valeriy Dubrovin*, Eugeniusz Krasowski**,
Victor Polischuk*

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

**Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences
Branch in Lublin
Wielkopolska Str. 62, Lublin, Poland

Анотація. Проаналізовані енергетичні проблеми людства та шляхи їх вирішення. Проведений аналіз сучасного стану та перспектив розвитку сонячної енергетики в світі та в Україні.

Ключові слова: сонце, сонячна башта, геліостат, фотоелемент, сонячна електростанція, сонячний колектор.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Людина з моменту своєї появи потребувала енергетичних ресурсів. На ранньому етапі розвитку вона задовольняла цю потребу через їжу. Але з розвитком людства зростали його енергетичні потреби і розширювалися можливості їх задоволення. На сьогодні енергетика – це основа промисловості всього світового господарства. Однак базується вона головним чином на викопних ресурсах. Разом з тим, розвіданих запасів нафти людству вистачить на 50-100 років видобування, природного газу – 150-200 років. Запаси вугілля дещо більші, однак основні його поклади зосереджені на великій глибині (понад 1000 м), що часто призводить до нещасних випадків та збільшує вартість його видобування. Крім того, спалювання викопних палив погіршує екологічну ситуацію на планеті та призводить до виникнення глобального потепління. Тому людство шукає інші, альтернативні джерела енергії. Одним із таких джерел енергії є енергія вітру.

Метою наших досліджень є проведення аналізу сучасного стану та визначення перспектив застосування енергії Сонця.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

За даними European Photovoltaic Industry Association (Європейської асоціації фотоелектричної промисловості), світовими лідерами з розвитку сонячної енергетики є США та Японія. Японія поставила перед собою завдання – досягти до 2020 р. 28 ГВт встановлених потужностей сонячних систем, а до 2030 р. – 53 ГВт. Багатообіцяючими виглядають плани США, Індії, Канади, Австралії, ПАР, Бразилії, Мексики, Єгипту, Ізраїлю і Марокко.

Планується, що щорічний приріст світового обсягу виробництва сонячної електроенергії у 2020-2030 рр. становитиме 25%.

У зв'язку із стрімкими темпами зростання виробництва сонячної електроенергії всі високорозвинені країни світу прагнуть мати власні виробництва спеціального технологічного обладнання, надчистих функціональних матеріалів та сировинної бази для їх отримання, оскільки вони носять стратегічний характер. В 2005 р. світове виробництво кремнієвих перетворювачів сонячної енергії досягло 1,8 ГВт, а в 2030 р. Європа планує освоїти виробництво 200 ГВт сонячних модулів із значним зниженням вартості виробленої електроенергії [6]. Разом з тим, існує проблема забезпечення електронних підприємств сировиною для виробництва фотоелектричних перетворювачів (ФЕП). Основним матеріалом

виробництва ФЕП є монокристалічний кремній. До 2020 р. тільки для задоволення потреб сонячної енергетики у світі необхідно буде виробляти 500 тис. т (на \$75 млрд.) монокристалічного кремнію на рік (на даний момент часу потужність його виробництва в світі становить 25 тис. т/рік). Для цього знадобиться додатково 50 тис. одиниць спеціального технологічного обладнання – установок отримання полікристалічного кремнію та вирощування монокристалічного кремнію [5]. Крім того, ККД фотоелементів, що виробляються в промислових масштабах, низький (в середньому, 16%, у кращих зразків сягає 20%) [10]. При промисловій генерації електроенергії за допомогою фотоелементів ціна за МВт·год складає 250-450 [7].

Світові потужності сонячних електростанцій з концентраторами менші, ніж на фотоелементах. З 1984 р. до 1991 р. в Каліфорнії було побудовано дев'ять електростанцій з параболоциліндричними концентраторами загальною потужністю 354 МВт. У Внутрішній Монголії (Китай) німецька компанія Solar Millennium AG будує сонячну електростанцію, оснащену параболоциліндричними концентраторами. Потужність першої черги по проекту складе 50 МВт, а загальна потужність електростанції до 2020 р. досягне 1 ГВт. У 2006 р. в Іспанії була побудована перша термальна сонячна електростанція потужністю 50 МВт, оснащена параболоциліндричними концентраторами. Аналогічні електростанції будуються також в Мексиці, Марокко, Алжирі, Єгипті та Ірані.

Установки з параболічними концентраторами на сьогодні будуються переважно потужністю 9-25 кВт. Компанія Stirling Solar Energy розробляє більш потужні сонячні колектори – до 150 кВт з двигунами Стірлінга, на основі яких будує в Каліфорнії найбільшу в світі сонячну електростанцію. Проектна сумарна потужність електростанції буде становити 850 МВт.

У 2001 р. вартість електроенергії, отриманої на сонячних колекторах з концентраторами складала 0,09-0,12 \$/кВт·год. Департамент енергетики США прогнозує, що вартість електроенергії, вироблюваної сонячними концентраторами, до 2015-2020 рр. знизиться до 0,04-0,07 \$/кВт·год [4].

Сонячних електростанцій баштового типу в світі побудовано лише декілька. Так у США з 1981 до 1999 рр. в пустелі Мохаве (Каліфорнія) функціонували демонстраційні сонячні станції проекту Solar One - Solar Two. Потужність станції Solar One становила 10 МВт, Solar Two – 100 МВт. В якості теплоносія в станції Solar One використовували мінеральне масло, в Solar Two – розплавлену суміш солей (нітрату натрію та нітрату калію). В 1999 р. Solar Two була перефільована в гігантський детектор космічного випромінювання з метою вивчення дії космічних променів на атмосферу.

У 2007 р. в Андалузії (Іспанія) була введена в експлуатацію перша комерційна термальна сонячна електростанція баштового типу PS10 потужністю 11 МВт. Її 624 геліостати площею по 120 м² кожне направляють світло на сонячну башту заввишки 115 м. Електростанція PS10 здатна генерувати до 24,3 ГВт·год. електроенергії в рік. Собівартість виробленої електроенергії становить 0,15 \$/кВт·год.

В Іспанії за проектом Solar Tres повинна бути побудована сонячна термальна електростанція потужністю 15 МВт. Проект передбачає спорудження високої сонячної башти, оточеної 2493 геліостатами по 96 м² кожне, загальною площею 240 тис. м². Містке сховище розплавленої солі (нагрітої до температури 565°C) зможе забезпечувати роботу парогенераторів протягом 16 годин після заходу Сонця. Отже, влітку генератори станції не зупинятимуться ні вдень ні вночі [9].

Сонячні колектори на сучасному етапі застосовуються переважно для опалювання промислових і побутових приміщень, для гарячого водопостачання виробничих процесів і побутових потреб. Найбільша кількість виробничих процесів, в яких використовується тепла і гаряча вода (30-90° С), проходять в харчовій і текстильній промисловості, які, таким чином, мають найвищий потенціал для використання сонячних колекторів. У Європі в 2000 р. загальна площа сонячних колекторів складала 14,89 млн. м², а в усьому світі – 71,34 млн. м² [4]. У 2003 р. сумарна площа колекторів в світовій сонячній теплоенергетиці виросла більш ніж на 20 % в порівнянні з попереднім роком. На думку експертів, повільніший розвиток світової сонячної теплоенергетики в порівнянні з сонячною електроенергетикою обумовлений тією обставиною, що основним завданням державного субсидування в промислово розвинутих країнах поки що є сонячна електроенергетика. Тому потенційні інвестори віддають перевагу

об'єктам сонячної електроенергетики, а не більш ефективним об'єктам сонячної теплоенергетики. Крім того, поки недостатньо відпрацьованими залишаються технології, що використовуються в сонячній теплоенергетиці [13].

Системи підігрівання води з використанням сонячної енергії в Європі коштують близько 2500-6000 євро залежно від розміру і місця розташування (1-2 \$/Вт потужності), при цьому вартість отримуваної енергії варіюється залежно від місця розташування і кількості сонячних годин в році. Системи охолодження з використанням сонячної енергії коштують в 1,5-3 рази дорожче в порівнянні із звичайними системами. Проведення наукових досліджень в області сонячних колекторів мають на меті зниження вартості енергії систем нагрівання води з використанням сонячної енергії потужністю 2500 кВт·год/рік до рівня 40 \$/МВт·год [8].

Провідні позиції в світовій сонячній теплоенергетиці займають країни Азії (перш за все, КНР), а також Європи; в кінці 2003 р. на КНР доводилося приблизно 60% площ колекторів у вказаній галузі, а доля європейських країн складала 22%. У 2003 р. за масштабами установки нових сонячних колекторів лідирували Ізраїль (52,3 м²/1000 жителів), Австрія (20,5), Греція (15,1), ФРН (9,1), Австралія (8,5), КНР (7,4), Туреччина (6,1), Швейцарія (3,7), Данія (3,5) і Японія (2,2).

На думку експертів, вельми примітним є той факт, що в КНР (на відміну від найбільших промислово розвинених країн) майже повністю відсутня державна підтримка сонячної теплоенергетики.

В найближчій перспективі вироблення електричного струму на крупних установках сонячної теплоенергетики стане привабливішим з цінової точки зору. Існуюча собівартість електроенергії з крупних об'єктів сонячної теплоенергетики на початку ХХ ст. складала 0,15-0,2 \$/кВт·год, а в найближчих 15-20 років цей показник в країнах з інтенсивним сонячним випромінюванням, згідно прогнозу, знизиться до 0,04-0,07 \$/кВт·год. Лише у таких країнах доцільно створювати крупні дзеркальних комплекси для отримання пари з температурою до 600° С і приведення в дію парових турбін [13].

В даний час ведуться інтенсивні роботи по використанню сонячної енергії для приводу автомобілів і літальних апаратів. Так, у Швейцарії був створений літак на сонячних батареях Solar Impulse. Розмах крил створеного літака на сонячних батареях порівнянний з розмахом крил Airbus A340, а вся верхня частина його корпусу покрита сонячними батареями. Всього їх налічується 12 тис. Роботу літака підтримують чотири двигуни. Повітряному судну вдалося пролетіти 270 км через всю територію країни на висоті 150-300 м із швидкістю 50 км/год. В майбутньому планується 24-годинний безпосадочний переліт виключно за рахунок енергії, що генерується сонячними батареями. Однак тут є одна проблема: політ вночі. Конструктори повинні забезпечити літак ємкими і водночас легкими акумуляторами, аби без сонця літак рухався за рахунок накопиченої вдень енергії. [1].

В Україні за часів Радянського Союзу перша промислова сонячна електростанція баштового типу СЕС-5 була побудована ще в 1985 р. в Криму, недалеко від міста Щолкіно. СЕС-5 мала пікову потужність 5 МВт [12]. За 10 років роботи вона виробила всього 2 млн. кВт·год електроенергії, проте її вартість виявилася досить високою і в середині 90-х років СЕС-5 закрили [4].

Разом з тим в Україні технічний потенціал сонячного випромінювання, придатний для виробництва електроенергії, оцінюється в 16 ТВт·год/рік. Для цього необхідно близько 3,3 м² фотоелектричних батарей на одного мешканця з виробництвом 100 кВт·год/м²/рік. Навіть якщо житлові будинки оснащені сучасними енергоощадними побутовими приладами, такий обсяг енергії може забезпечити життєво важливі побутові потреби [7]. Україна входить у першу п'ятірку держав світу (Україна, США, Японія, Німеччина, Китай), що володіють найпотужнішим науково-виробничим потенціалом для створення і випуску необхідного обладнання та устаткування, здатного вийти на світовий ринок із тривалою експортною перспективою. Наша країна володіє також технологіями промислового виробництва полікремнію – сировини для монокристалічного кремнію, попит на який на світовому ринку практично необмежений [5]. Декілька українських компаній виробляють фотоелектричні панелі ще для космічних програм Радянського Союзу. Підприємство "Квазар" у Києві виготовляє до 2 МВт фотоелектричних систем щорічно та близько 120 МВт фотоелектричних кремнієвих панелей [7]. Інститут відновлюваної енергетики НАНУ випускає фотоелектричну установку ФЕУ-02 потужністю 0,2 кВт [14]. Більшість фотоелектричних панелей, які виготовляються в Україні,

експортуються до Європи [7]. В 2010-2011 рр. в Україні (в Криму) введені в дію 5 фотоелектричних сонячних електростанцій загальною потужністю 7,5 МВт [2]. Разом з тим прогнозується, що в 2030 р. виробництво електроенергії сонячними фотоелектричними установками становитиме 2 ТВт-год/рік, а в 2050 р. досягне 9 ТВт-год/рік [3].

Першим етапом для заохочення в Україні до виробництва сонячної (як і іншої відновлюваної) електроенергії є введення щорічно поновлюваних "зелених тарифів". Для сонячних електростанцій, розміщених на дахах будівель в 2010 році, "зелений тариф" був встановлений у розмірі 484,05 коп за кВт/год без ПДВ, якщо потужність станції не перевищувала 100 кВт; якщо потужність станції понад 100 кВт, то "зелений тариф" склав 463,00 коп за кВт/год без ПДВ. Для об'єктів фотовольтаїки, розміщених на відкритих майданчиках, був встановлений найвищий тариф – 505,09 коп за кВт/год без ПДВ. Отже, в 2010 р. наземні об'єкти сонячної електроенергетики в Україні могли отримувати "зелений тариф" на рівні 5,06 грн. за кВт (з ПДВ), або близько 60 євроцентів за кВт. Притому, що ринок вважається "цікавим" при величині тарифу понад 28 євроцентів [11].

В наших кліматичних умовах сонячну енергію можна використовувати також для створення цілорічних систем теплопостачання. Такі технічні рішення реалізовані в багатьох країнах, розташованих значно північніше України. Використовуючи сонячні колектори з розрахунку 3,9 м² на людину та за річного виробництва 400 кВт-год з 1 м² сонячного колектора, потенціал використання енергії сонця становитиме майже 75 ТВт-год/рік. Можна очікувати, що в 2050-му році сонячні колектори будуть виробляти 23 ТВт-год/рік теплової енергії, що становитиме лише 30% від технічно доступного потенціалу [3].

ВИСНОВКИ

1. Найбільш поширеними сонячними електростанціями в світі є електростанції на фотоелементах. Потужності сонячних електростанцій з концентраторами дещо менші.
2. Проблема розвитку сонячних фотоелектричних станцій полягає в відсутності потрібної кількості монокристалічного кремнію та потужностей для його виробництва.
3. На початку ХХ ст. собівартість сонячної електроенергії була найдорожчою (для сонячних колекторів з концентраторами – 0,09-0,12 \$/кВт-год, для фотоелектричних станцій – 0,25-0,45 \$/кВт-год). Разом з тим прогнозується, що вартість сонячної електроенергії до 2015-2020 рр. знизиться до 0,04-0,07 \$/кВт-год.
4. Сонячна електроенергетика в Україні знаходиться лише на стадії становлення. На 2011 р. працювали 5 фотоелектричних сонячних електростанцій загальною потужністю 7,5 МВт. Стимулюючим фактором використання сонячної енергетики в Україні є висока собівартість сонячної електроенергії. Стимулом розвитку сонячної електроенергетики є введення "зелених тарифів".

ЛІТЕРАТУРА

1. В Швейцарии был создан самолет на солнечных батареях Solar Impulse // Новая энергия. – 2010. – №4. – С. 18–19.
2. Ввод в эксплуатацию солнечной электростанции в Криму планируется осенью // Новая энергия. – 2010. – №3. – С. 20–21.
3. Гелетуха Г. Энергозабезпечення України. Погляд у 2050 рік / Георгій Гелетуха, Тетяна Железна, Микола Жовмір, Андрій Конеченков, Юрій Матвеев // Зелена енергетика. – 2003. – №4. – С. 4–6.
4. Энергобиотехнология: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 248 с.
5. Козик В.В. Інноваційний розвиток електронного машинобудування – передумова становлення сонячної енергетики України / В.В. Козик, О.Л. Політанська // Економічний простір. – 2008. – №9. – С. 191–197.

6. Могилко О.В. Аналіз перспектив розвитку сонячної енергетики та інших альтернативних джерел енергії України / О.В. Могилко // Вісник економіки транспорту і промисловості. – 2010. – №30. – С. 51–53.
7. Огляд відновлюваних джерел енергії в сільському та лісовому господарстві України / [Гелетуха Г.Г., Железна Т.А., Голубовська-Онисімова Т.М., Конеченков А.Є.]. – К.: Інститут економічних досліджень та політичних консультацій, 2006. – 58 с.
8. Перспективы энергетических технологий. В поддержку Плана действий "Группы восьми". Сценарии и стратегии до 2050 г. ОЭСР/МЭА, WWF России (перевод на русский язык, ред. часть 1. – А. Кокорин, часть 2. – Т. Муратова. – М.: 2007. – 586 с.
9. Петров Л. Солнечная башня пожинает лучи с зеркальных полей / Леонид Петров / [Электронный ресурс] / Интернет-журнал "Membrana". – 2007. – 1 июня // Режим доступа до журн : <http://www.membrana.ru/articles/technic/2007/06/01/111200.html>.
10. Рынок альтернативной энергетики: аналитический обзор. – М.: РосБизнесКонсалтинг, 2008. – 154 с.
11. Солнечная энергетика Украины начнет развиваться с приходом на рынок новых компаний // Новая энергия. – 2010. – №2. – С. 11–12.
12. Солнечные электрические станции / [Ахметов Р.Б., И.В. Баум, В.А. Пожарнов, В.М. Чаховский]. – М.: ВИНТИ, 1986. – 120 с. – (Серия "Гелиоэнергетика". Итоги науки и техники ВИНТИ).
13. Тарараева Е.М. Современное состояние и перспективі солнечной энергетики в мире / Е.М. Тарараева // Альтернативная энергетика и экология. – 2006. – №10 (42). – С. 60–61.
14. Технології та обладнання для використання поновлюваних джерел енергії в сільськогосподарському виробництві / За ред. В.І. Кравчука, В.О. Дубровіна. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ ім. Л. Погорілого, 2010. – 184 с.

ANALYSIS OF THE MODERN STATE AND PROSPECTS OF DEVELOPMENT OF WORLD AND UKRAINIAN SUN ENERGY

Summary. The power problems of humanity and way of their decision are analysed. The analysis of the modern state and prospects of development of sun energy is conducted in the world and in Ukraine.

Key words: sun, sun tower, heliostat, photocell, sun power-station, sun collector.

УДК. 631.361:635.6

ПРОХОДЖЕННЯ НАСІННЯ ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР КРІЗЬ ОТВОРИ РЕШЕТА ДАВИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОЇ МАШИНИ

Valeriy Dubrovin, Andriy Pastushenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Розглянуто проходження насіння овоче-баштанних культур крізь отвори деки давильно-сепаруючої машини. Вибрано оптимальні розміри отворів деки, необхідної для виконання технологічного процесу виділення насіння.

Ключові слова: насіння, дека, давильно-сепаруючий пристрій, технологічний процес.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В розвитку овочівництва важливу роль відіграє забезпечення виробників товарної продукції високоякісним насінням. Добитися значного збільшення виробництва насіння овочевих культур, яке на сьогоднішній день не задовольняє потребам України, неможливо без створення нових сучасних засобів механізації і вдосконалення існуючого технологічного устаткування для отримання насіння овоче-баштанних культур. Головними операціями в технологічному процесі отримання насіння овоче-баштанних культур являються подрібнення та сепарація.

Відділення насіння від основної маси подрібненого насінневого плоду на машинах-сепараторах, оснащених робочою поверхнею у вигляді листових решіт з штампованими отворами, є найбільш розповсюдженим видом сепарації, що застосовується в процесі виділення насіння з насінневих плодів овоче-баштанних культур.

Головна мета сепарації полягає у виділенні з подрібненої маси насінневих плодів, бажано всієї кількості вільного насіння, шляхом просіювання цієї маси крізь решето з отворами відповідного розміру [1], тому аналітичні дослідження присвячені вирішенню цієї проблеми є достатньо актуальними з погляду на підвищення ефективності процесу одержання насіння овоче-баштанних культур.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Аналіз існуючих літературних джерел не виявив проведених останнім часом досліджень щодо питання проходження технологічного процесу відділення насіння від подрібненої маси плодів овоче-баштанних культур [2].

В літературних джерелах розглянуто питання просіювання насіння крізь діаметральні розміри деки, причому за основний розмір насіння приймається середній діаметр, що призводить до невірних розрахунків параметрів решета та втрат насіння [3].

Вивчення даного питання і є метою проведеного дослідження.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

В процесі сепарації насінневої маси на робочій поверхні решіт вона розподіляється на дві фракції:

– подрешітний продукт, або інакше кажучи частинки, що пройшли крізь отвори робочої поверхні та утворили нижній клас;

– надрешітний продукт, або частки, які не пройшли крізь отвори решета а перебувають на його робочій поверхні і називаються верхнім класом.

Слід відзначити, що тут і далі термін “решето” використовується незалежно від виду робочої поверхні сепаратора.

Для здійснення процесу сепарації, тобто відокремлення фракції насіння від робочої маси шляхом просівання їх через отвори решета, є необхідним відносний рух маси що переміщується в зазорі “давильний барабан-решітна дека” по його поверхні, за рахунок обертання робочого органу.

Враховуючи те, що насіння овоче-баштанних культур (дині, огірка) мають специфічну форму – значна довжина у порівнянні з невеликою шириною та малою товщиною, виникають особливі вимоги до робочих органів сепарувальних пристроїв. Зокрема, при виборі просвітів решіт тільки по ширині насіння, скорочується живий перетин решіт і їх пропускна (сепарувальна) здатність. Доцільно використовувати при сепарації насіння інший розмір – довжину.

Користуючись відомим в теорії ймовірності умовним прийомом, замінимо насіння яке не має товщини, на стрижень (голку) [4], та розглянемо випадок його падіння (рис. 1,а) з довільного положення у просторі, на горизонтальне решето виконане з паралельних прутків з кроком L , шириною b і товщиною δ .

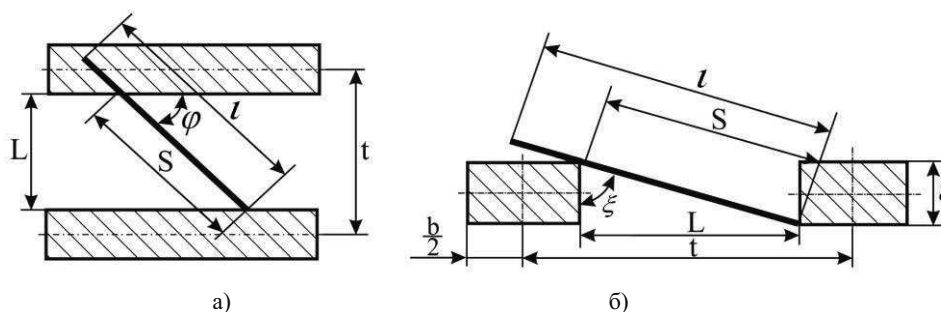


Рис. 1. Розрахункова схема проходу насіння крізь отвори деки.

Нехай стрижень довжиною $l > s$ утворює кут ξ з вертикаллю, а його горизонтальна проекція – кут φ з паралелями. Необхідно встановити, чи пройде стрижень (голка) крізь отвори решета, або залишиться на ньому.

Припустимо, що голка затримається на решеті у тому випадку, якщо її проекція одночасно перетинається не менше ніж з двома паралелями. Ймовірність проходу голки крізь решето визначається за формулою:

$$P_1 = 1 - \left[\frac{\pi - 2\eta_2}{\pi} + \frac{2l}{\pi^2 s} (\eta_2 - \eta_1) - \frac{l}{\pi^2 s} (\sin 2\eta_2 - \sin 2\eta_1) - \frac{4}{\pi^2} (\eta_2 - \eta_1) \right], \quad (1)$$

де: $\eta_1 = \arcsin \sqrt{s/l}$; $\eta_2 = \arcsin \sqrt{2s/l}$.

Аналогічно, прийнявши $\xi = \pi/2$, можна визначити ймовірність проходу стрижня у втрати при транспортуванні його по поверхні решета (після потрапляння на нього):

$$P_2 = 1 - \left[\frac{\pi - 2\varphi_2}{\pi} + \frac{2l}{\pi s} (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) - \frac{2}{\pi} (\varphi_2 - \varphi_1) \right], \quad (2)$$

де: $\varphi_1 = \arcsin(s/l)$; $\varphi_2 = \arcsin(2s/l)$.

Графічну інтерпретацію рівняння (1) представлено на рис. 2, з якого для випадку довільного кидання тіла (крива 1) видно, що на ймовірність проходження насінини крізь отвір, істотно впливає співвідношення довжини стрижня l і ширина отвору s . Тобто, із збільшенням відношення l/s відбувається помітне зниження кількості насіння що утворює підрешітний продукт (нижній клас).

Для випадку проходження голки по поверхні деки (крива 2), із послідовним збільшенням величини відношення l/s відбувається більш інтенсивне зростання втрат насіння, що свідчить про суттєвий вплив просторової орієнтації голки (в даному випадку насіння огірка або дині).

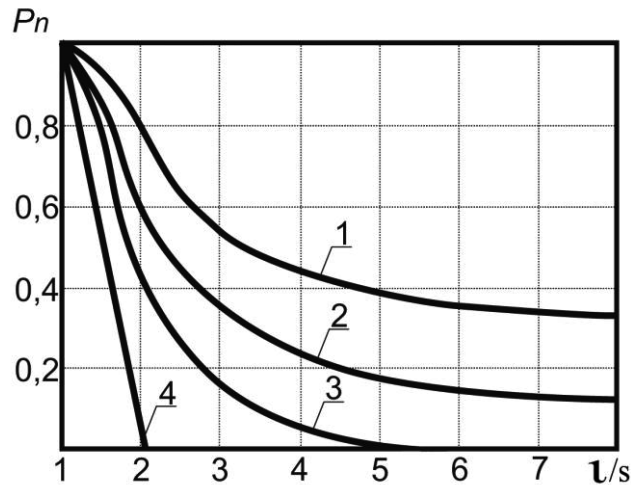


Рис. 2. Залежності ймовірності проходу голки крізь отвори решета (деки) від співвідношення довжини голки l до ширини провітрів s

В разі транспортування тіла по площині похилої поверхні решета з кутом нахилу $\alpha = 20^\circ$, за умови його довільної орієнтації на ній, відбувається подальше зниження ймовірності проходу голки крізь решето, як для випадку її руху по решітному полотну (кут тертя $\beta = 19,02^\circ$) – крива 3, так і для випадку руху по металевій пластині (кут тертя $\beta = 14,35^\circ$) – крива 4.

Залежності (1) і (2) та відповідні криві на рис. 2, є справедливими також для реального решета, робоча поверхня якого виконана з сітчастого полотна з розмірами перерізів $b \times \delta$ і кроком t (рис. 1,б). З рис.1,б видно, що у цьому випадку, величину s , що визначає умову проходження голки (насіння) крізь отвір решета, можна знайти з рівняння $s = \sqrt{(t-b)^2 + \delta^2}$, тобто вона більше фактичного зазору L між перетинами прутків, і зростає із збільшенням їх лінійних розмірів. Інакше кажучи, при рівних провітрах між прутками проходження насіння буде тим більше, чим менші геометричні розміри прутків. В такому випадку підвищується ймовірність проходження насіння крізь отвори решітної деки, але й збільшується його засміченість дрібними шматочками кірки, що є рівновеликими за розмірами із насінинами.

Найбільш доцільна ширина отворів решіт деки машини для виділення насіння гарбузових культур обумовлена його розмірами. Як приклад, розглянемо розмірні характеристики насіння огірків сорту “Конкурент” (табл. 1). За результатами замірів характеристичних розмірів довжини насіння огірка та їхньої статистичної обробки визначені: границі довжини по класам $l_{i-1} \div l_i$; середнє значення довжини за класом \bar{l}_i ; відносна частота спостережень у i -му класі p_i ; середнє квадратичне відхилення довжини насіння σ_i ; дисперсія помилки спостережень σ_i^2 .

На підставі одержаних результатів побудовано варіаційну діаграму (рис. 3), що дозволяє обґрунтувати провітри решітного полотна і визначити засміченість насіння при тій або іншій ширині отвору [5].

З аналізу рис. 3 видно, що побудована графічна залежність схожа з кривою нормального розподілу випадкових величин. Зважаючи на основні положення закону Гауса [6], площа що відповідає якомусь заданому інтервалу відхилень величини, визначається функцією:

$$F(l) = \frac{1}{\sigma_i \sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-(l_i - \bar{l}_i)/2\sigma_i^2} dl. \quad (3)$$

Таблиця 1. Результати статистичної обробки розмірних характеристик довжини насіння огірка, мм

№ п.п	Границі класів $l_{i-1} \div l_i$			Середнє значення довжини за класом, \bar{l}_i	Відносна частота спостережень в і-му класі, ρ	Середнє квадратичне відхилення довжини насіння, σ_i	Дисперсія помилки спостережень, σ_i^2
1	8,60	-	8,80	8,7	0,03	0,261	0,021573
2	8,80	-	9,00	8,9	0,07	0,623	0,029393
3	9,00	-	9,20	9,1	0,10	0,91	0,020070
4	9,20	-	9,40	9,3	0,15	1,395	0,009226
5	9,40	-	9,60	9,5	0,23	2,185	0,000530
6	9,60	-	9,80	9,7	0,17	1,649	0,003928
7	9,80	-	10,00	9,9	0,10	0,99	0,012390
8	10,00	-	10,20	10,1	0,07	0,707	0,021329
9	10,20	-	10,40	10,3	0,06	0,618	0,033930
10	10,40	-	10,60	10,5	0,02	0,21	0,018126
	min 8,60		max 10,60		$\Sigma\rho = 1,00$	$\Sigma\sigma_i = 9,5480$ $\sigma_{i,cp} = 0,9548$	$\Sigma\sigma_i^2 = 0,17050$

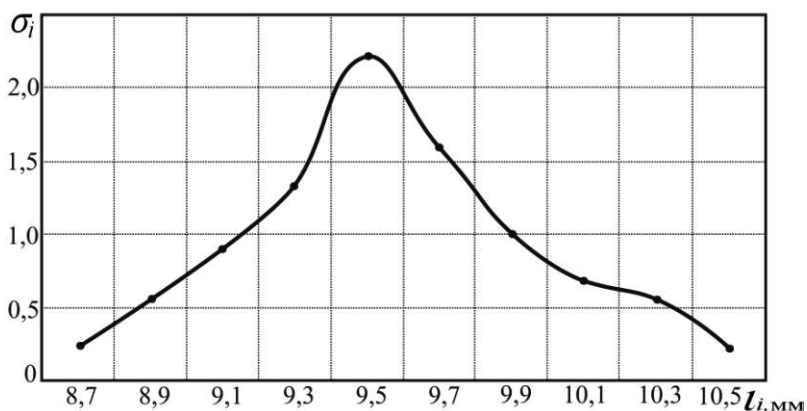


Рис. 3. Варіаційна крива розподілу довжин насіння огірків

Замінімо у рівнянні (3) наступні значення $z = l/\sigma^2 = (l_i - \bar{l}_i)/\sigma^2$, тоді маємо рівняння:

$$F(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-z^2/2} dz \quad (4)$$

Прийнявши всю площу обмежену кривою нормального розподілу такій що дорівнює 100 %, одержимо:

$$2F(z) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^{\infty} e^{-z^2/2} dz = 1, \quad (5)$$

де: $2F(z)$ – виражає відношення площі, що обмежена кривою і ординатами в інтервалі відхилень $\pm l$, до всієї кривої розподілу.

Проведеними математичними перетвореннями визначено, що максимум диференціальної функції нормального розподілу дорівнює $1/\sigma_i\sqrt{2\pi}$, тому для визначення ширини отворів решета необхідно знати σ_i і \bar{l}_i а також лінійні розміри решета.

Просвіт отворів решітної деки визначається як:

$$s = \frac{2F(z)}{\pi L} \quad (6)$$

Використовуючи формулу (6) і формулу просвіту для реального решета $s = \sqrt{(t-b)^2 + \delta^2}$, отримаємо залежність для визначення найліпшої ширини отворів решітного полотна:

$$L = \frac{2F(z)}{\pi \left(\sqrt{(t-b)^2 + \delta^2} \right)} \quad (7)$$

Робоча поверхня сепараторів може комплектуватися решетами з круглими і прямокутними отворами. При встановленні решіт з круглими отворами їх діаметр беруть на 30...50% більше середнього діаметра насінини, притому в разі виділення насіння плоскої подовженої форми (огірки, дині), для визначення діаметрів отворів приймається верхня границя збільшення діаметра.

ВИСНОВОК

На основі проведених досліджень ймовірності проходу насінини крізь решето, розмірних характеристик насіння досліджуваних культур і перерізів решітного полотна, одержано та обґрунтовано рівняння для визначення найліпшої ширини його отворів і просвітів, що дозволяє підвищити ймовірність проходження насіння і знизити його засміченість.

ЛІТЕРАТУРА

- 1.Медведев В.П. Механизация производства селян овощных и бахчевых культур / В.П. Медведев, А.В. Дураков. – М.: Агропромиздат, 1985. – 20 с.
- 2.Анисимов И.Ф. Машины и поточные линии для производства семян овощебахчевых культур / И.Ф. Анисимов. – Кишинев: Штиинца, 1987. – 312 с.
- 3.Гринь О.М. Механізація виробництва овочів / О.М. Гринь. – К.: Урожай, 1990. – 192 с.
- 4.Розанов Ю.А. Лекции по теории вероятностей / Ю.А. Розанов. – М.: Наука, 1986. – 120 с.
- 5.А.Т.Опря. Математична статистика / А.Т.Опря. – К.: Урожай, 1994. – 188 с.
- 6.Севастьянов О.С. Курс теории вероятностей и математической статистики / О.С. Севастьянов. – М.: Наука, – 1982. – 255 с.
- 7.Погорілий Л.В. Шляхи стабілізації та відтворення потенціалу агроєкосистем / Л.В. Погорілий, В.С. Таргоня // Вісті академії інженерних наук України. – 2003. – № 2 (19). – С. 15–20.
- 8.Мельник І.І. Оптимізація параметрів роботи машинних агрегатів при виконанні польових робіт / І.І. Мельник, В.І. Сапсай, В.М. Зубко // Motrol : Motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Kyiv, 2010. – Vol. 12В. – Р. 109–114.
10. Практикут із машиновикористання в рослинництві : навч. посібник / Лімонт А.С., Мельник І.І., Маллиновський А.С., Марченко В.В., Гуз В.Л., Грищенко І.М. ; за ред. І.І. Мельника. – К.: Кондор. – 2004. – 284 с.

SEEDS VEGETABLE AND MELON THROUGH THE HOLES RESHETO WINEPRESS-SEPARATING MACHINES

Summary. We consider the passage of seeds vegetable and melon through the hole deck masher-separating machine. Your optimal size holes deck necessary for seed selection process.

Key words: seeds, deck, masher-separating device, production process.

УДК 631.171

ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ

Gennadiy Golub, Oleg Marus

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Обґрунтовано вибір критерію оптимізації для визначення параметрів засобів механізації і обладнання в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва.

Ключові слова: оптимізація, параметри машин і обладнання, критерії.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Будь-які засоби механізації і обладнання мобільних чи стаціонарних технологічних процесів сільськогосподарського виробництва споживають енергію та виконують певний обсяг робіт із показниками якості та надійності, що є характерними для даної машини чи обладнання. Визначення параметрів робочих органів машин та обладнання в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва під час їх удосконалення, випробування та експлуатації потребує обґрунтування узагальненого кількісного критерію, без якого неможливо провести оптимізацію параметрів робочих органів.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

На основі аналізу близько півтори тисячі авторефератів дисертацій у галузі машин та обладнання для механізації та електрифікації сільськогосподарського виробництва, які є в наявності в науково-технічній бібліотеці Національного наукового центру “Інститут механізації та електрифікації сільського господарства” НААН України, встановлено, що на етапі становлення механізованого сільськогосподарського виробництва основним показником роботи машин і обладнання була їх продуктивність. Це забезпечувало вибір найдосконаліших робочих органів для засобів механізації в землеробстві. У міру збільшення дефіцитності енергетичних ресурсів вагомим чинником стала питома енергомісткість машин та обладнання, як відношення потужності до продуктивності для стаціонарних машин, або відношення витрат палива до обробленої площі для мобільних машин. Значна кількість досліджень базується на використанні статистичних показників оцінки якості роботи машин та обладнання. За параметр оптимізації часто беруть узагальнений показник якості виконання технологічного процесу на основі урахування вагомості декількох показників якості, що характеризують процес. Використанню питомої енергомісткості із урахуванням якісних показників роботи машин і обладнання в наукових дослідженнях не приділяється достатньої уваги, узагальнені кількісні критерії оптимізації не обґрунтовувалися, що звужує об’єктивність оцінки параметрів машин та обладнання.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Порівняльну оцінку ефективності механізованих технологічних процесів проводять, як правило, на основі економічних критеріїв. Основним серед них є витрати на виробництво продукції (визначається як сума відрахувань на технічне обслуговування та ремонт, заробітної плати, вартості пального або електроенергії, втраченої продукції та інших складових) і термін

окупності машин та обладнання. Деякі параметри машин і обладнання (ширина захвату для польових машин та місткість їх бункерів для вирощеної продукції або добрив, а також робоча швидкість руху по полю) встановлюються на основі мінімізації витрат на виконання технологічної операції.

Основні труднощі виникають у разі оптимізації конструкційних і кінематичних параметрів робочих органів машин та обладнання. Пов'язані вони насамперед із відсутністю узагальненого кількісного критерію оптимізації. Як критерій оптимізації параметрів робочих органів машин та обладнання використовують продуктивність, витрати палива для мобільних машин, споживану потужність для стаціонарного обладнання, питому енергомісткість та якість виконання технологічної операції. Кожен із цих показників є важливою, але однобічною характеристикою машини або обладнання. Крім того, параметри робочих органів машин та обладнання, визначені на основі кожного окремого показника, часто мають значення, які знаходяться у зворотній кореляційній залежності, а тому для їх визначення застосовують компромісний підхід, об'єктивність якого часто сумнівна.

Зменшення витрат енергії на виконання заданого обсягу сільськогосподарських робіт, збільшення продуктивності машин та обладнання, їх показників надійності й рівня відповідності їх показників якості агротехнічним та зоотехнічним вимогам є основними напрямками удосконалення засобів механізації і обладнання в технологічних процесах сільськогосподарського виробництва. У зв'язку з цим, порівняння робочих органів однотипних машин і обладнання в технологічному процесі виробництва або визначення оптимальних параметрів робочих органів окремої машини чи обладнання доцільно проводити на основі комплексного кількісного показника, що враховує енергетичні показники, показники продуктивності, надійності та якості виконання операцій технологічного процесу.

Оцінити якість виконання машиною або обладнанням технологічної операції означає встановити ступінь наближення дійсних показників якості роботи машини до нормативних. Якість виконання формується на основі показників, що можуть бути виміряні прямим або опосередкованим методом. Перелік основних показників, що встановлюють якість виконання технологічних операцій згідно з агротехнічними та зоотехнічними вимогами, наведено в [1]. Для оцінки якості виконання технологічних операцій машинами і обладнанням використовуються такі показники: рівень досягнення заданих властивостей матеріалом, що обробляється, коефіцієнт варіації як критерій оцінки відхилення від середнього або заданого значення, а також ймовірність перебування показника якості роботи машини або обладнання у заданих межах, як відношення площі обмеженої кривою розподілу і допустимими межами відхилення показника та загальної площі обмеженої кривою розподілу даного показника. У випадку нормального закону розподілу (закон Гауса) розрахунки базуються на використанні спеціальної нормальної інтегральної функції нормальної розподілу, для визначення якої складені відповідні таблиці, а ймовірність перебування показника якості роботи машини або обладнання в інтервалі значень від a до b знаходять так:

$$p(a < X < b) = \Phi\left(\frac{b-m}{\sigma}\right) - \Phi\left(\frac{a-m}{\sigma}\right), \quad (1)$$

де $p(a < X < b)$ – ймовірність перебування показника якості в інтервалі значень від a до b , відн. од.; X – випадкова величина показника якості, яка розподілена за нормальним законом, кг, м і т.д.; a , b – нижня та верхня межа значення показника якості, кг, м і т.д.; $\Phi\left(\frac{b-m}{\sigma}\right)$, $\Phi\left(\frac{a-m}{\sigma}\right)$ – табличне значення нормальної інтегральної функції нормального

розподілу (функція Лапласа або інтеграл ймовірності) за $t = \frac{b-m}{\sigma}$ та $t = \frac{a-m}{\sigma}$, відн. од.; m –

середньостатистичне значення показника якості, кг, м і т.д.; σ – середньоквадратичне відхилення показника якості, кг, м і т.д.

Ймовірність перебування показника якості роботи машини або обладнання в інтервалі значень наведено в прикладі для пневматичного калібратора яєць зернової молі. Визначалась ймовірність потрапляння яєць зернової молі, які використовуються для розведення ентомологічного препарату трихограми, в задані діапазони даних. Критерієм оптимізації параметрів обладнання, яке використовувалось для розподілу яєць на фракції, використано

якість добору крупних яєць, яка виражалась через інтегральну ймовірність I_m (%) (рис. 1) того, що розмір яєць зернової молі знаходиться в діапазоні, що перевищує мінімальний граничний об'єм для крупних яєць – $0,0247 \text{ мм}^3$ але менший за об'єм конгломератів – $0,04717 \text{ мм}^3$ (яйця, що злиплись). В даному випадку ймовірність добору крупних яєць зернової молі становила 42 %.

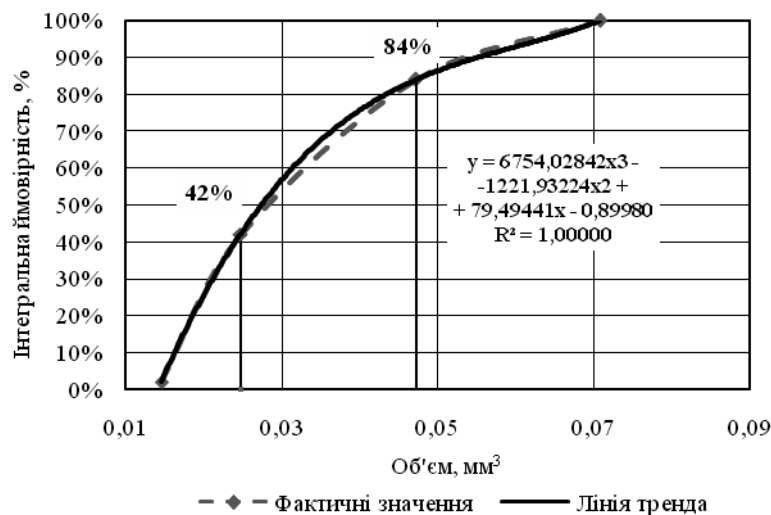


Рис. 1. Інтегральна ймовірність розподілу фракцій яєць зернової молі

Застосування показника якості роботи машини або обладнання дозволяє визначити кореляційну функцію та спектральну щільність і на цій основі виявити періодичність зміни показника в стаціонарному процесі, щільність розподілу дисперсій по частотах і врешті внутрішню структуру процесу і його фізичну суть в аналізі параметрів машин, у тому числі якісних показників виконання технологічного процесу [2]. Однак у зв'язку з тим, що ні кореляційна функція, ні спектральна щільність не регламентуються агротехнічними та зоотехнічними вимогами під час оцінки якісних показників роботи машин, а їх визначення потребує ускладнених розрахунків, використання кореляційної функції та спектральної щільності обмежено лише потребами удосконалення машин та обладнання.

Слід відмітити, що єдиний метод встановлення нормативних агротехнічних та зоотехнічних показників і допусків на них, в основі якого були б економічні критерії доцільності їх дотримання, часто відсутній. Адже логічно, що звуження допуску на агротехнічний або зоотехнічний показник буде виправдано, якщо при цьому буде забезпечено додатковий економічний ефект за рахунок зменшення експлуатаційних витрат або збільшення виробництва та якості продукції у разі роботи на звуженому допуску [3]. Складність полягає також в тому, що більшість агротехнічних та зоотехнічних вимог не конкретизована залежно від природно-кліматичних зон, метеорологічних чинників та видів оброблюваної рослинної сировини, а в деяких випадках характеризується надмірно жорсткими нормативами їх показників. Стосовно останнього професор Ю.К. Кіртбая відзначив, що це приводить до суттєвих труднощів під час проектування машин, до невиправданого ускладнення конструкцій, зниження надійності, масових випадків вибракування машин під час випробувань і врешті до зниження темпів технічного прогресу та збільшення витрат ресурсів.

Якщо якість роботи машин або обладнання характеризується декількома показниками якості, особливо це стосується випадків, коли машина або обладнання у разі порівняння з іншими має переваги щодо одних показників і поступається в інших, їх об'єднують в узагальнений показник на основі експертної оцінки вагомості кожного показника [4].

Комплексний кількісний показник, як критерій оптимізації для визначення параметрів робочих органів машин та обладнання, має бути прямо пропорційним витратам енергії і обернено пропорційним обсягу виконаних робіт, ймовірності безвідмовної роботи для не відновлюваних об'єктів або коефіцієнту готовності для відновлюваних об'єктів та ймовірності

того, наскільки показники якості роботи машин та обладнання відповідають агротехнічним та зоотехнічним вимогам. У цьому разі комплексний кількісний показник, як критерій оптимізації, повинен набувати мінімального значення. Формалізовано це виглядатиме так:

$$E = \frac{W}{Q p_H \sum_{i=1}^n \alpha_i p_i} \rightarrow \min, \quad (2)$$

де: E – комплексний показник, як критерій оптимізації роботи машини і обладнання в технологічному процесі, кВт год./га для мобільних машин або кВт год./т для стаціонарних машин; Q – обсяг виконаних робіт, га для мобільних машин або т для стаціонарних машин; W – витрати енергії на виконання технологічної операції, кВт год.; p_H – ймовірність безвідмовної роботи для не відновлюваного обладнання або коефіцієнт готовності для відновлюваних машин, відн. од.; p_i – ймовірність того, що значення i -го показника для оцінки якості роботи машин або обладнання знаходиться в межах заданих агротехнічними або зоотехнічними вимогами, відн. од.; α_i – вагомість i -го показника для оцінки якості роботи машини чи обладнання, яка встановлюється на основі експертних оцінок, відн. од.

Для мобільних машин і обладнання витрати енергії на виконання технологічної операції становлять:

$$W = \frac{V_{II} \rho_{II} q_{II}}{k}, \quad (3)$$

де: V_{II} – витрати палива на виконання технологічної операції, л; ρ_{II} – щільність палива, кг/л; q_{II} – теплотворна здатність палива, кДж/кг; $k = 3600 \text{ с/год.}$ – коефіцієнт перерахунку одиниць часу.

При цьому, витрати енергії на виконання технологічної операції визначаються протягом заданого часу вимірюванням витрат електроенергії за допомогою лічильника в стаціонарних процесах або витрат палива за величиною об'єму для мобільних машин і обладнання. Обсяг виконаних робіт у стаціонарних процесах визначають за кількістю виробленої продукції, а в мобільних – за обробленою площею, що також не спричиняє труднощів. Ймовірність безвідмовної роботи машини і обладнання та їх коефіцієнт готовності в технологічному процесі визначається згідно з чинними нормативами [5, 6] під час проведення ресурсних випробувань. Якщо параметри машини чи обладнання визначають на етапі проведення науково-дослідних робіт, то в цьому разі показник ймовірності безвідмовної роботи машини і обладнання (або коефіцієнт готовності) в технологічному процесі можна не враховувати.

ВИСНОВОК

Мінімізація питомої енергомісткості машин та обладнання з урахуванням якісних показників їх роботи дозволяє визначити оптимальні значення конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів машин та обладнання і проводити їх об'єктивну порівняльну оцінку на етапі виконання науково-дослідних і дослідно-конструкторських робіт.

ЛІТЕРАТУРА

1. Погорельий Л.В., Анилович В.Я. Испытания сельскохозяйственной техники: научно-методические основы оценки и прогнозирования надежности сельскохозяйственных машин. – К.: Феникс, 2004. – 208 с.
2. Лур'є А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – Л.: Колос, 1970. – 376 с.
3. Ляхов Ю.А. Исследование методов контроля и оценки качества сельскохозяйственных полевых работ: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук.

- наук: Ульяновский сельскохозяйственный институт. Ульяновск, 1973. – 32 с.
4. Дубровин В.А. Обоснование технологического процесса и параметров плуга для двухъярусной вспашки под сахарную свеклу: Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.20.01 / Украинский научно-исследовательский институт механизации и электрификации сельского хозяйства. – Глеваха, 1987. – 24 с.
 5. Ермолов Л.С., Кряжков В.М., Черкун В.Е. Основы надежности сельскохозяйственной техники. – 2-е изд., переработанное и дополненное. – М.: Колос, 1982. – 271 с.
 6. Селиванов А.И., Артемьев Ю.Н. Теоретические основы ремонта и надежности сельскохозяйственной техники. – М.: Колос, 1978. – 248 с.
 7. Медони Л.Ф. Характеристика имаго трихограммы в связи с её обновлением / Медони Л.Ф., Ермичева Ф.М., Шляхтич В.А. // Трихограмма. Ч. 1. – Кишинев: Штиинца, 1980. – С. 33–38.
 8. Биологический метод защиты растений / Труды Всесоюзного научно-исследовательского института защиты растений. – Ленинград, 1975. – Вып. № 4. – С. 162–165.
 9. Теленга Н.А. Руководство по размножению и применению трихограммы для борьбы с вредителями сельскохозяйственных культур / Н.А. Теленга, В.А. Щепетильникова. – К.: Издательство Академии наук Украинской ССР, 1949. – 99 с.
 10. Sweetman H. The principles of biological control. Interrelation of hosts and pests and utilization in regulation of animal and plant population / H. Sweetman. – Dubuque, Iowa: Wm. C. Brown company publishers, 1958. – 575 p.

OPTIMIZATION OF PARAMETERS OF MACHINES AND EQUIPMENT

Summary. The choice of criterion for optimization is grounded for determination of parameters of facilities of mechanization and equipment in the technological processes of agricultural production.

Key words: optimization, parameters of machines and equipment, criteria's.

УДК 630.171.075.3

КОМПЛЕКСНИЙ ПОКАЗНИК ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН В РОСЛИНИЦТВІ

Valeriy Dubrovin*, Eugeniusz Krasowski**, Ivan Rogovskii*

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

**Commission of Motorization and Power Industry in Agriculture Polish Academy of Sciences
Branch in Lublin
Wielkopolska Str. 62, Lublin, Poland

Анотація. В статті представлено результати щодо аналітичного опису математичної моделі поетапного опису визначення комплексного ефективності системи машин в рослинництві.

Ключові слова: комплексний показник, модель, наробіток, ефективність, система машин.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Підвищення ефективності сільськогосподарського виробництва можливе за рахунок використання такої системи машин, яка забезпечує збільшення урожаю і зменшення затрат на його одержання. Для визначення ефективних технологій і технологічних комплексів машин потрібно використовувати сучасні методи їх оцінки і обґрунтувати їх перспективи, що носять випадковий характер.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Система машин в конкретних умовах виробництва продукції рослинництва з врахуванням кінцевих результатів самої сільськогосподарської продукції досліджувалась член-кореспондентом НААН О.В. Сидорчуком [1] та учнями його школи [2, 3]. Даними методиками передбачається рішення фасетних задач за періодами сільськогосподарських робіт, на вирощування окремих сільськогосподарських культур і на підприємстві в цілому. Поряд з цим проф. А.І. Бойко [4] запропонував для характеристики впливу термінів виконання технологічних операцій [5] визначати можливі втрати врожаю за рахунок проведення робіт не в рекомендовані агротехнічні терміни [6-10]. Однак не було запропоновано комплексного показника оцінки ефективності системи машин.

ФОРМУЛЮВАННЯ ЦІЛЕЙ СТАТТІ

Вбачається за коректне опис комплексного показника ефективності системи машин через врахування кінцевих результатів сільськогосподарського виробництва, затрат на експлуатацію системи машин й втрат продукції виробництва в наслідок нераціонального використання системи машин.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

У системи сільськогосподарських машин є власна особлива місія, за якої ця система виходить за межі аграрного виробництва і безпосередньо впливає на проектування і виробництво самої продукції сільськогосподарського машинобудування (рис. 1) через множину альтернативних варіантів функціональних схем основної виробничої складової:

$f = (f_1^s, f_2^s, \dots, f_n^s) \cup (f_1^p, f_2^p, \dots, f_k^p)$, де \cup – знак диз’юнкції (логіка “або”), а $f_1^s, f_2^s, \dots, f_n^s$ і $f_1^p, f_2^p, \dots, f_k^p$ – виробничі фактори.



Рис. 1. Вплив виробничих факторів на систему машин

Узагальнивши науковий досвід, нами сформульована ієрархічна система формування оцінки інтенсифікації системи сільськогосподарських машин (рис. 2). Ядром системи є узагальнюючий критерій надійність. Кожна підсистема має власні відмінності та особливості і взаємопов’язана з іншими.

В цілому система є складною технічною системою, яка володіє властивостями асоціативності, рефлексивності, неоднорідності і емерджентності.

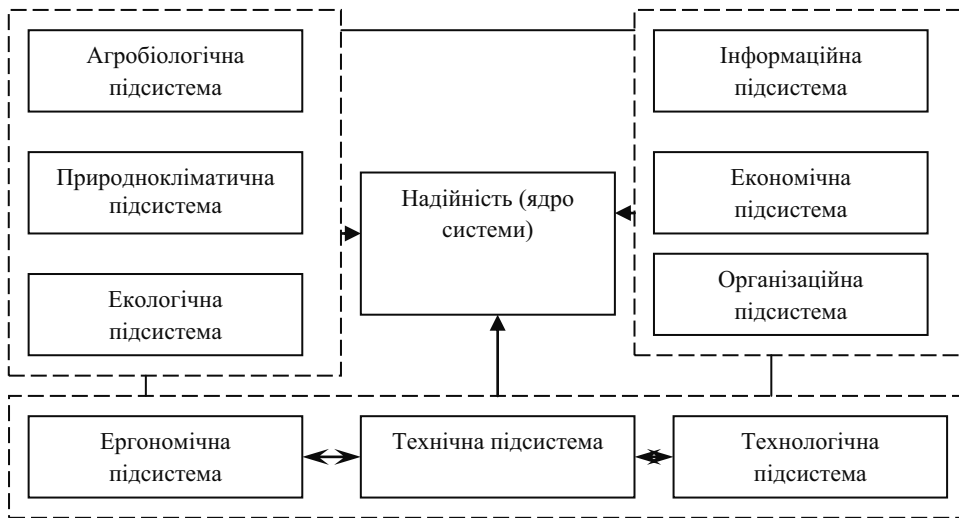


Рис. 2. Система оцінки інтенсифікації сільськогосподарських машин

Природнокліматичні: рельєф місцевості; міцність ґрунту; властивості ґрунту; висота над рівнем моря.

Агробіологічні – забур’яненість ґрунту, конфігурація поля.

Технічні: підготовка машин до роботи; режим технічного обслуговування; система відновлення деталей, режим зберігання; необхідна якість паливно-мастильних матеріалів, забезпечення запасними частинками; сертифікація техніки і послуг технічного сервісу.

Організаційно-виробничі: структура виробничих фондів; структура системи машин; об’єми робіт і завантаження; управління технічною експлуатацією; застосування оренди, підляду, лізингу; спільне використання техніки, оновлення машин, вибір технологічного комплексу, вибір параметрів процесу, використання часу зміни, режими технологічного обслуговування; способи руху машинно-тракторних агрегатів, швидкісний режим

Соціологічні: охорона праці, організація праці, сертифікація виробництва, мотивація виробництва кінцевого продукту, інформаційне забезпечення, кадри та інфраструктура.

В підсистемах об'єднано більше 60 факторів. Об'єктивно оцінити цю складну сукупність можливо лише шляхом багатокритеріальної оптимізації. Кваліметричною основою оцінки при значній кількості метрологічних і якісних критеріїв, які характеризуються розмінностями і фізичним змістом, є обґрунтування коефіцієнтів “домінування” або “бажаності” зі зміною їх від 0 до 1 з результирующим співставленням даних про довільне прийнятне рішення. Методика розрахунку коефіцієнтів розроблена в працях Р.Л. Кіні. Узагальнюючий критерій, розраховується за частинними коефіцієнтами “домінування”, за якою запропоновано адаптованість системи з уніфікованими і узагальненими процесами для машин всіх видів і марок на єдиній науково-методичній основі:

- підсистема типизації забезпечує виконання всіх видів технології з підтримання сільськогосподарських машин в роботоздатному стані з оптимальними затратами праці, часу, матеріалів, засобів і енергоресурсів;
- підсистема спеціалізації забезпечує виконання всіх видів машин, що експлуатуються у різних власників;
- операційні технології адаптують до процесу експлуатації;
- підсистема параметричних рядів виконань за рахунок блочно-модульності і змінно-блочності, з врахуванням складності і різної покупної спроможності власника машин.

Враховуючи вищенаведене в узагальнюючому випадку надано формальну постановку задачі адаптованості вибору варіантів. Нехай маємо керовану стохастичну систему, для якої характерне наступне:

- впливати на функціонування системи можливо лише в дискретні моменти часу t_n ($n=0, 1, \dots; t_n > t_{n-1}$);
- керований вплив $x[n]$ в момент часу t_n приймають значення із кінцевої множини $X=\{x^1, \dots, x^N\}$;
- кількість функціонування системи на проміжку часу $[t_{n-1}, t_n]$ в загальному випадку характеризується значенням кількох випадкових величин показників системи $\xi_1[n], \dots, \xi_n[n]$.

Вибір значення $x[n-1]$ будемо трактувати як івбір відповідного варіанта функціонування керованої системи на черговому відрізку часу $[t_{n-1}, t_n]$, а множина X , як множина можливих варіантів.

Робимо припущення, що:

а) втрати $\xi_j[n]$ системи на проміжку часу $[t_{n-1}, t_n]$ залежать тільки від останнього варіанту $x[n-1]$ обраного в момент часу t_{n-1} :

$$\xi_j[n] = \xi_{jn}(x[n-1], w), \quad (j = \overline{1, m}), \quad (1)$$

б) для всіх $i = \overline{1, N}$, $j = \overline{1, m}$ і $n = 1, 2, \dots$, $M\{\xi_{jn}(x^i, w)\} = V_j^i$, $M\{\xi_{jn}^2(x^i, w)\} \leq k < \infty$,

в) сукупності $\{x[k], \xi_{jk}(x^i, w) \mid k = \overline{0, n-1}, i = \overline{1, N}\}$ і $\{x[n], \xi_{jn}(x^i, w) \mid i = \overline{1, N}\}$, а також випадкова величина $\xi_{jn}(x^i, w)$ і сукупність $\{x[t], \xi_{jk}(x^i, w) \mid t = \overline{0, n}; k = \overline{0, n-1}\}$ не залежні при всіх $n = 1, 2, \dots$, $j = \overline{1, m}$, $i = \overline{1, N}$,

г) всі випадкові процеси і величини, що задані в деякому повному ймовірнісному просторі (Ω, Φ, P) , де (Ω, Φ) - вимірюваний простір, який складається із множини (Ω) елементарних подій (w) і визначеною на ній (σ) -алгебри (Φ) , а (P) - ймовірнісна міра, що визначена на (Φ) . Залежність випадкової величини від (w) для зручності знехтували.

$$\text{Величина } \Phi_j[n] = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \xi_j[k], \quad (2)$$

є середніми втратами на j -ому показнику. При цьому сукупність величин $\{\Phi_j[n] \mid (j = \overline{1, m})\}$ характеризує якість послідовності $x[0], \dots, x[n-1]$ варіантів, обраних на перших n кроках. Будемо розглядати також системи, для яких метою оптимізації є забезпечення виконання з ймовірністю одиниця деякої заданої умови на величині $\lim_{n \rightarrow \infty} \Phi_j[n]$:

$$\left\{ \overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_i[n], \dots, \overline{\lim}_{n \rightarrow \infty} \Phi_m[n] \right\} \rightarrow \underset{\{x[n]\}}{\text{opt}}. \quad (3)$$

В кожній конкретній задачі ця мета може бути різною.

В такому випадку, коли величина V_j^i і мета оптимізації (3) повністю відомі, існує принципова можливість визначення оптимальної послідовності варіантів $\{x^*[n]\}$ до початку функціонування системи (робиться припущення, що $\{x^*[n]\}$ існує). Якщо ж в задачі (1)-(3) присутня невизначеність, яка може виразитись в неповному знанні як величин V_j^i , так і мети (3), тоді можливість визначення відсутня. Ось тоді і настає задача адаптивного вибору варіантів, яка заключається в тому, що в процесі функціонування системи на основі спостережень значень втрат $\xi_j[n]$ необхідно визначити правило, або спосіб формування оптимальної послідовності варіантів $\{x^*[n]\}$, що б забезпечили досягнення мети (3).

Можливо довести, що при виконання адаптивного вибору для довільної послідовності $\{x[n]\}$ з ймовірністю одиниця спостерігається стохастичний вектор:

$$p \in S^N = \left\{ p \in \{p_1, \dots, p_j\} \mid \sum_{i=1}^N p_i = 1, p_j \neq 0, \{j = \overline{1, N}\} \right\}. \quad (4)$$

ВИСНОВОК

Для регулювання параметрів системи сільськогосподарських машин необхідно мати їх граничні значення, які можуть бути визначені і теоретичними методами. Потреба практики вимагають підвищення точності розрахунків і вони можуть бути виконані лише при умові розроблення нових способів побудови розрахункових схем і математичних моделей з орієнтацією на сучасне програмне забезпечення. Актуальності набувають проблеми оперативного прийняття рішень при проектуванні системи машин через аналіз та оцінювання надійності при різних умовах експлуатації.

ЛІТЕРАТУРА

1. Сидорчук О. Системно-технологічні засади створення проектів машинно-тракторного парку сільськогосподарських підприємств / О. Сидорчук // Вісник Львівського національного аграрного університету. – Дубляни: ЛНАУ, 2008. – Вип. 12. Т. 1. – С. 7–16.
2. Пастушенко С.І. Розвиток наукових основ розробки сільськогосподарської техніки підвищеної енергоефективності / С.І. Пастушенко // Автореф. дис... д-р техн. наук, 05.05.11. – К., 2004. – 32 с.
3. Сидорчук Л. Задачі ідентифікації конфігурації комбайнового парку в проектах систем централізованого збирання ранніх зернових культур / Л.О. Сидорчук // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДПВТ, 2007. – Вип. 10., кн. 1. – С. 214–219.
4. Бойко А.І. Вплив розвитку вторинного ринку на подовження терміну використання сільськогосподарської техніки / А.І. Бойко, А.В. Новицький // Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка. – Харків, 2009. – Вип. 80. – С. 310–314.
5. Rogovskii I.L. Оцінка вагомості показників технічного рівня продукції сільськогосподарського машинобудування / І.Л. Роговський // Збірник тез доповідей конференції науково-педагогічних працівників та аспірантів ННТІ НУБіП України: Секції ННЦ конструювання і надійності машин для сільського, лісового і водного господарства та харчових технологій (березень 2009 року). – К., 2009. – С. 39–41.
6. СОУ 29.3.30:2008. Випробування сільськогосподарської техніки. Комплексна оцінка машин. Програма і методи. – К., 2009. – 44 с.

7. Удосконалити методи, обґрунтувати структуру машинно-тракторного парку і нормативи потреби в матеріально-технічних ресурсах на виробництво продукції рослинництва за ресурсозберігаючими технологіями / Звіт про НДР // ННЦ "ІМЕСГ". – №ДР0102U000208. – Глеваха, 2003. – 59 с.
8. Погорілий Л.В. Шляхи стабілізації та відтворення потенціалу агроєкосистем / Л.В. Погорілий, В.С. Таргоня // Вісті академії інженерних наук України. – 2003. – № 2 (19). – С. 15–20.
9. Мельник І.І. Оптимізація параметрів роботи машинних агрегатів при виконанні польових робіт / І.І. Мельник, В.І. Сапсай, В.М. Зубко // Motrol : Motorization and energetics in agriculture. – Lublin-Kyiv, 2010. – Vol. 12B. – P. 109–114.
10. Практикут із машиновикористання в рослинництві : навч. посібник / Лімонт А.С., Мельник І.І., Маллиновський А.С., Марченко В.В., Гуз В.Л., Грищенко І.М. ; за ред. І.І. Мельника. – К.: Кондор. – 2004. – 284 с.

VERSATILITY INDICATOR OF EFFICIENCY OF SYSTEM'S MASHINES AT PLANT GROWING

Summary. In paper results of the analytical description of mathematical model of the stage-by-stage description of definition of a complex system effectiveness of machines in plant growing are presented.

Key words: versatility indicator, model, mean time between failures, efficiency, system's mashines.

Key words: analytical description, model, machines, presented.

УДК 631.937.33

ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПІЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ УКРАЇНИ

Valentyn Myronenko, Sergiy Maranda

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Приведено історичні етапи впровадження авіації в сільське господарство, розвиток виробництва спеціальних літальних засобів та адаптація їх до вимог техніки безпеки та організації польотів при обробці сільськогосподарських культур, а також наведені можливості літальних засобів для моніторингу сільськогосподарських угідь.

Ключові слова: землеробство, ефективність, процес, рослинництво.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Метою роботи є обґрунтування доцільності використання безпілотних літальних апаратів у сільському господарстві.

З появою літальних апаратів – літаків та вертольотів, людство почало використовувати їх для різних господарських потреб: перевезення людей та вантажів, спостереження за об'єктами у сільськогосподарському виробництві.

Вперше сільськогосподарська авіація була визначена, як засіб боротьби з шкідниками посівів німецьким лісоводом Альфредом Циммерманом. В заявці на винахід від 29 березня 1911 року він описав застосування літаків для внесення пестицидів (вапняної води) для боротьби з міллю в лісах. Поширеного застосування літаків сільського господарства набуло після першої світової війни. На той час з'явилися пристосовані для такої роботи літаки та спеціально навчені пілоти. В 1920-х роках в багатьох країнах були виконані перші пробні польоти, про результати яких повідомили Нейлі і Хаузер (серпень 1921 року) в США та професор В.Ф. Болдирев (липень 1922 року) в СРСР [1].

Першим літаком спеціально розробленим для внесення хімічних препаратів був літак Ag-1, розроблений у 1949-1950 роках у Техаському авіаційному дослідницькому центрі A&M. Його конструкція стала основою для проектування майже всіх наступних літаків спеціального призначення. Однією з перших у світі розпочала масовий випуск літаків для сільського господарства фірма «Пайпер еіркафт корпорейшн» розробивши для цього літак PA-25 «Поні».

Історія використання авіації у сільському господарстві України розпочалася в 1923 році. Спеціалісти одеських авіаремонтних майстерень побудували двомісний навчально-тренувальний літак «Коньок-Горбунок». Завдяки гарних літних характеристик цей літак використовували не тільки для учбових польотів, а також в сільському господарстві. У 1925 році в Україні вперше провели авіахімічні роботи. В цьому ж році Косяненко А. пропонував наступні напрямки використання літаків: аерофотографія для агропропаганди; аерофотограмметрія для землеустрою; аерофотографія для обліку урожаю; боротьба зі шкідниками.

До війни в більшості областях України, особливо південний регіон авіація використовувалась, як для посівів так і для їх захисту. На той час масово використовувався літак По – 2 (АП). У 1947 році було розпочато випробування літака СХ – 1, із запуском цього літака в серійне виробництво він мав назву Ан – 2. У 1964 році авіацією було оброблено більше 10 млн. га посівів. На той час випробовувались такі літаки та вертольоти: Ан – 2, Як – 12, Ан – 14, Ми – 1, Ка – 15 та В – 2. 1976 року було виконано авіа розселення трихограми на

площі 500 тис. га. З кожним роком все більше використовувалось авіа розселення трихограми. У 1986 році розселено трихограми на площі 1,06 млн. га. З 90-х років використання авіації у сільському господарстві значно скоротилося. На 01.01.2000 в Україні зареєстровано 93 авіапідприємств, які надавали послуги сільськогосподарським підприємствам, в парку, яких нараховувалось 720 одиниць техніки: літаків Ан – 2, вертольотів Ми – 2, Ка – 26.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

На сьогодні літаки для сільськогосподарського виробництва випускається рядом фірм Європи та США. Для сільського господарства використовуються такі групи літальних апаратів:

1. Бувші у використанні військові літаки таких фірм, як «Боїнг» та «Грумман» (США);
2. Бувші літаки цивільного призначення, це DC – 6 (США), АН-2М (СРСР), «Бівер»;
3. Літаки спеціально вироблені для сільського господарства, таких фірм, як «Пайпер», «Сйрес», «Сесна» (США), тощо;
4. Вертольоти;
5. Дельтаплани;
6. Безпілотні радіокеровані літальні апарати (БЛА).

У сільському господарстві літальні апарати використовуються для таких технологічних операцій; як внесення мінеральних добрив (підживлення), та отрутохімікатів для боротьби зі шкідниками, бур'янами та хворобами сільськогосподарських культур.

Парк літаків та вертольотів України в основному складає АН-2, Як – 12, Ан – 14, Ми – 1, Ка – 15 та В – 2, а також мотодельтаплани та безпілотні літальні апарати (БЛА).

Літак Ан-2 конструкції О.К. Антонова для авіаційно-хімічних робіт у сільському господарстві обладнується обпилювачем або обприскувачем. Допустиме завантаження літака (хімікати, добрива та ін.) -1370 кг.

На літаку встановлено дев'ятициліндровий поршневий двигун потужністю 820 к.с., який працює на бензині Б-91. Робоча швидкість літака Ан-2 при виконанні сільськогосподарських робіт-160 км/год. робоча висота польоту 5 – 10 м, ширина захвату до 22 м., витрата палива-150 кг/год. Літак має двомісну кабінку з подвійним керуванням [2].

Сипучі хімікати або добрива завантажують у бак, що встановлений у фюзеляжі літака. Два завантажувальні люка розміщені у верхній частині фюзеляжу. Сучасні конструкції баку виготовлені з пластику. Схема пристрою для обпилювання сільськогосподарських культур, що встановлюється на літаках Ан – 2 представлена на рис. 1.

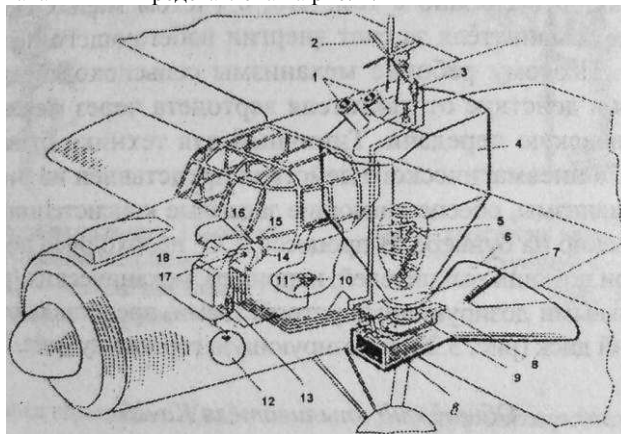


Рис. 1. Схема пристрою для обпилювання сільськогосподарських культур літака Ан – 2:

- 1 – завантажувальні патрубки, 2 – вітряк, 3 – пневмоциліндр гальма вітряка, 4 – бак,
- 5 – розпушувач, 6 – розподільник, 7 – роз'єм, 8 – циліндр заслінки, 9 – дозуюча горловина,
- 10 – трубопровід, 11 – манометр, 12 – балон стиснутого повітря, 13 – клапан, 14,16 – лампа сигналізації закриття та відкриття заслінки, 15 – важіль включення пневмокрана, 17 – пульт управління апаратури, 18 – автомат захисту мережі

На деяких авіаційних розкидачах для розпушування мінеральних добрив з поганою сипучістю всередині бака встановлені розпушувачі. Для зміни норм внесення сипучих матеріалів застосовують дозатори дискового типу.

На деяких моделях для регулювання подачі мінеральних добрив відносно великими нормами витрати почалося застосування дозатора пелюсткового типу з розпилювачем РТШ-1. Витрата добрив в цьому випадку змінюється в залежності від кута установки пелюсток.

При виконанні деяких авіаційно-хімічних роботах потрібно забезпечити дуже малу подачу сипучих матеріалів. Наприклад, при боротьбі зі шкідливими гризунами витрата отруйних зернових приманок іноді не повинна перевищувати 50...60г/с. Подавати таку малу кількість при звичайних розмірах дозуючої горловини обпилювача важко. Тому в подібних випадках всередину випускної горловини баку і дозуючої горловини вставляють лійку для зменшення випускного отвору, під яким поміщають дозуючий диск зменшеного розміру. Диск ставлять замість кришки сальника втулки серійного дозуючого диску. За допомогою наявних дозуючих пристроїв обпилювача літака Ан-2 можна забезпечити дуже широкий діапазон внесення розпилюваних і розсіюваних речовин (від 50 ... 60 г/с отруйних зернових приманок до 50 – 60 кг/с мінеральних добрив).

Для приводу валу розпушувача і дозуючого механізму використовується лопатний металевий вітряк, що встановлюється на фюзеляжі (рис. 2). Діаметр лопатей вітряка – 560 мм. Вітряк обертає вал розпушувачів через черв'ячний редуктор з передаточним відношенням 40:1. Частота обертання вітряка в польоті близько 3000 об/хв.

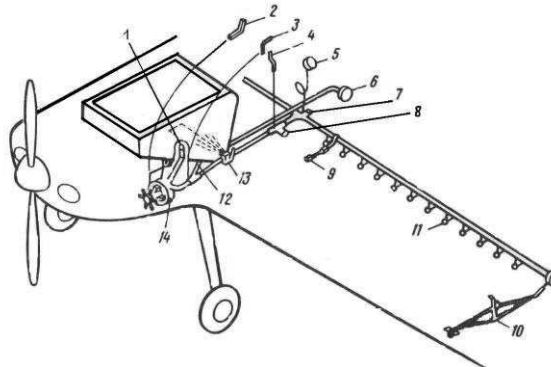


Рис. 2. Схема авіаційного обприскувача: 1,8 – фільтри, 2 – стопор, 3 – клапан, 4 – керування клапаном аварійного викиду, 5 – датчик тиску, 6 – лінія розташування фільтрів, 7 – випускний отвір, 9,10 – опори, 11 – форсунки, 12 – повернення хімікатів у бак, 13 – змішувач, 14 – насос

Система обприскувача, яка встановлюється на літаках не відрізняється від наземних обприскувачів за відмінною привода насоса робочої рідини. На осі насоса встановлений вентилятор, який від набігаючого повітря при польоті літака обертається разом з валом насоса.

Підвищення стандартів до якості продукції рослинництва сільськогосподарського виробництва в світі призводить до впровадження технологій завдяки яким виробляється екологічно чиста продукція. При таких технологіях знижується до мінімуму або і взагалі не використовуються хімічні препарати, як для підживлення, так і захисту рослин від шкідників. Таким чином в основу захисту посівів від шкідників покладено біологічний спосіб захисту.

На даний час основним засобом біологічного способу боротьби зі шкідниками як на полях, так і в садах є трихограма. Трихограма відіграє визначальну роль в агробіоценозах і є єдиним ентомофагом, що стримує шкодочинність комплексу небезпечних шкідників таких, як: підгризаючі і листогризучі совки, вогнівки, білани, молі, садові листокрутки тощо [3].

Основними факторами, що визначають ефективність трихограми є період та термін її розселення. У період кладки яєць шкідниками потрібно вчасно та в короткі проміжки часу внести трихограму. До сьогодні та і на даний час у світі використовується багато методик та технологій розселення трихограми. Використовується ручний та механізований способи. Механізований спосіб виконується як наземними МТА, так і авіаційними. На рис. 3. наведена класифікація способів розселення трихограми.

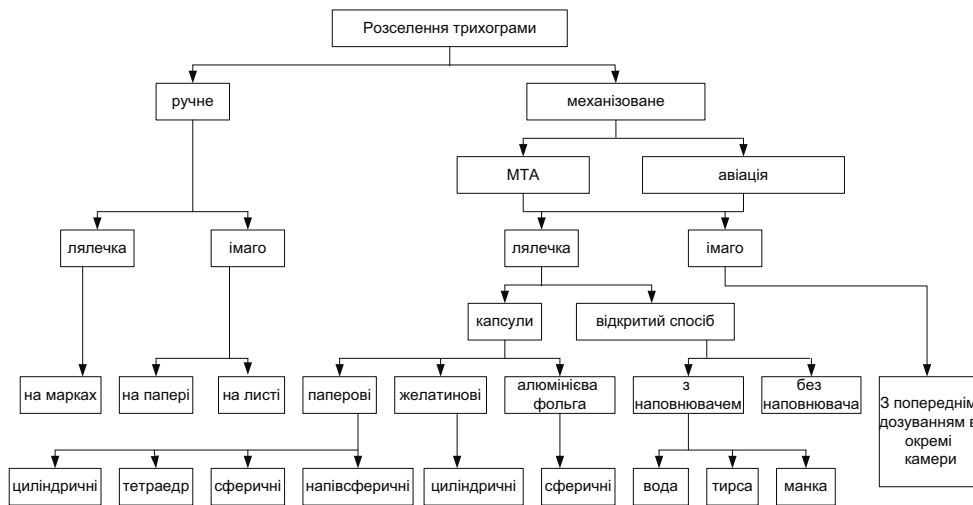


Рис. 3. Класифікація способів розселення трихограми

За даними Української лабораторії захисту рослин у 2010 році в Україні захист рослин з використанням трихограми здійснено на площі 677580 га., з яких 562966 га. оброблено авіаційним способом.

Використання авіації для розселення трихограми є одним з перспективних напрямів розвитку засобів механізації біологічного методу. Основним позитивним фактором при цьому є висока продуктивність (робоча швидкість - 150 км/год.).

ВНДІ захисту рослин СРСР разом з Середньоазіатським НДІ захисту рослин у 1986 році розробили технологію та пристрій АРТ – 2 для розселення трихограми за допомогою літака АН-2 для боротьби з стебловим метеликом на кукурудзі, комплексу совок на овочевих і технічних культурах та іншими шкідниками [4].

Пристрій АРТ – 2 (рис. 4), виконаний підвісним, на штангах серійного обприскувача. Пристрій складається з циліндричного бункера 1 з конічним дном та кришкою 2. в кришці закріплена трубка 8 для продування біоматеріалу. Для забезпечення постійної витрати через вихідний отвір незалежно від рівня біоматеріалу в бункері встановлений розвантажувальний конус 9. Випускний отвір 3 закривається голкою-дозатором 4 з пневмоприводом. 7

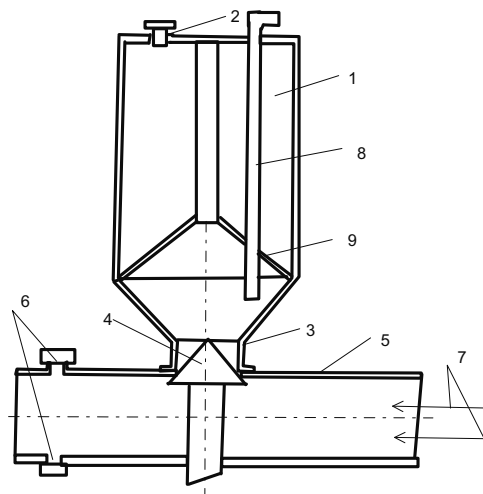


Рис. 4. Принципова схема пристрою розселення трихограми АРТ-2

Нижня частина бункера з'єднана з трубою 5, яка спрямовує набігаючий потік у зону випадання біоматеріалу. На вихідному кінці труби виконана кільцева форсунка 6 для розпилення води, яка поступає з насосного агрегату обприскувача АН-2.

В пристрої використано пасивний спосіб виведення біоматеріалу бункера, дозування з застосуванням сипкого наповнювача та спосіб осадження за допомогою крапель води.

Після ввімкнення пристрою в роботу в момент відкриття голки-дозатора біоматеріал поступає через кільцеву щілину в дні бункера в вихідну трубу, на кінці якої змочується водою з форсунки і разом з каплями опускається на землю.

Використання пасивного дозатора у вигляді кільцевої щілини, яка може змінювати свою ширину, приводить до того, що малі норми розселення з допомогою АРТ-2 можна забезпечити лише з використанням сипкого наповнювача, перемішуючи його з трихограмою у співвідношенні 10:1. Це підвищує нерівномірність розселення трихограми. Недоліком АРТ-2 є те що на пристрої використано індивідуальні дозатори для кожного робочого органу. Тому, щоб перекрити потрібну ширину захвату, доводиться використовувати декілька пристроїв АРТ-2.

Для усунення недоліків пристрою АРТ – 2 Пасько А.К. запропонував пристрій з активним централізованим дозатором, вибравши при цьому дозування чистого біоматеріалу (рис. 5). Дозатор пристрою складається з циліндричного бункера 1 з конічним дном, дозуючого диска 2 з канавкою 3 та відсмоктуючого патрубка 4. Дозування біоматеріалу проходить шляхом рівномірного засипання біоматеріалу у канавку диска рівномірним шаром та постійних обертів цього диска [5].

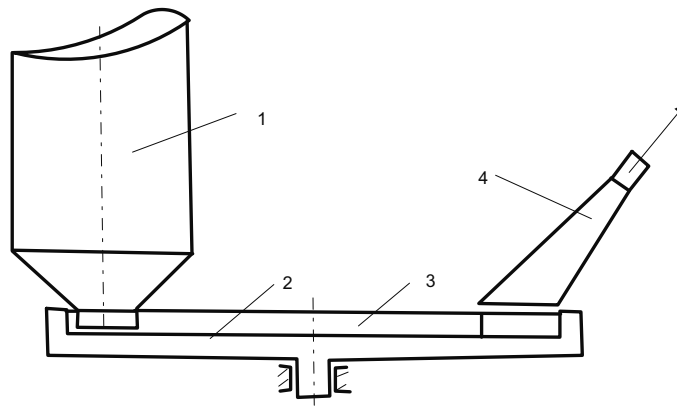


Рис. 5. Пристрій для розселення трихограми з активним дозатором

Вказані пристрої для розселення трихограми були розроблені для поширеного у сільському господарстві літака АН-2. При цьому недоліком пристрою АРТ-2 є необхідність транспортування літаком великої кількості води.

Для підвищення ефективності технологічної операції розселення трихограми у багатьох західних країнах та в бившому СРСР проводились експериментальні дослідження з вивчення можливостей застосування мотодельтапланів. Зокрема Краснодарським філіалом НДІ цивільної авіації були розроблені технологія та апаратура для розселення трихограми з мотодельтапланів. Робоча швидкість при цьому становить до 60 км/год., ширина захвату до 15м., продуктивність обробки біля 100 га/год. Такі показники разом з витратою палива 5-8 л/год. та малою вартістю МДП дозволяє зробити висновок про доцільність використання МДП для виконання механізованого розселення трихограми з повітря [6]. Слід зауважити, що МДП є більш доступним для сільського господарства ніж літаки, що сприяло їх широкому впровадженню.

З розвитком електроніки, і появи малогабаритних пристроїв таких, як кишенькові рації, системи керування, їх почали застосовувати у виробництві систем радіоуправління машинами. Це було поштовхом до появи безпілотних радіокерованих літальних апаратів – БЛА.

Подібні апарати використовуються сьогодні для військових цілей, наукових досліджень та у спорті.

Завдяки розробкам апаратури радіокерування авіамоделями стало можливим продовжити роботи над удосконаленням БЛА сільськогосподарського призначення. Ця малогабаритна, цифрова, багатофункціональна апаратура призначена для керування моделями в межах візуального спостереження. Принципово новим є те, що система стала пропорційною, тобто величина відхилення важелів управління на пульті керування відповідає величині відхилення елементів керування літаком. Вага бортової частини комплексу разом із джерелом живлення становить біля 1 кг. Вартість таких систем управління становить біля 200 доларів США [7].

У 1976 році Московський авіаційний інститут разом з НДІ захисту рослин розпочали роботу над створенням БЛА як носія пристрою для механізованого розселення трихограми. Цей літак (рис. 6) має штовхаючий гвинт та двотактний поршневий двигун робочим об'ємом 10 см^3 потужністю 1,2 кВт. Він також оснащений пристроєм для капсульного розселення трихограми з приводом від повітряної турбіни. Точки скидання капсул розміщені на кінцях крил. Продуктивність БЛА складає 30 – 35 га/год. при робочій швидкості до 150 км/год. Вага БЛА в сухому стані – 6 кг.

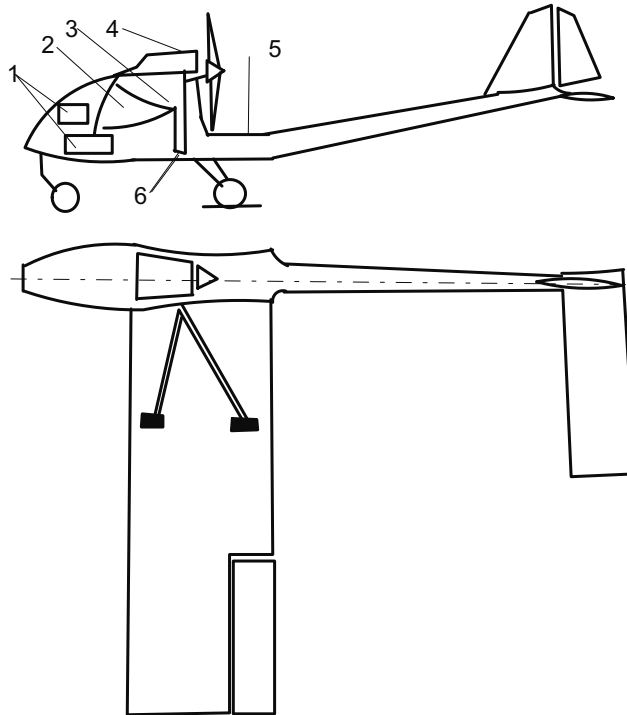


Рис. 6. Схема БЛА для механізованого розселення трихограми у капсулах:
1 – радіоапаратура, 2 – контейнер для капсул, 3 – капсули з трихограмою, 4 - двигун,
5 – регульований повітрозбірник, 6 – отвори для виходу капсул

При виконанні технологічної операції БЛА рухався, в автоматичному режимі, підтримуючи всі важливі функції. Однак, у будь-який момент часу пілот-оператор може перейти на ручне радіоуправління, що гарантує безпеку і безаварійність використання БЛА.

Досвід використання БЛА показав, що за рядом таких важливих показників, як продуктивність, економічність, коефіцієнт завантаження вони переважають інші засоби для механізованого розселення трихограми. Тому виникає необхідність дослідження та

обґрунтування параметрів пристрою механізованого розселення трихограми та БЛА як носія цього пристрою.

Аналіз наземних [7-10] і повітряних способів розселення трихограми свідчить, що наземні машино-тракторні агрегати малопродуктивні та мають високу вартість. Процес розселення із застосуванням наповнювача, як при наземному так і повітряному способі не дає гарантії рівномірного розподілу біопрепарату на поверхні поля. Використання способу розселення з застосуванням капсул має недоліком високу трудомісткість виготовлення капсул. Використовувати літаки типу АН-2 для розселення трихограми не рентабельно. Мотодельтаплани та БЛА, які використовуються в технологічному процесі розселення трихограми, не задовольняють якісним показникам розселення таким, як задана норма та рівномірність розподілу. Тому для виконання даної задачі доцільно було б використовувати БЛА легкої конструкції з простим способом дозування та розселення трихограми по поверхні поля та застосуванням сучасних систем навігації для забезпечення рівномірного розподілу біопрепарату.

Науковими співробітниками НУБіП України та НТУУ «КПШ» було розроблено радіокерований безпілотний літальний апарат БЛА «А – 1» (рис. 7) для розселення трихограми в стадії імаго, тобто трихограми, яка знаходиться в яйцях зернової молі. При цьому використовується технологія суцільного, або локального розселення трихограми.

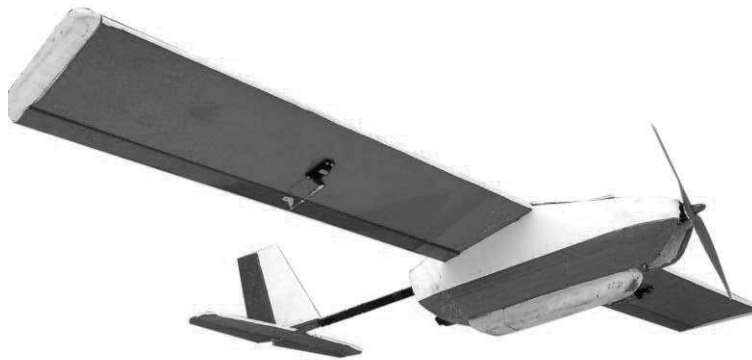


Рис. 7. Безпілотний літальний апарат «А – 1»

Для суцільного розселення трихограми використовується система автопілоту, в якій встановлюється задана ширина оброблюваної ділянки, висота польоту та зона розвороту, а для локального розселення під час льоту на механізм управління дозатора подається сигнал від інфрачервоного датчика, який налаштований на фіксацію зміни густоти насаджень на оброблюваній ділянці. Принципова схема системи розселення, яка встановлена в фюзеляжі БЛА, зображена на рис. 8.

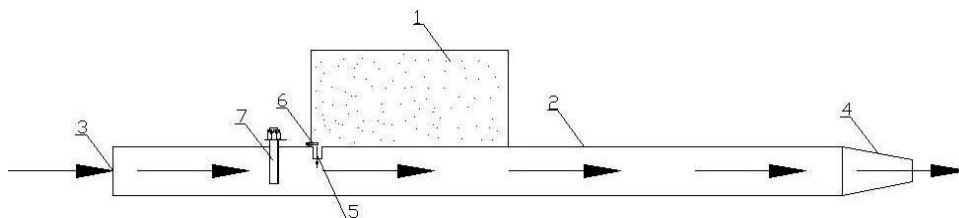


Рис. 8. Принципова схема системи розселення трихограми: 1 – бункер, 2 – повітряний канал, 3 – вхідний дифузор, 4 – насадка-розпилювач; 5 – перепускний клапан, 6 – регулятор подачі трихограми, 7 – регулятор швидкості потоку

Безпілотний літальний апарат «А – 1» відноситься до легких БЛА з максимальною злітною масою – 5 кг. Маса цільового навантаження – 1,5 кг. Для покращення транспортування на місце виконання робіт конструкція літака виконана – розбірною, демонтуються крила. Запуск літака відбувається з руки. На БЛА встановлений електричний двигун потужність, якого дає можливість стартувати без прикладання великих зусиль для його запуску. Посадка літака здійснюється на поверхню поля.

При виконанні сільськогосподарських робіт за допомогою авіації обробка полів відбувається окремими паралельними смугами, ширина яких відповідає захвату обробки. Оброблювана площа не повинна бути з пропусками та перекриттями. Тому кожна площа повинна бути розмічена на паралельні умовні лінії відстань між якими відповідає ширині захвату літального засобу. Але умовна лінія на полі це лінія між двома орієнтирами, які бачить пілот літака.

Існує декілька видів орієнтирів, які можуть використовуватись пілотами літаків:

1. природні орієнтири,
2. штучні орієнтири,
3. використання сигнальників,
4. використання електронних систем управління.

Природними орієнтирами на полі можуть бути дерева у посадкових насадженнях, або опори ліній електропередач. Схема руху літака за заданими орієнтирами представлена на рис. 9.

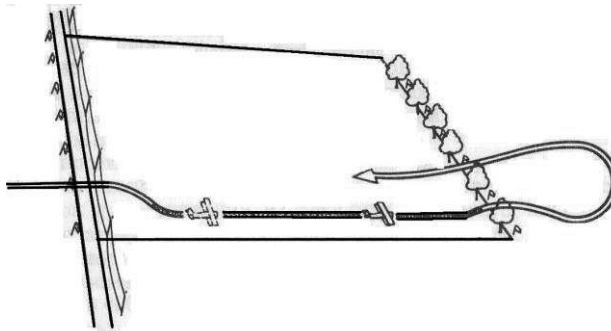


Рис. 9. Схема руху літака за заданими орієнтирами

Правило вибору природних орієнтирів визначення не має. Існують також і інші орієнтири такі, як дамби, згини русел річок, пусті поля, тощо. Один орієнтир може застосовуватися для декількох прольотів: не важко визначити одну полосу з одного боку, центральну полосу та полосу з другого боку.

Для підвищення точності виконання прольотів по оброблюваному полі використовують штучні орієнтири. Ці орієнтири виставляються на кінцях поля з відстанню між ними рівною шириною захвату оброблюваної полоси. Штучні орієнтири можуть бути різної форми та матеріалу. Це можливо прапорці яскравого кольору площею 1м², або щити аналогічного розміру що добре відбивають сонячне світло. За допомогою них пілот виводить літак на задану оброблювану ділянку. Не недостатком таких орієнтирів є те, що з мірою росту рослин їх потрібно підіймати вище, також для обробки великих площ потрібно затратити багато часу на їх виготовлення та установку. Використовуються ще такі штучні орієнтири як паперова стрічка довжиною 2,5-4,5 м. з закріпленими вантажами на кінцях вантажами. По ходу літака пілот випускає стрічки що лягають на рослини паралельними лініями які вказують напрямку наступного прольоту літака.

Одним із варіантів орієнтирів на полі є використання сигнальників. Перш за все необхідно розташовувати сигнальники таким чином, щоб їх було видно пілотам. Сигнальники повинні мати одяг чи прапори, добре помітні на фоні рослинності. При обробці довгих гонів вони повинні розташовуватись на деякій відстані від кінця поля і починати перехід до слідуючої позиції, як тільки літак вийшов на заданий курс польоту. Якщо гони занадто короткі і сигнальник не встигає перейти на наступну позицію то в даній ситуації одним з методом є установка прапорів. Вони вказують пілоту напрямку руху потім переходять на

ділянку іншого прольоту. Але використання такої методики також може заважати не достаток часу. Тому краще використовувати метод маркування меж полос (рис. 10).

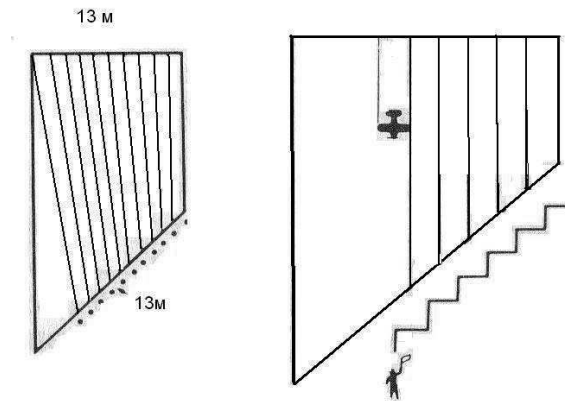


Рис. 10. Переміщення сигнальника для орієнтуру пілота

В основному сигнальники розташовуються на відстані ширини полоси від межі поля. Переміщатися сигнальники можуть на наступну позицію тільки після прольоту над ними літака. При маркуванні першої полоси першим орієнтиром при кожному прольоті є точка на половині шляху між межею та сигнальником, що змушує часто перевіряти правильність оцінки відстані. Для забезпечення задовільного виконання сигнальниками роботи існують правила, які повинні вони виконувати, а саме: одяг повинен бути контрастного кольору чи пофарбований яскравою флуоресцентною фарбою в залежності від умов роботи; використовувати крокомір для полегшення підрахунку відстані між суміжними прольотами; використовувати радіостанції. На даний час розроблені електронні системи наведення невеликих літаків, які задовольняють специфічним вимогам до сільськогосподарських робіт. Нижче наведені основні принципи дії цих систем.

Автономні електронні системи. Інерційні навігаційні системи. Вони являють собою засоби забезпечення точної навігації чи наведення, які цілком автономні, не потребують зв'язку з радіостанціями, орієнтації на небесні тіла або інші зовнішні орієнтири. Ця система (рис. 11) складається з трьох акселерометрів, розміщених на гіроплатформі та комп'ютера, який на основі поступаючих даних про прискорення видає значення швидкості та визначає швидкість в здовж осі акселерометра. Ця інформація подається на панель управління. Акселерометри установлені на гіростабілізаційну платформу, яка ізолює їх від впливу сили тяжіння та забезпечує постійну орієнтацію їх осей відносно поверхні Землі не залежно від кута орієнтації літака. Але інерційні системи з гіроскопічним пристроєм не придатні для легких літаків.

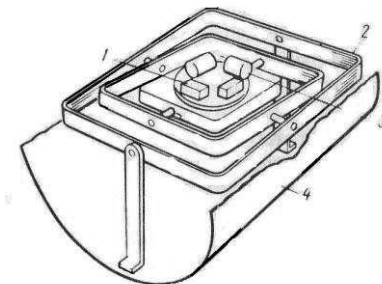


Рис. 11. Схема інерційного датчика: 1 – акселерометр, 2 – рамка підвіски гіроскопа, 3 – гіроскоп, 4 – корпус літака

На даний час великого поширення для керування літаками, МТА набули системи на основі супутникової навігації. Так, як в наші розробки взято за основу безпілотний літальний

апарат (БЛА) то керування ним може бути, здійснено двома способами: дистанційне (ДУ) та автоматичне (АУ). Перший спосіб має обмежені можливості за дальністю керування, обумовлені обмеженими можливостями візуального спостереження. Другий спосіб – це обладнання літака автопілотом, до складу якого входить малогабаритна інерційна навігаційна система (МІНС) та приймач ГСП (рис. 12).

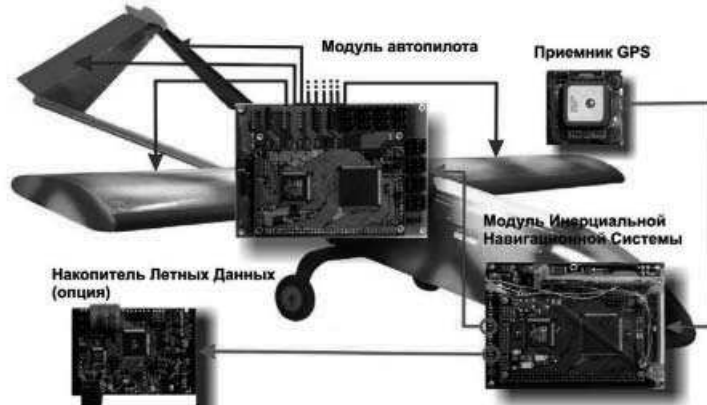


Рис. 12. Функціональна схема бортового комплексу

Комплект є повнофункціональним автопілотом з можливостями програмування польоту за заданим маршрутом на заданій висоті. Основною відмінністю запропонованої системи від аналогів – це наявність малогабаритної ІНС в складі бортового обладнання БЛА. Наявність такої системи забезпечує велику точність пілотування з можливістю виходу БЛА в задану точку простору і в заданий час, а також забезпечує велику точність польоту по заданій лінії, що не може забезпечити використання приймача ГСП разом з курсовим гіроскопом. Для забезпечення заданої висоти польоту то використовують дані баровисотоміра, ГСП та інерційних датчиків забезпечує точність по висоті в прямолінійному польоті на рівні 1м. Враховуючи при плануванні польоту даних цифрових карт рельєфу місцевості дозволяє БЛА слідувати по лінії з огинанням рельєфу, чим забезпечує безпеку польоту та точність керування. Точне визначення МІНС курсової швидкості БЛА дозволить економно дозувати витратні матеріали при обробці полів.

У випадку встановлення на БЛА пристрою передачі зображення (відеокамера) можливості дистанційного способу управління значно розширюються і можна здійснювати управління БЛА без візуального спостереження за ним. Для покращення відеозображення може застосовуватись наземна станція, яка забезпечує дистанційне управління за даними МІНС, встановленої на БЛА які вона передає на землю по радіоканалу. В цьому випадку БЛА керується з пульта ДУ, а комп'ютер наземної станції відображає параметри польоту на навігаційному дисплеї (рис. 13).

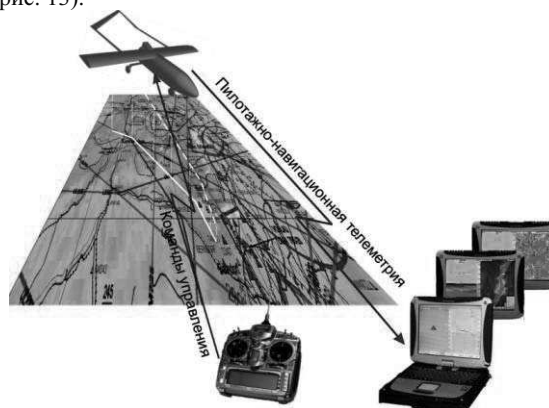


Рис. 13. Управління БЛА без візуального спостереження

В цьому випадку пілот може знаходитись на великій відстані від керованого літака та повністю спостерігати за параметрами польоту на дисплеї. Це дає можливість забезпечувати високоточне керування БЛА з врахуванням прогнозу висоти, швидкості. Спеціальне програмне забезпечення (ПЗ) підготовки літального завдання забезпечує планування польоту з врахуванням особливостей конкретного літального засобу, рельєфу місцевості та мети польоту. Таким чином установка на БЛА МІНС дозволяє вирішити задачу керування і навігації, як в ручному так і автоматичному режимах, максимально ефективно та безпечно використовувати літальний апарат для вирішення різних задач сільського господарства.

ВИСНОВКИ

Перевагами використання авіаційної обробітки посівів є велика швидкість, та продуктивність при виконанні польових робіт. Насадження не пошкоджується ходовою частиною, а також немає залежності від стану поверхні поля, зокрема вологості ґрунту.

Використання малогабаритних БЛА в сільському господарстві, обладнаних засобами моніторингу та малогабаритними висівними системами підвищує якість та точність виконання технологічних операцій.

ЛІТЕРАТУРА

1. Квонтик Х.Р. Справочник пилота сельскохозяйственной авиации: Пер. с англ. – М.: Транспорт, 1991. – 255 с.
2. Применение авиации в сельском хозяйстве: Справочное пособие / [А.И. Тимин, А.В. Степанович, А.П. Скоробогатов и др.]; Под ред. А.И. Заикина. – Мн.: Урожай, 1980. – 119 с.
3. Бондаренко Н.В. Биологическая защита растений. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Агропромиздат, 1986. – 278 с., ил. – (Учебники и учеб. пособия для высш. учеб. заведений).
4. Барабаш А.В. Для авиарасселения трихограммы // Защита растений. – 1990. – № 8. – С. 27.
5. Пасько А.К. Авиарасселение трихограммы // Защита растений. – 1982. – № 7. – С. 37–38.
6. Пушкарёв Б.В., Ермолов А.А. Вместо самолёта – мотодельтаплан // Защита растений. – 1982. – № 8. – С. 40 – 41.
7. Баранов С.К. А.С. № 1103835 /СССР/. Способ подготовки капсул к рассеву. – Оpubл. в Б.И., 1984, № 27. – 6 с.
8. Гончарук А.И., Абашкин А.С. Установка расселения трихограммы УРТ-20. – М.: Агропромиздат, 1989. – 20 с.
9. Гринберг Ш.М., Боубетрын И.Н. Расселение трихограммы с помощью авиации. – М.: Агропромиздат, 1986. – 128 с.
10. Кикю Б.В. Изыскание и обоснование принципиальной схемы и основных параметров установки для расселения трихограммы : Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Зерноград, 1990. – 15 с.
11. Авиация в сельском и лесном хозяйстве / В.М. Шумилин, В.М. Агарков, В.В. Белозеров и др. – М.: Колос, 1995. – 208 с.

OPPORTUNITY OF USING OF UNMANNED AERIAL VEHICLES IN AGRICULTURE OF UKRAINE

Summary. Adduced historical aspects of the aircraft in agriculture, the development of specially designed aerial vehicles and their adaptation to the requirements of safety and flight organization for use in the fields. There are possibilities of aerial monitoring of agricultural land.

Key words: farming agriculture, efficiency, process, plant growing.

УДК 006.35(100)ISO/.83:378.1-053.87

МОНІТОРИНГ ЗАДОВОЛЕНОСТІ СТУДЕНТІВ ЯК ЕЛЕМЕНТ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ВНЗ

Valeriy Dubrovin, Inna Tavluy

*National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Проведено соціологічні дослідження за зворотнім зв'язком із студентами ВНЗ; визначені очікування студентів та встановлено рівень їх задоволеності діяльністю ВНЗ; розроблений комплексний критерій оцінки рівня задоволеності студентів; встановлені можливості використання зворотного зв'язку зі студентами при проектуванні та розвитку СУЯ ВНЗ.

Ключові слова: система управління якістю, задоволеність студентів, моніторинг.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В умовах сучасної ринкової економіки конкурентоспроможність освітніх закладів у значній мірі визначається, насамперед, якістю освітніх послуг, які надаються.

Якість є ступінь відповідності сукупності властивих характеристик товару або послуги вимогам зацікавлених сторін [4, 5].

Навчальні заклади повинні забезпечувати збір, аналіз та використання важливої інформації для ефективного управління програмами навчання та інших видів діяльності [6].

Однією із основних сторін, яка безпосередньо зацікавлена у підвищенні якості освітніх послуг є студенти вищого навчального закладу. Реалізація якості вищої освіти через створення цілісних систем управління якістю безпосередньо у ВНЗ, а саме створення таких мотиваційних умов, за яких студент був би налаштований на якісне засвоєння множини знань, умінь та навичок, є основою створення Зони європейської вищої освіти [2].

Моніторинг задоволеності студентів відносно якості діяльності ВНЗ забезпечує зворотній зв'язок і тому є елементом системи управління якістю ВНЗ та повинен здійснюватися на регулярній основі.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Аналіз досліджень і публікацій свідчить про те, що проблема покращення рівня якості освітніх послуг є актуальною і увага до неї зростає. Серед найбільш вагомих досліджень, які висвітлюють дане питання, слід відзначити праці таких дослідників: Л.М. Віткін, С.А. Степанов, Г.І. Хімичева та інші. Але питання задоволеності споживачів ВНЗ України досить залишається недостатньо вивченим.

МЕТА І МЕТОДИ ДОСЛІДЖЕННЯ

Метою даного дослідження є розробка інструменту аналізу задоволеності студентів діяльністю вищого навчального закладу і його використання при проектуванні та розвитку СУЯ ВНЗ.

Методи дослідження: соціологічні дослідження, соціологічний аналіз, статистичні методи (аналіз вибірки зразків, описова статистика) [3], бенчмаркінг [1], орієнтація на споживача, методологія структуризації функцій якості QFD, основи лінійної алгебри та багатокритеріальної оптимізації.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

З огляду на специфічність категорії, студенти ВНЗ, з одного боку, являються споживачами результатів діяльності ВНЗ, з іншого – безпосередніми учасниками навчального процесу. Ця обставина вимагає особливої уваги при плануванні, проведенні соціологічного дослідження «Зворотній зв'язок із студентами НУБіП України» та використанні його результатів при проектуванні та розвитку СУЯ ВНЗ.

У 2010 році відділом управління якістю НУБіП України була розроблена система моніторингу потреб споживачів університету, яка включає декілька досліджень [7], що регулярно проводяться у ВНЗ, одним із яких є дослідження «Зворотній зв'язок із студентами НУБіП України». Це дослідження направлене на вирішення наступних завдань:

- встановлення вимог та очікувань студентів від навчання в університеті;
- визначення пріоритетів для проведення моніторингу задоволеності студентів;
- аналіз рівня задоволеності студентів діяльністю ВНЗ.

Для вирішення поставлених завдань у квітні 2010 році було проведено анкетування студентів, у якому взяли участь 64 студенти 2-4 курсів факультету аграрного менеджменту НУБіП України. За результатами складання таблиці «Голос споживача» було виділено 407 різних вимог споживачів, які структуровані за напрямками діяльності ВНЗ (рис. 1):

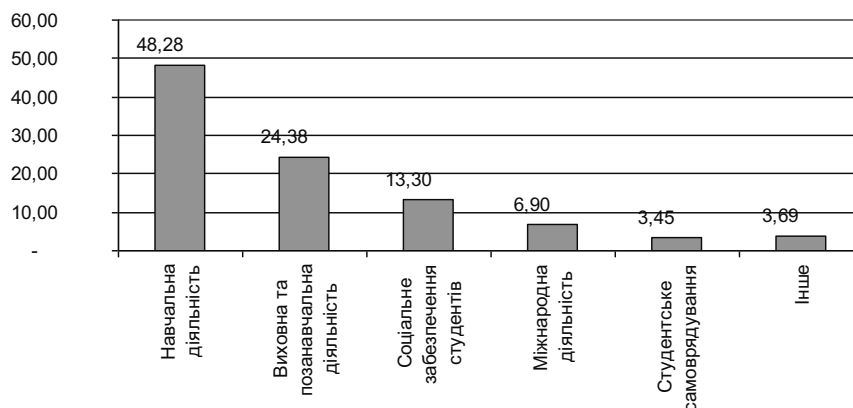


Рис. 1. Результати розподілу вимог студентів до діяльності ВНЗ

Вважаємо, що перелік вимог студентів різних факультетів одного ВНЗ не буде суттєво різнитися, що також підтверджено дослідженнями [8]. Результати розподілу свідчать, що при проектуванні СУЯ ВНЗ, яка б забезпечувала підвищення задоволеності його споживачів через ефективне управління процесами, доцільно виділити процеси: «Навчальний процес», «Виховна та позанавчальна робота», «Управління соціальною підтримкою студентів», «Міжнародна діяльність».

Результат розподілу вимог студентів до різних напрямів діяльності ВНЗ (рис. 1) можна розглядати як емпіричну оцінку ступеню важливості цих напрямів для студентів, як споживачів освітніх послуг, та використовувати у якості вагових коефіцієнтів при формуванні загального критерію задоволеності.

Подальший розподіл вимог студентів була проведена за допомогою діаграми афінності за найбільш вагомими для студентів напрямками діяльності, в результаті чого сформовані критерії для оцінки задоволеності студентів діяльністю ВНЗ та розподілені вагові коефіцієнти між ними (табл. 1).

При плануванні дослідження було встановлено, що критерій «Якість проведення занять викладачами» доцільно оцінювати за окремим експериментом. В анонімному анкетуванні, яке проводилось у грудні 2010 році взяли участь 1138 студентів денної форми навчання, 2-5 курсів, які навчаються на 18 факультетах НУБіП України, що становить 13,4 % від загальної кількості генеральної сукупності. Відносна похибка вимірювання при довірчій ймовірності 0,95 не перевищить 2,7%.

Таблиця 1. Розподіл вагових коефіцієнтів оцінки задоволеності студентів діяльністю ВНЗ.

Напрямок діяльності ВНЗ	Назва критерію	Вага критерію
Навчальна діяльність (0,48)	1. Якість проведення занять викладачами	0,30
	2. Розвитку фахових навичок у студентів	0,25
	3. Зручність розкладу занять	0,16
	4. Якість роботи деканату	0,14
	5. Електронне забезпечення навчально-методичною інформацією	0,08
	6. Якість роботи бібліотеки	0,07
	Контрольна сума	1,0
Виховна та поза навчальна діяльність (0,24)	1. Організаційно-виховна робота кураторів	1,0
	Контрольна сума	1,0
Соціальне забезпечення студентів (0,13)	1. Санітарно-гігієнічні умови проживання у гуртожитку	0,78
	2. Якість роботи їдальні	0,22
	Контрольна сума	1,0
Інше (0,15)	1. Активність роботи наукових гуртків	0,6
	2. Умови у навчальних аудиторіях	0,4
	Контрольна сума	1,0

Студентам було запропоновано оцінити якість навчально-виховного процесу та роботу окремих структурних підрозділів за п'яти бальною шкалою від 1 до 5, де 1 - «дуже погано»; 5 – «дуже добре». Анкета містила, у тому числі, відкрите питання щодо додаткових вимог студента до діяльності ВНЗ. Як показала обробка та аналіз результатів дослідження, висловлені вимоги, у своїй більшості, обґрунтовували оцінку, представленого у анкеті критерію, що також може слугувати підтвердженням пріоритетності обраних критеріїв в межах вибіркової сукупності. Отримані дані свідчать (рис. 2) про те, що за найнижчим балом студенти оцінили такі критерії, як «санітарно-гігієнічні умови проживання у гуртожитку» (2,8 бал.), «електронне забезпечення навчально-методичною інформацією» (3,1 бал.), «розвиток фахових навичок у студентів» (3,1 бал.) та «робота їдальні» (3,2 бал.). Саме ці напрями діяльності університету, за оцінкою студентів, потребують першочергового покращення.

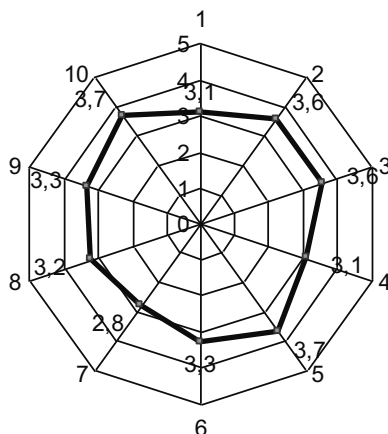


Рис. 2. Рівень задоволеності студентів діяльністю ВНЗ за результатами анонімного анкетування: 1 - розвиток фахових навичок у студентів; 2 - зручність розкладу занять; 3 - якість роботи деканату; 4 - електронне забезпечення навчально-методичною інформацією; 5 - якість роботи бібліотеки; 6 - організаційно-виховна робота кураторів; 7 - санітарно-гігієнічні умови проживання у гуртожитку; 8 - якість роботи їдальні; 9 - активність роботи наукових гуртків при кафедрах; 10 - умови у навчальних аудиторіях

Оцінку комплексного рівня задоволеності студентів пропонується проводити у декілька етапів, при цьому проводити оцінку значень критеріїв нижчого одиничного рівня у вигляді зваженої нормованої квадратичної згортки, котрі увійдуть в узагальнюючу згортку.

Враховуючи результати, котрі представлені у табл. 1 та рис. 2, визначимо одиничний критерій задоволеності студентів навчальною діяльністю ВНЗ $Q_{нд}$ який, у свою чергу, залежить від задоволеності за критеріями нижчого рівня: якість проведення занять викладачами $q_{зв}$, розвиток фахових навичок $q_{фн}$, зручність розкладу занять q_p , якість роботи деканату q_d , електронне забезпечення навчально-методичною інформацією $q_{ез}$, якість роботи бібліотеки q_b . Таким чином, $Q_{нд}$ буде представлений наступною формулою:

$$Q_{нд} = \overline{q_{нд}}^T A \overline{q_{нд}}, \quad (1)$$

де: $Q_{нд}$ - шестивимірний вектор нормованих значень одиничних критеріїв, кожна складова якого буде мати вигляд:

$$q_{нд1} = \frac{q_{зв} - q_{звmin}}{q_{звmax} - q_{звmin}}; \quad q_{нд2} = \frac{q_{фн} - q_{фнmin}}{q_{фнmax} - q_{фнmin}}; \quad q_{нд3} = \frac{q_p - q_{pmin}}{q_{pmax} - q_{pmin}};$$

$$q_{нд4} = \frac{q_d - q_{dmin}}{q_{dmax} - q_{dmin}}; \quad q_{нд5} = \frac{q_{ез} - q_{езmin}}{q_{езmax} - q_{езmin}}; \quad q_{нд6} = \frac{q_b - q_{bmin}}{q_{bmax} - q_{bmin}},$$

а матриця A - діагональна матриця вагових коефіцієнтів одиничних показників, визначених за результатами анкетування студентів:

$$A = \begin{pmatrix} 0,3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,25 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,16 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,14 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0,08 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0,07 \end{pmatrix}.$$

Припустимо, що за окремим експериментом визначено значення $q_{зв} = q_{нд1}$, що дорівнює 0,73, а числові значення інших складових вектора $q_{нд}$ визначаються таким чином

$$\overline{q_{нд}}^T = \left[q_{зв}, \frac{q_{фн} - 1}{5 - 1}, \frac{q_p - 1}{5 - 1}, \frac{q_d - 1}{5 - 1}, \frac{q_{ез} - 1}{5 - 1}, \frac{q_b - 1}{5 - 1} \right], \quad (2)$$

тоді: $Q_{нд}$ дорівнює:

$$Q_{нд} = \left[0,73^2 \times 0,3 + \left(\frac{3,1 - 1}{4} \right)^2 \times 0,25 + \left(\frac{3,6 - 1}{4} \right)^2 \times 0,16 + \left(\frac{3,6 - 1}{4} \right)^2 \times 0,14 + \left(\frac{3,1 - 1}{4} \right)^2 \times 0,08 + \left(\frac{3,7 - 1}{4} \right)^2 \times 0,07 \right] = 0,44.$$

Аналогічним методом визначимо значення одиничних критеріїв: задоволеності студентів виховною та поза навчальною діяльністю у ВНЗ $Q_{вих}$, соціальним забезпеченням $Q_{сз}$ та іншими напрямками діяльності вищого навчального закладу $Q_{ін}$. Отримані результати дають можливість провести загальну згортку показників задоволеності студентів, що складається із критеріїв нижчого рівня у вигляді зваженої нормованої квадратичної згортки:

$$Q_{ст} = \overline{Q_{ст}}^T B \overline{Q_{ст}}, \quad (3)$$

де:

$$B = \begin{pmatrix} 0,48 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0,24 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0,13 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0,15 \end{pmatrix}.$$

V - матриця вагових коефіцієнтів показників верхнього рівня, визначених за результатами анкетування студентів;

$\bar{Q}_{CT} = [Q_{HD}, Q_{ВИХ}, Q_{СЗ}, Q_{ІН}]$ - чотирьохвимірний вектор одиничних критеріїв.

Попередні дослідження автора показали, що студенти (випускники) є одним із найбільш ефективних каналів поширення інформації про університет, що також підтверджується дослідженнями [6]. Підвищення рівня задоволеності студентів діяльністю ВНЗ має опосередкований вплив на якість вступного набору у виш. Оцінка задоволення вимог студентів вищих навчальних закладів на регулярній основі в системі управління якістю ВНЗ дає можливість на всіх рівнях управління своєчасно приймати операційні рішення (коригувальні, запобіжні дії) та використовувати ресурси університету з врахуванням пріоритетності відповідних напрямів (рис. 3).

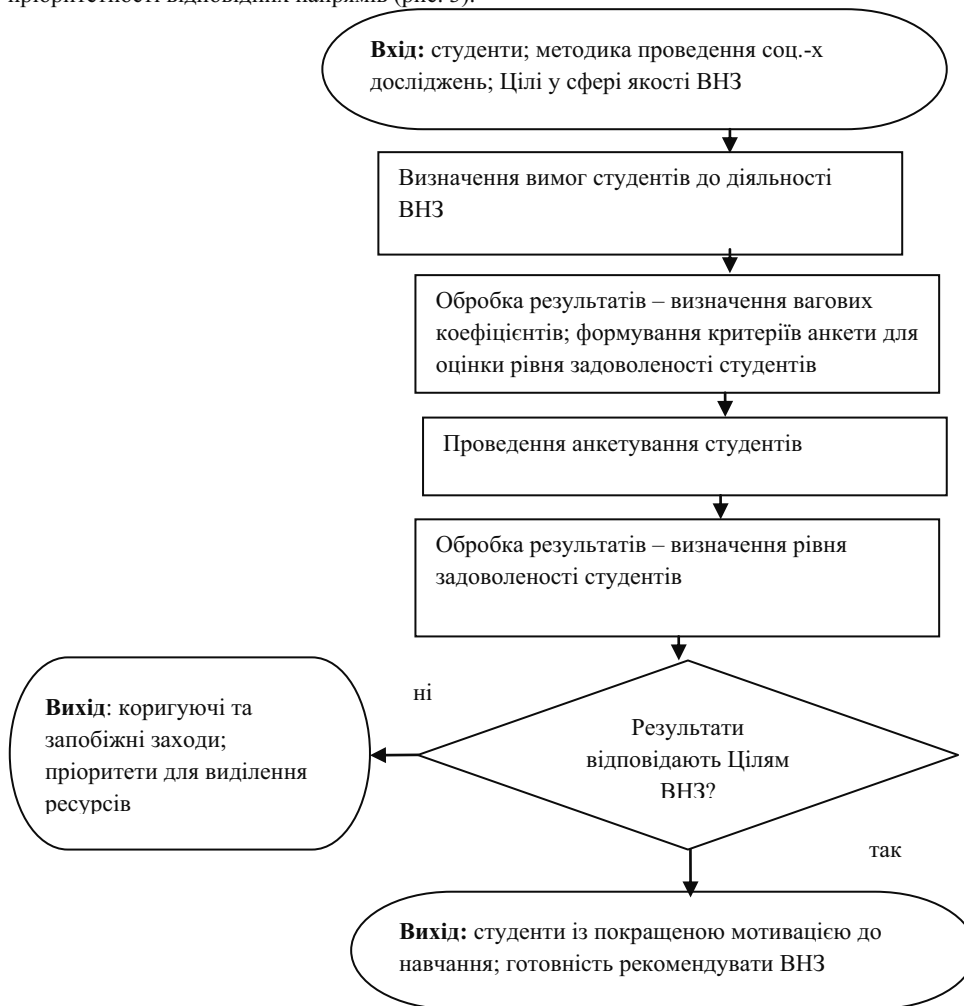


Рис. 3. Схематичне представлення процесу «Зворотній зв'язок із студентами ВНЗ»

ВИСНОВКИ

1. Аналіз вимог студентів показав доцільність при проектуванні СУЯ ВНЗ визначення окремих процесів: «Навчальний процес», «Виховна та поза навчальна робота», «Управління соціальною підтримкою студентів», «Міжнародна діяльність».

2. Для оцінки рівня задоволеності студентів вищих навчальних закладів розроблений комплексний критерій, значення якого може використовуватися при формуванні цілей у сфері якості ВНЗ та контролі за їх досягненням при розвитку СУЯ університету.

2. Розроблена схема зворотного зв'язку зі студентами, використання якої в діяльності ВНЗ дає можливість:

- отримати інформацію стосовно рівня задоволеності студентів якістю навчально-виховного процесу та роботою окремих структурних підрозділів ВНЗ;
- виявити напрями діяльності, які потребують коригуючих та запобіжних заходів у системі управління якістю ВНЗ;
- встановити пріоритети для ресурсного забезпечення окремих напрямів діяльності ВНЗ за оцінкою його студентів;
- залучити студентів до управління якістю процесів ВНЗ;
- створювати передумови для рекомендацій студентів ВНЗ своїм друзям та знайомим.

ЛІТЕРАТУРА

1. Азарьева В.В. Лучшие практики по созданию систем качества в образовательных учреждениях РФ/ В.В. Азарьева, В.И. Круглов и др. – СПб.: ПИФ.ком, 2007. – 545 с.
2. Бадер В. І., Проблеми забезпечення якості підготовки фахівців у вищих навчальних закладах України// В.І. Бадер, А.О. Андрощук// е-журнал «Педагогічна наука: історія, теорія, практика, тенденції розвитку». – 2009. – №2. – режим доступу: http://www.intellect-invest.org.ua/rus/pedagog_editions_e-magazine_pedagogical_science_arhiv_pn_n2_2009_st_10/
3. Захожай В.Б. Статистичне забезпечення управління якістю/ В.Б. Захожай, А.Ю. Чорний – К.: центр навчальної літератури, 2005. – 340 с.
4. Система управління якістю. Основні положення та словник (ISO 9000:2005, IDT): ДСТУ ISO 9000:2007.-[Чинний від 01.01.2008]. – К.: Держспоживстандарт України, 2008. – 29 с. – (Національний стандарт України).
5. Система управління якістю. Вимоги (ISO 9001:2008, IDT): ДСТУ ISO 9001:2009.-[Чинний від 01.09.2009]. – К.: Держспоживстандарт України, 2009. – 26 с. – (Національний стандарт України).
6. Сырцев А.Н. Мониторинг удовлетворенности студентов и выпускников качеством образовательных услуг как элемент внутренней системы качества вуза / А.Н. Сырцев, У.А. Пшеничникова // Материалы 4-й всероссийской научно-практической конференции «Менеджмент качества в образовании». - С.-Петербург: СПбГЭТУ «ЛЭТИ», 2011. – С. 195–197.
7. Паніна Н.В. Технологія соціологічного дослідження / Н.В. Паніна. – К.: Наукова думка, 1996. – 231 с.
8. Проценко Н.В. Створення передумов для розроблення критеріїв якості післядипломної освіти лікарів ветеринарної медицини / Н.В. Проценко // Науковий вісник Національного аграрного університету. – 2008. – Вип. 126. – С. 343–346.

MONITORING OF SATISFACTION OF STUDENTS AS ELEMENT OF CONTROL SYSTEM OF QUALITY OF HIGH SCHOOL

Summary. Sociological researches of return coupling with students of high school are conducted; expectations of students and level of their satisfaction are defined by high school activity; the complex criterion of an estimation of level of satisfaction of students is developed; possibilities of use of return coupling with students are installed at designing and development high school.

Key words: control system of quality, satisfaction of students, monitoring a high school.

УДК 621.87

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ЗІ ЗМІННИМ НАВАНТАЖЕННЯМ В ПРОЦЕСІ ПУСКУ

Vyatcheslav Loveykin, Olga Kostyna

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті запропонована математична модель для визначення динамічних навантажень в приводі та тяговому органі на ділянці пуску скребкового конвеєра. Результати теоретичного дослідження динаміки пуску скребкового конвеєра представлено у вигляді графічних залежностей.

Ключові слова: скребковий конвеєр, динамічні навантаження, динамічна модель, русійна сила приводного механізму, диференціальне рівняння руху.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Відомо, що для дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи тягового органу і приводу, механічну систему представляють у першому наближенні у вигляді двомасової динамічної моделі, в якій усі ділянки валів вважаються жорсткими, а тяговий орган – пружним; усі маси елементів конвеєра та приводного механізму приводяться до віток тягового органу конвеєра [4].

Разом з тим, виникає потреба побудови більш повної адекватної математичної моделі динаміки руху скребкових конвеєрів, для отримання достовірних результатів дослідження динамічних навантажень, які діють на елементи тягового органу і приводного механізму.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Питання дослідження динамічних процесів, що виникають в конвеєрах з ланцюговим тяговим органом та побудови їх математичних моделей висвітлено в роботах [3, 6, 7, 9, 10].

У роботі [10] досліджується динаміка шахтних конвеєрів з ланцюговим тяговим органом, де враховується спільний вплив на рух механічної системи конвеєра приводу, робочого органу і ставу, що змінюють свої кінематичні і динамічні характеристики в процесі експлуатації. У статті [7] оцінюється вплив приводної зірочки на динамічні зусилля в робочому органі скребкового конвеєра СР72. У роботі [5] досліджуються хвильові процеси, що виникають в тяговому органі ланцюгового конвеєра. В дослідженнях [3], [6] запропоновано математичні моделі для визначення навантажень в приводі і тяговому органі забійного скребкового конвеєра з двошвидкісними асинхронними електродвигунами на прикладі транспортування вугілля. Разом з тим, дослідження динаміки руху скребкових конвеєрів для транспортування сільськогосподарських вантажів практично не проводились.

Тому метою досліджень є побудова математичної моделі динаміки руху скребкового конвеєра, і визначення за допомогою цієї моделі дійсних динамічних навантажень, що діють на тягові елементи конвеєра та привод при транспортуванні сільськогосподарських вантажів (зерна, макухи, коренеплодів тощо).

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДИСКУСІЯ

Побудована динамічна модель має бути адекватною реальній механічній системі й відображати основні її фізичні властивості [4].

Для розробки динамічної моделі скребкового конвеєра (рис. 1) вважаємо, що всі елементи скребкового конвеєра є абсолютно твердими тілами, окрім елементів передавального механізму та тягового органу, які володіють пружними властивостями. При цьому корпус приводу конвеєра та вали тягових зірочок закріплені абсолютно жорстко.

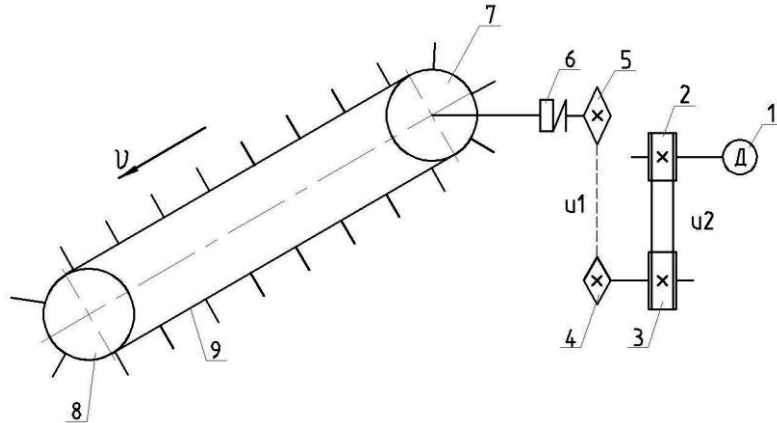


Рис. 1. Кінематична схема скребкового конвеєра: 1 – двигун, 2, 3 – шкві пасової передачі, 4, 5 – зірочки ланцюгової передачі, 6 – муфта, 7 – приводна зірочка, 8 – приводна зірочка скребкового конвеєра, 9 – ланцюг зі скребками

Модель (рис. 2) складається з трьох ділянок безінерційного вала, кожна з яких обертається з кутовими швидкостями $\dot{\varphi}_0, \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2$, а також безінерційного тягового ланцюга, що рухається зі швидкістю U . Моменти інерції елементів приводного механізму I_0 зведено до осі приводного валу, а моменти інерції приводного I_1 та натяжного I_2 валів конвеєра розглядаються відносно власних осей обертання.

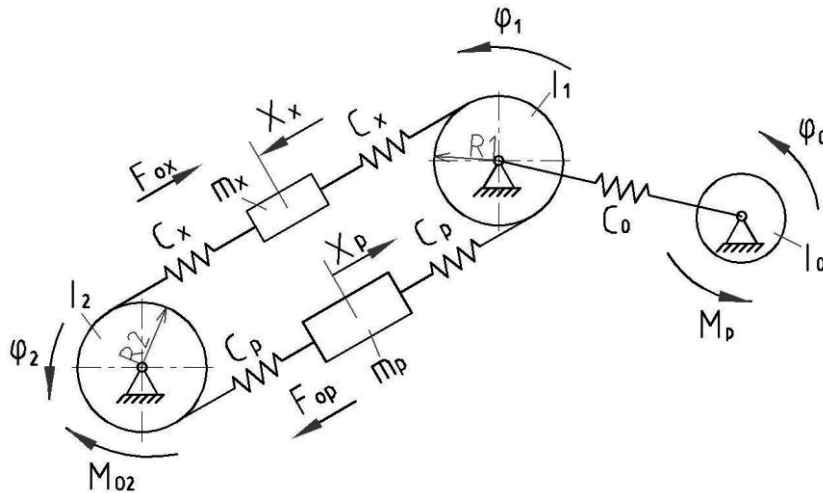


Рис. 2. Динамічна модель скребкового конвеєра

Тяговий ланцюг скребкового конвеєра, скребки та вантаж, що транспортується представлено в вигляді зосереджених мас m_p та m_x : m_p - загальна маса, що зосереджена на робочій вітті конвеєра:

$$m_p = n_p (m_c + m_s) + L_p \cdot q_s,$$

де n_p - кількість скребків, розташованих на робочій вітці конвеєра; m_c - маса одного скребка, кг; m_g - маса вантажу, що транспортується одним скребком, кг; L_p - довжина робочої вітки конвеєра, м; q_d - погонна маса тягового органу конвеєра, кг/м. m_x - загальна маса, що зосереджена на холостій вітці конвеєра;

$$m_x = n_x \cdot m_c + L_x \cdot q_d,$$

де n_x - кількість скребків, розташованих на холостій вітці конвеєра; L_x - довжина холостої вітки конвеєра, м.

Крім того на рис. 2 прийнято такі позначення: c_0 - коефіцієнт жорсткості приводного механізму, зведена до осі повороту приводного валу; c_p, c_x - коефіцієнт жорсткості тягового ланцюга відповідно робочої та холостої гілок конвеєра; M_p - рушійний момент приводу, зведений до осі повороту приводного валу; M_{o2} - момент опору від зачерпування скребками вантажу, зведений до осі повороту натяжного валу; F_p, F_x - сили опору переміщенню відповідно робочої та холостої віток конвеєра; R_1, R_2 - радіуси відповідно приводної і натяжної зірочок.

За узагальнені координати прийнято: $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2$ - кутові координати переміщення відповідно приводного механізму, приводної та натяжної зірочок конвеєра; x_p, x_x - координати центрів мас робочої та холостої віток конвеєра.

Система диференціальних рівнянь, яка описує динамічні процеси в скребковому конвеєрі складена на основі принципу Даламбера і має такий вид:

$$\begin{cases} I_0 \cdot \ddot{\varphi}_0 = M_p - c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1), \\ I_1 \cdot \ddot{\varphi}_1 = c_0 \cdot (\varphi_0 - \varphi_1) - c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) \cdot R_1 + c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) \cdot R_1, \\ m_p \cdot \ddot{x}_p = c_p \cdot (\varphi_1 \cdot R_1 - x_p) + c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) - F_p, \\ I_2 \cdot \ddot{\varphi}_2 = c_p \cdot (x_p - \varphi_2 \cdot R_2) \cdot R_2 - c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) \cdot R_2 - M_{o2}, \\ m_x \cdot \ddot{x}_x = c_x \cdot (\varphi_2 \cdot R_2 - x_x) - c_x \cdot (x_x - \varphi_1 \cdot R_1) - F_x. \end{cases} \quad (1)$$

Рушійний момент M_p визначається з механічної характеристики електродвигуна.

Рушійний момент приводного механізму:

$$M_p = M \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_{зад}, \quad (2)$$

де: M - момент на валу двигуна; $\eta_{зад}$ - загальний ККД приводу; u_1 - передаточне число ланцюгової передачі;

u_2 - передаточне число пасової передачі.

Виразимо момент на валу асинхронного двигуна через формулу Клосса [1]:

$$M = 2M_K / \left(\frac{s}{s_K} + \frac{s_K}{s} \right), \quad (3)$$

$$s = 1 - \omega / \omega_o; \quad s_K = 1 - \omega_K / \omega_o, \quad (4)$$

де: M_K - критичний момент на валу електродвигуна; S - ковзання; S_K - критичне ковзання; ω_o - синхронна кутова швидкість вала двигуна; ω_K - критична кутова швидкість вала двигуна; $\omega = \dot{\varphi}_0 \cdot u_1 \cdot u_2$ - кутова швидкість конвеєра.

Для визначення рушійного моменту приводного механізму, необхідно в формулу (2) підставити вирази (3) і (4).

Відомо, що сила опору переміщенню тягового органу і вантажу залежить від швидкості руху тягового органу [1]:

$$F_{op}(\dot{x}_p) = m_p \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_1(\dot{x}_p) \cdot \cos \beta + \sin \beta), \quad (5)$$

де: $F_{op}(\dot{x}_p)$ - сила опору руху робочої вітки конвеєра; β - кут нахилу конвеєра до горизонту;

$\tilde{\omega}_1(\dot{x}_p)$ - узагальнений коефіцієнт опору переміщенню вантажу і тягового органу;

$$F_{ox}(\dot{x}_x) = m_x \cdot g \cdot (\tilde{\omega}_2(\dot{x}_x) \cdot \cos \beta - \sin \beta), \quad (6)$$

де: $F_{ox}(\dot{x}_x)$ - сила опору руху неробочої вітки конвеєра; $\tilde{\omega}_2(\dot{x}_x)$ - коефіцієнт опору переміщенню тягового органу.

Залежність сили опору від швидкості транспортування вантажу представимо у вигляді кривої третього порядку:

$$F_o = A_0 + A_1 \cdot v + A_2 \cdot v^2 + A_3 \cdot v^3, \quad (7)$$

$$F'_o = A_1 + 2 \cdot A_2 \cdot v + 3 \cdot A_3 \cdot v^2,$$

де: A_0, A_1, A_2, A_3 - постійні коефіцієнти, які знаходяться з крайових умов руху.

Крайові умови: *при* $v = 0$: $F_o = F_{o\max}$; $F'_o = 0$, *при* $v = v_y$: $F_o = F_y$; $F'_o = 0$,

де: $F_{o\max}$ - максимальне значення сили опору; v_y - усталена швидкість руху тягового органу (ланцюга); F_y - усталене значення сили опору, що досягається при усталеній швидкості і визначається за формулою (5), (6).

Визначивши коефіцієнти A_0, A_1, A_2, A_3 та підставивши їх в формулу (7), отримаємо вираз для визначення сили опору залежно від швидкості руху тягового органу:

$$F_o = F_{o\max} - 3 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^2} \right) \cdot v^2 + 2 \cdot \left(\frac{F_{o\max} - F_y}{v_y^3} \right) \cdot v^3. \quad (8)$$

На початку руху значення сили опору має максимального значення. Після зрушення вантажу з місця, тобто *при* $v \neq 0$, значення сили опору зменшується і розігнавшись до усталеного руху конвеєра, досягає усталеного розрахункового значення.

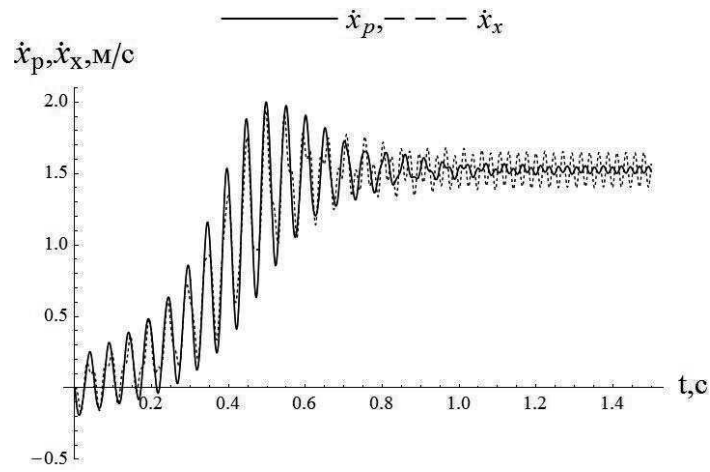
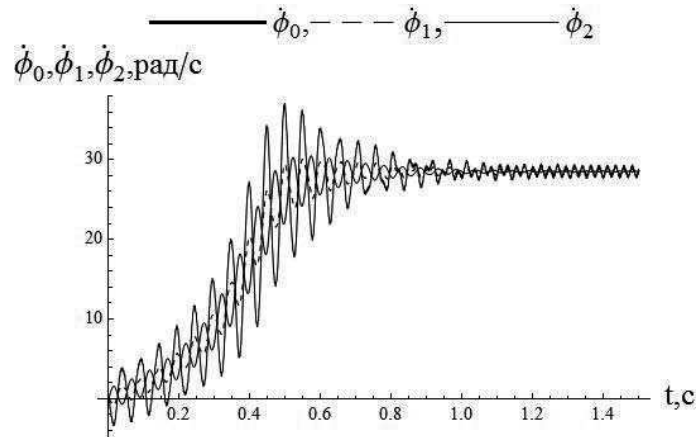
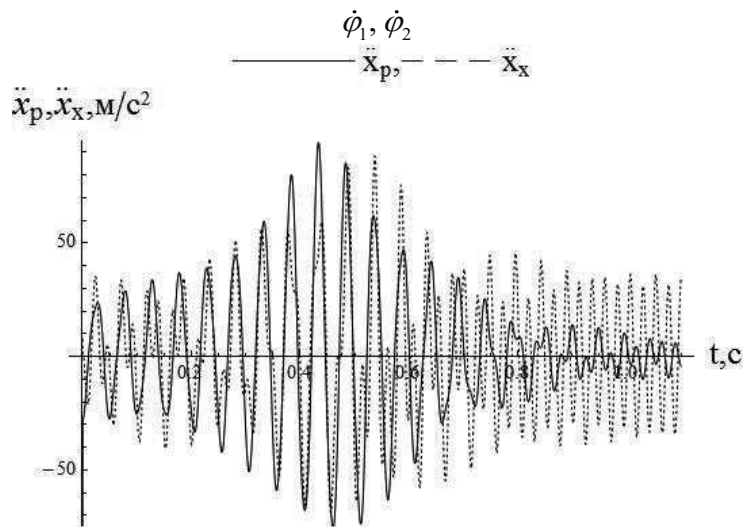
Диференціальні рівняння системи (1) є нелінійними рівняннями другого порядку, тому їх аналітично не вдається проінтегрувати. Для їх розв'язку використовуємо чисельний метод, який реалізовано за допомогою програмного продукту Mathematica. З отриманих рівнянь визначаємо характеристики швидкості та прискорення, які представляємо на графіках. Графіки побудовано для таких розрахованих параметрів (рис. 3 – рис. 7):

$$m_p = 86 \text{ кг}, m_x = 22 \text{ кг}, c_0 = 7378 \text{ Н} \cdot \text{м/рад}, c_p = c_x = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Н/м}, I_0 = 0,8435 \text{ кг} \cdot \text{м}^2,$$

$$I_1 = I_2 = 0,00171 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, R_1 = R_2 = 0,0535 \text{ м}, \omega_0 = 157 \text{ рад/с}, \omega_k = 100,2 \text{ рад/с},$$

$$M_k = 45 \text{ Н} \cdot \text{м}, u_1 = 2, u_2 = 2,6, M_{o2} = 4 \text{ Н} \cdot \text{м}, F_{o\max\text{роб}} = 2400 \text{ Н}, F_{y\text{роб}} = 1240 \text{ Н},$$

$$F_{o\max\text{хол}} = -44 \text{ Н}, F_{y\text{хол}} = -22 \text{ Н}.$$

Рис. 3. Графік зміни лінійної швидкості відповідно робочій \dot{x}_p та холостій \dot{x}_x віток конвєсраРис. 4. Графік зміни кутової швидкості відповідно приводу $\dot{\phi}_0$, приводної та натяжної зірочокРис. 5. Графік зміни лінійного прискорення \ddot{x}_p, \ddot{x}_x

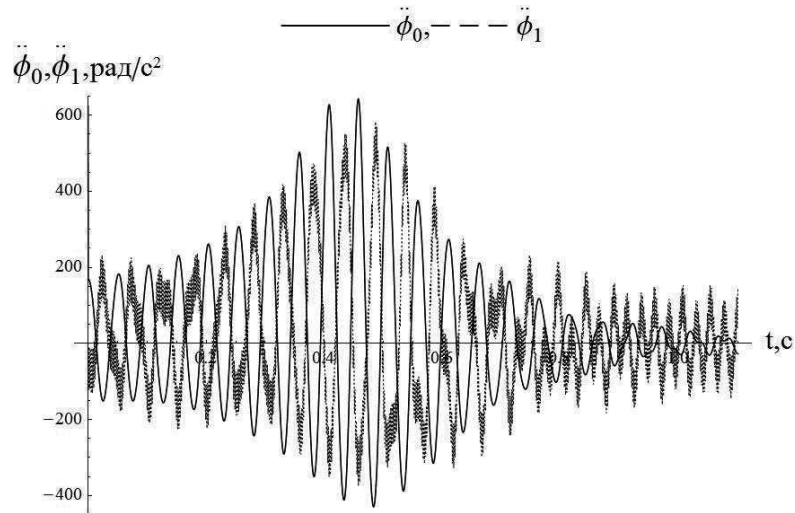


Рис. 6. Графік зміни кутowego прискорення приводу $\ddot{\phi}_0$ та приводної зірочки конвеєра $\ddot{\phi}_1$

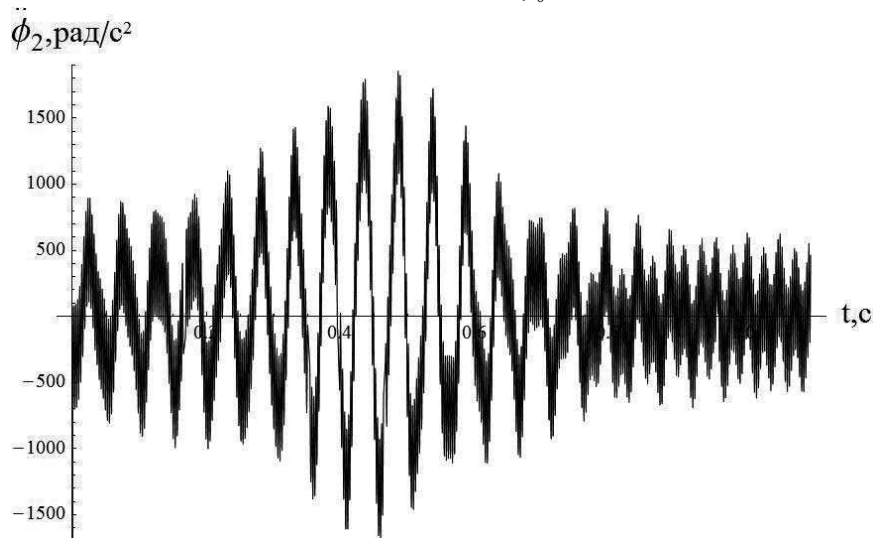


Рис. 7. Графік зміни прискорення натяжної зірочки конвеєра $\ddot{\phi}_2$

ВИСНОВКИ

Аналізуючи отримані графіки видно, що в тяговому елементі скребкового конвеєра виникає коливальний процес зі значною зміною швидкості і прискорення. Графік зміни швидкості (рис 3, 4) показує, що коливання, які виникають в період пуску конвеєра після виходу на усталений режим руху, поступово затухають. Аналізуючи графіки зміни прискорення (рис 5, 6, 7) видно, що коливальний процес в тяговому елементі має інтенсивний характер, і навіть після виходу на усталений режим руху повністю не затухає.

Такий коливальний процес спричиняє виникнення суттєвих динамічних навантажень в тяговому органі конвеєра і, як наслідок, це призводить до передчасного руйнування і зниження надійності роботи конструкції.

Для зменшення цих навантажень потрібно провести оптимізацію режиму руху конвеєра на ділянці пуску.

ЛІТЕРАТУРА

1. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин / Давыдов Б.Л. – М.: Машиностроение, 1967. – 432 с.
2. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Иванченко Ф.К. – К.: Вища школа, 1978. – 576 с.
3. Кондрахин В.П. Математическая модель для исследования нагрузок в двухскоростном многодвигательном приводе тяговом органе скребкового забойного конвейера / В.П. Кондрахин, А.А. Мельник // Наукові праці ДонНТУ. – 2008. – Вип. 16 (142), Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк. – С. 132–140.
4. Ловейкін В.С. Теорія технічних систем / Ловейкін В.С., Назаренко І.І., Онищенко О.Г. – Київ-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
5. Маланин Д.О. Исследование волновых процессов в тяговом органе цепного конвейера / Д.О. Маланин, В.Н. Смирнов // XXIX Неделя науки СПбГТУ: материалы межвузовской научной конференции. – 2001. – Ч. III. – С. 32–33.
6. Обоснование конечно-элементной модели тягового органа скребкового конвейера / Кондрахин В.П., Борисенко В.Ф., Мельник А.А. [и др.] // Наукові праці Донецького національного технічного університету, Серія: гірничо-електромеханічна. – Донецьк: ДонНТУ. – 2005. – Вип. 99. – С. 97–103.
7. Осичев А.В. Оценка влияния приводной звездочки на динамические усилия в рабочем органе скребкового конвейера СР-71 / А.В. Осичев, А.А. Ткаченко // Вісник КДПУ ім. М. Остроградського. – Кременчуг. – 2009. – Вип. 4 (57), ч.1. – С. 10–12.
8. Підйомно-транспортні машини: Розрахунки підймальних і транспортувальних машин / [В.С. Бондарев, О.І. Дубинець, М.П. Колісника ін.]. – К.: Вища школа, 2009. – 734 с.
9. Скребковые конвейеры. Справочник / Под ред. А.В. Леусенко. – М.: Недра, 1992. – 221 с.
10. Чугреев Л.И. Динамика конвейеров с цепным тяговым органом / Л.И. Чугреев. – М.: Недра, 1976. – 162 с.

RESEARCH OF DYNAMIC BARRING OF SCRAPER CONVEYOR WITH VARIATIONAL LOADINGS AT PROCESSES START-UP

Summary. In paper the mathematical model for definition of dynamic loadings in drive and traction body on site of start-up of scraper conveyor is offered. Results of theoretical research of dynamics of start-up of the scraper conveyor are presented in form of graphic dependences.

Key words: scraper conveyor, dynamic loadings, dynamic model, drive motive power, the differential equation of movement.

УДК 632.937.15 + 579.64

ОСОБЛИВОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ЕНТОМОПАТОГЕННОГО ПРЕПАРАТУ НА ОСНОВІ *BACILLUS* *THURINGIENSIS*

Maryna Myhalchenko, O.Yu. Galkin, O.M. Dugan

National Technical University of Ukraine «Kiyev Politechnical Institute»
Pobeda avenue, 47, Kiev, 02127, Ukraine

Анотація. Проведено аналіз літературних даних щодо біотехнологічних основ отримання ентомопатогенних препаратів на основі *Bacillus thuringiensis*. Розглянуто наступні питання: переваги використання бактеріальних ентомопатогенних препаратів порівняно з хімічними аналогами; токсичні продукти, що виробляються *Bacillus thuringiensis*; будова кристалів δ -ендотоксину; механізм дії δ -ендотоксину на біохімічні процеси комах; загальна біологічна схема отримання ентомопатогенних препаратів; основні принципи формування технологічної схеми виробництва та особливості технології у випадку отримання порошкоподібних лікарських форм.

Ключові слова: *bacillus thuringiensis*, ентомопатогенні препарати, механізм дії δ -ендотоксину на біохімічні процеси комах, технологія виробництва ентомопатогенних препаратів.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Кожен рік значна частина світових комерційно важливих сільськогосподарських посівів, у тому числі харчових, текстильних та інших культурних рослин, втрачається внаслідок ураження шкідниками, що призводить до збитків у мільйони доларів [1].

Тому одним з важливих напрямків сільськогосподарської біотехнології є створення біопрепаратів для захисту рослин, в першу чергу від комах-шкідників.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Найбільші успіхи досягнуті у створенні мікробних інсектицидів. Біотехнологічні розробки проводяться тут у двох напрямках: створення біопрепаратів на основі ентомопатогенних мікроорганізмів та отримання хімічних засобів захисту рослин шляхом мікробного синтезу [2].

Ентомопатогенні препарати, які отримують на основі мікроорганізмів, виділених з природних умов і внесених знову у ті ж природні умови у вигляді мікробних патогенів, не викликають небажаних змін у біоценозах і не порушують екологічний стан у регіоні [3].

Серед таких препаратів провідне місце займають бактеріальні препарати, створені на базі *Bacillus thuringiensis* [2]. Унікальна властивість цих бактерій утворювати кристалічний білковий інсектицидний ендотоксин (δ -ендотоксин), безпечний для теплокровних і більшості холонокровних тварин, дає можливість використовувати їх для виробництва бактеріальних засобів боротьби з шкідливими комахами [4].

Широко відомі вітчизняні і закордонні біопрепарати — ентобактерин, дендробацилін, гомелін, лепідоцид, децимід, інсектин, кристалін, турицид, діпел, новодор та ін., створені на основі різних штамів цих бактерій; постійно пропонуються для використання нові штами *Bac. thuringiensis*. Накопичено значну кількість інформації щодо результатів токсикологічного дослідження біопрепаратів на основі цих мікроорганізмів [5].

Мета роботи полягала в аналізі сучасних підходів до технології виробництва ентомопатогенних препаратів на основі *Bacillus thuringiensis*.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Преваги використання бактеріальних ентомопатогенних препаратів порівняно з хімічними аналогами. Добре відомі основні недоліки пестицидів, одержуваних за допомогою хімічного синтезу, - стійкість в природних умовах, мала вибірковість і токсичність [2].

Мікробіологічний метод захисту рослин позбавлений перерахованих недоліків. Біологічні препарати більше специфічні, тобто здатні вражати тільки певні види комах, безпечні для людини, теплокровних тварин і культурних рослин. Можливості їх застосування різко розширилися з освоєнням промислових біотехнологій культивування мікроорганізмів. Мікробіологічні пестициди можна застосовувати в комплексі з іншими засобами захисту рослин (синтетичні пестициди, хижі і паразитичні комахи, феромони та ін.), включати їх в інтегровані системи захисту рослин [2].

Токсичні продукти, що виробляються *Bacillus thuringiensis*. Ентомопатогенні препарати на основі *Bacillus thuringiensis* представлені великою кількістю штамів та підвидів, і кожен з них синтезує токсин, специфічний по відношенню до певних комах [6]. Розрізняють наступні види токсинів.

1) *α-екзотоксин (фосфоліпаза С)* – продукт клітин бактерій, що ростуть. Токсична дія ферменту пов'язана з індукуванням розпаданням незамінних фосфоліпідів у тканинах комах, що призводить до їх загибелі [3];

2) *β-екзотоксин (термостабільний екзотоксин)* містить аденін, рибозу і фосфор у відношенні 1:1:1. Молекула екзотоксину складається з нуклеотиду, зв'язаного через рибозу і глюкозу з алослизовою кислотою. Дія екзотоксину обумовлена інгібуванням нуклеотидази і ДНК-залежної-РНК-полімерази, пов'язаних з АТФ, що призводить до припинення синтезу РНК. Токсин володіє широким спектром дії на комах і являється мутагеном, вражаючи генетичний апарат особин [3, 7]. Останнім часом все більше країн відмовляються від застосування препаратів, що містять β-екзотоксин, оскільки його визнали небезпечним для людини та тварин [8, 9];

3) *γ-екзотоксин* – недостатньо вивчений. Не доведена його токсичність;

4) *δ-ендотоксин (параспоральний кристалічний ендотоксин)*. Утворюється у процесі споруляції у протилежній до спори, що формується, частині бактерії. На завершальній стадії спорування токсин набуває форми правильного восьмикутного кристалу, розміри якого варіюють від 0,5x1,3 до 1x3,5 мкм [3, 7]. У більшості різновидів *Bacillus thuringiensis* утворення спори і кристалу супроводжується розпадом стінки клітини, у результаті чого спори і кристали вивільнюються і потрапляють у культуральне середовище. Для розчинення кристалу необхідне лужне середовище (рН=10-12), властиве кишковокишкового комаха. Білок кристалів δ-ендотоксину є протоксином, який розщеплюється у лужному середовищі кишкового комаха під дією протеолітичних ферментів, утворюючи активізований токсин, який призводить до паралічу або загибелі комах [10].

Ентомопатогенні препарати, які зараз випускаються на основі *Bac. thuringiensis*, містять суміш сухих спор і кристалів δ-ендотоксину. Хоча відомо, що основним діючим початком є білковий інсектицидний δ-ендотоксин і наявність спор є не обов'язковою. Титр життєздатних спор в препаратах досягає 60-100 млрд./г. При застосуванні таких препаратів білкові кристали розкладаються і через деякий час зникають, тоді як спори завдяки своїй стійкості продовжують тривалий час існувати і в сприятливих умовах можуть проростати і розмножуватися. У зв'язку з цим перспективним є створення безспорних біоінсектицидів ще більш екологічно безпечних, ніж існуючі засоби захисту рослин [11].

Будова кристалів δ-ендотоксину. Різні штамми *Bacillus thuringiensis* (часто навіть з одного сероваріанта) значно відрізняються за спектром інсектицидної дії і токсичності продукуемого ними кристалічного білку. Це пов'язано з великим різноманіттям δ-ендотоксинів, що синтезуються різними штамми *Bt*, так і з продукуванням у клітинах одного штаму параспоральних включень, що містять декілька різних інсектицидних білків [12].

Дельта-ендотоксини кодуються генами *Cry* кристалічних білків. Виділені з безлічі штамів *B. thuringiensis*, білки у відповідності до їх токсичності та структурної близькості можна згрупувати в чотири основні класи: *CryI*, *CryII*, *CryIII* і *CryIV* [1, 6]. Білки *CryI* токсичні для лускокрилих (*Lepidoptera*), *CryII* – для лускокрилих (*Lepidoptera*) і двокрилих (*Diptera*), *CryIII* – для жуків (*Coleoptera*), *CryIV* – для двокрилих (*Diptera*). Класи можна розділити далі на

підкласи (A, B, C, ...) і підгрупи (a, b, c, ...) згідно нуклеотидним послідовностей генів відповідних токсинів. Наприклад, клас генів *cryI* включає шість підкласів (від *cryIA* до F), а підклас *cryIA* - три підгрупи [від *cryIA* (a) до (c)].

Для токсинів показано чітко виражену доменну структуру. С-кінцевий район досить консервативний серед різних класів ентомоцидних білків. При протеолізі він легко деградує шляхом відщеплення невеликих фрагментів з молекулярною масою 15-35 кДа, які у свою чергу швидко піддаються подальшому гідролізу. N-кінцевий район (відповідний "істинному токсину") відносно стійкий до протеолізу і набагато більш варіабельний у різних білків, ніж С-кінцевий район. Таким чином, вихідні 130-145 кДа білки представляють собою протоксини, які потребують активації протеїназами кишкового соку комах [13].

Методом рентгеноструктурного аналізу третинна структура визначена для двох ентомоцидних білків: дельта-ендотоксину *Cry3Aa* (67 кДа), що продукується *ssp. tenebrionis* і "істинного токсину", відповідного протоксину *Cry1Aa* (65 кДа, *ssp. kurstaki*) [14]. Притому, що ідентичність цих білків за амінокислотної послідовності становить лише 33%, їх третинні структури подібні. Вирівнювання первинної структури інших ендотоксинів і розрахунок передбачуваної вторинної структури дозволяють припустити, що всі вони мають принципово подібне укладання поліпептидного ланцюга [13].

Третинна структура молекули «істинних токсинів» представлена трьома доменами (рис. 1). Перший, N-кінцевий, побудований з семи α -спіралей, при цьому переважно гідрофобна п'ята α -спіраль оточена шістьма амфифільними так, що гідрофобні поверхні останніх повернені до α -5. Спіралі α -3 – α -7 мають достатню довжину (5-9 повних обертів, більше 30 Å), щоб пронизати двохшарову клітинну мембрану. Найбільш довга (45 Å) спіраль α -6 містить 9 повних оборотів [16].

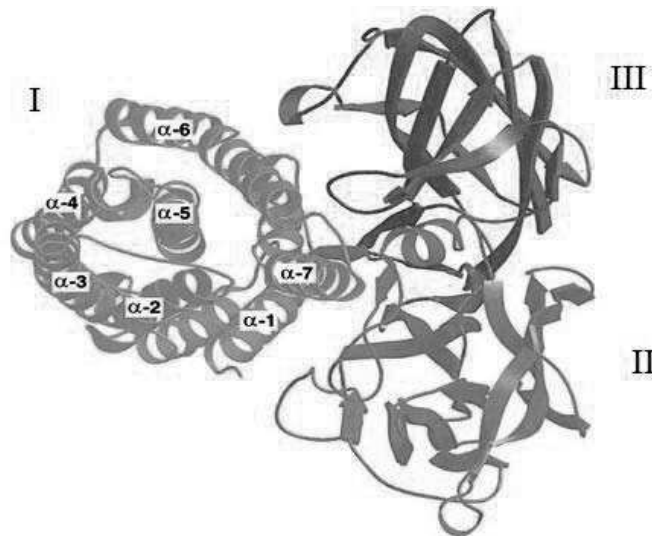


Рис. 1. Третинна структура *Cry3Aa* і *Cry1Aa* δ -ендотоксинів [15]

Другий домен складається з трьох β -листів, зімкнутих так, що в перерізі виходить трикутник. Два перших β -листа складаються з чотирьох антипаралельних складок; третій - з трьох β -складок і однієї невеликої α -спіралі (α -8). У складі кожного β -листа між двома внутрішніми нитками утворюється петля. Ці петлі зібрані відносно близько один до одного на вершині молекули [15, 16].

Третій домен являє собою "сендвіч" з двох антипаралельних β -листів.

Незважаючи на чітко виражену доменну структуру, в ході денатурації молекула ендотоксину веде себе як єдине ціле [17]. Ця цілісність забезпечується тісними міждоменими контактами.

Найбільш сильні контакти виявлені між першим і другим доменами (площа, зайнята контактами становить 1930 \AA^2), дещо менша площа контакту між доменами I і III (1180 \AA^2). У взаємодіях цих доменів велику роль грають водневі зв'язки і сольові містки. Другий і третій домени контактують досить невеликою поверхнею (910 \AA^2), та їх зв'язок зумовлений, в основному, гідрофобними взаємодіями [13, 14].

Механізми дії δ -ендотоксину на біохімічні процеси комах. Щоб комаха загинула, кристали повинні потрапити у його організм. При деяких індивідуальних відмінностей комах первинним місцем дії δ -ендотоксину завжди являється середній відділ кишківника [18].

У параспоральному кристалі інсектицид зазвичай знаходиться в неактивній формі; при солюбілізації кристала білок вивільняється у формі протоксину, попередника активного токсину. Протоксин класу токсинів СтuI має молекулярну масу приблизно 130 кДа. Після проковтування комахою параспорального кристалу, протоксин активується в кишківнику в умовах лужного рН (7,5-8,0) і під дією протеолітичних трипсино- та хімотрипсиноподібних ферментів перетворюється в активний токсин з молекулярною масою приблизно 68 кДа [13, 19].

Наступною стадією токсичного впливу є зв'язування активного токсину з афінним до нього білком (рецептором), експонованих на поверхні апікальних мембран епітеліальних клітин кишечника. Зв'язування токсину з рецептором є оборотним [20, 21].

На наступній стадії відбувається необхідна перебудова конформації молекули токсину з наступним впровадженням деяких з формуючих її структур у мембранний бішар. Після цього зв'язування токсину з мембраною стає незворотнім [23]. Необхідність вбудовування α -спіралей першого домену в мембрану чутливої клітини для того, щоб зв'язування стало незворотнім, доводиться тим, що неповноцінна молекула токсину, що складається тільки з II-го та III-го доменів, зв'язується з мембраною тільки оборотно.

Одночасно з вбудовуванням в мембрану відбувається асоціація декількох молекул токсину [24]. Ансамбль трансмембранних ділянок, що належать кільком асоційованим молекулам токсину, утворює (в залежності від конкретної пари токсин / мембрана) пору, або іонний канал. У першому випадку (утворення пори), відбувається загибель клітин за механізмом колоїдно-осмотичного лізису. У другому, (утворення іонного каналу) - внаслідок різкої зміни іонного складу і рН внутрішньоклітинного середовища.

Приблизно через 15 хвилин після формування такого іонного каналу клітинний метаболізм блокується, комаха перестає харчуватися, відбувається зневоднення організму і в кінці кінців настає смерть [25].

Оскільки перетворення протоксину в активний токсин відбувається тільки в умовах лужного рН і в присутності певних протеїназ, ймовірність шкідливого впливу токсинів на людину і сільськогосподарських тварин мала [25].

Біологічна схема отримання ентомопатогенних препаратів. Походження кристалу наразі залишається неясним. Існує думка, що кристалічний білок є речовиною, що утворюється в якості побічного продукту споруляції і видаляється з розчинного середовища шляхом кристалізації [26]. Проте, більш вірогідною вважають гіпотезу утворення його в результаті синтезу білку спор, можливо, генетично детермінованого. Таке уявлення базується на гомологічності білку спор і кристалів [26, 27].

Мічені амінокислоти, що додаються під час споруляції, включаються до складу кристалічного білку. Відповідно, кристал будується із компонентів поживного середовища і амінокислот, отриманих в результаті білкового обміну всередині спорангію. Кристал формується у вегетативних клітинах у процесі спороутворення. Звичайно вегетативна клітина продукує один кристал, проте *Bt var. israelensis* і *Bt var. darmstadiensis* продукують по 2, а *Bt var. kurstaki* – 2-5 кристалів [26, 27].

Послідовність розвитку спори та утворення параспорального кристалу у *B. thuringiensis*:

I етап (7 год) – формування осьової нитки, в якому немає очевидної причетності мезосом і нуклеоїда;

II етап (з 7 до 8 годин) – утворення проспорової перегородки (септи) за участю мезосом;

III етап (з 8 до 9 год) – поглинання за участі мезосом, перша поява яйцеподібних включень і параспорального кристалу, зміна стабільності мембрани і цитоплазми, і формування проспори;

IV - VI етапи (з 9 до 12 год) – формування екзоспориума, зародкової клітинної стінки, кортексу і оболонки спори супроводжується перетворенням нуклеоїду спори;

VII етап (12 год) – дозрівання спори.

Розвиток параспориального кристалу відбувається на етапах III-VI (з 8 до 12 год). Вперше параспориальний кристал *Bacillus thuringiensis* можна спостерігати під час поглинання (етап III), він має решітчасту структуру країв на цій ранній стадії розвитку. До того моменту, як з'являється екзоспориум, кристал має майже натуральну величину (етап IV) [28]. Для проходження споруляції необхідно підтримувати температуру 28-30°C, яка є оптимальною для життєдіяльності бактерії *Bacillus thuringiensis*.

Технологічна схема отримання порошкоподібних ентомопатогенних препаратів. Технологія одержання ентомопатогенних препаратів включає наступні етапи: виробниче культивування, сепарування (видалення культуральної рідини), розчинення продукту, сепарування (видалення осаду), внесення наповнювачу і прилипателю, сушіння продукту на розпилювальній сушарці.

Виробниче культивування. Отримання кінцевого продукту метаболізму у виробничому ферментері складає основну стадію у всьому технологічному циклі. У ферментер подається підготоване поживне середовище і посівний матеріал. Культивування у ферментері триває 35 – 40 год. при безперервному перемішуванні 200 об/хв. і аерації 0,2 л/л середовища за хвилину, при температурі 28 – 30°C і надлишковому тиску 40 – 50 кПа, рН=8,0 – 8,5. Культивування триває до повного лізису клітин [7].

Сепарування. Після стадії культивування мікроорганізму-продуценту, наступним технологічним етапом являється виділення і очистка кінцевого продукту з культуральної рідини [7].

В результаті сепарування культуральна рідина, що містить розчинні компоненти поживного середовища та розчинні продукти життєдіяльності бактерій, йде у відходи [29].

Розчинення продукту. Отримана після сепарації пастоподібна активна фракція містить нерозчинні компоненти поживного середовища, бактеріальні клітини, кристали дельта-ендотоксину, який є діючим початком препарату, та інші продукти метаболізму [29]. Додавання в активну фракцію біомаси луку дозволяє розчинити діючий початок цільового продукту, а саме кристали дельта-ендотоксину [30]. У вказану активну фракцію додають 0,16%-ний розчин гідроксиду натрію до співвідношення об'ємів активної фракції та гідроксиду натрію відповідно 1:4 (рН 13,5), витримують, перемішуючи, до розчинення кристалів дельта-ендотоксину [29].

Сепарування. Відокремлюють непотрібний осад сепарацією. Осад йде у відходи.

Отриманий після сепарації лужний розчин містить в якості основного компонента дельта-ендотоксин (діючий початок препарату) [29]. Відділення осаду дозволяє отримати практично чистий розчин дельта-ендотоксин, що підвищує активність цільового продукту і, як наслідок, зменшує його витрати [30].

Внесення наповнювачу і прилипателю. До лужного розчину додають спиртову барду. Використання спиртової барди одночасно в якості наповнювача і прилипателю спрощує технологію приготування цільового продукту і підвищує економічність способу. Крім того, спиртова барда є біологічно і хімічно інертною речовиною, а також тією, що підвищує адгезивну здатність препарату [30].

Сушіння продукту на розпилювальній сушарці. Сушіння продукту відбувається на розпилювальній сушарці при температурі на вході в апарат – 120°C, на виході – 50°C. Вологість порошку після сушіння має становити 10% [30].

ВИСНОВОК

Узагальнено наукові дані щодо особливостей технології виробництва ентомопатогенних препаратів, механізму дії токсичних продуктів *Bacillus thuringiensis* на організм комах-шкідника, наведено будову кристалів токсинів. Перспективними напрямками досліджень є отримання такого штаму для виробництва препарату, який був би універсальним і вражав більше видів комах-шкідників, а також збільшення терміну зберігання ентомопатогенних препаратів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Пат. 49800 Україна. Штам *Bacillus thuringiensis* (варіанти), пестицид на композиція, спосіб боротьби із шкідливими комахами, спосіб підвищення пестицидної активності та спосіб одержання речовини з пестицидною активністю / Ліу Чі-Лі, Манкер Девіз, Лафбарроу Патріція, Старнес Роберст, Макмалан Аніта. – опубл. 14.03.1995 РСТ/US95/03329. – 10 с.
2. Основы сельскохозяйственной биотехнологии / Муромцев Г.С., Бутенко Р.Г., Тихоненко Т.И., Прокофьев М.И. – М.: Агропромиздат, 1990. – 384 с.: ил.
3. Биотехнология: Учеб. пособие для вузов. В 8 кн. / Под ред. Н.С. Егорова, В.Д. Самуилова. Кн. 6: Микробиологическое производство биологически активных веществ и препаратов / Быков В.А., Крылов И.А., Манаков М.Н. и др. – М.: Высшая школа, 1987. – 143 с.: ил.
4. Черенков М.С., Багаева Н.А., Джуртубаева Л.О., Багаева О.С. Біологічні властивості ларвіцидних бактерій *Bacillus thuringiensis* Л-14 // Вісник ОНУ. – 2003. – Т.8. – №1. – С. 183–188.
5. Омелянець Т.Г., Головач Т.М. Оцінка впливу біопрепаратів на основі бактерій *Bacillus thuringiensis* на організм теплокровних // Довкілля та здоров'я. – 2008. – №2. – С. 65–67.
6. Глик Б., Пастернак Дж. Молекулярная биотехнология. Принципы и применение. Пер. с англ. – М.: Мир, 2002. – 589 с.
7. Мосичев М.С., Складнев А.А., Котов В.Б. Общая технология микробиологических производств. – М.: Легкая и пищевая пром.-сть, 1982. – 264 с.
8. Дятлова К. Д. Микробные препараты в растениеводстве//Соросовский образовательный журнал. – 2001. – Т.7. – №5. – С. 17–22.
9. Пат. 2167528 Российской Федерации. Штамм *Bacillus thuringiensis* subsp. *kurstaki* IPM-46, активный против насекомых из отрядов Coleoptera и Lepidoptera. / Добрица А. П., Гайтан В. И., Лосева О. И., Наумов А. Н. Опубл. 27.05.2001. – 5 с.
10. Патыка Т. И., Патыка Н. В., Патыка В. Ф. Энтомоцидная и лаврицидная активность *Bacillus thuringiensis* // Науковий вісник Ужгородського університету. Серія біологія. – 2009. – №25. С.8-12.
11. Пат. 2033721 Российской Федерации. Штамм *Bacillus thuringiensis* var. *kurstaki* для получения биоинсектицида. Шевцов В.В., Щелокова Е.В., Жиглецова С.К. – Опубл. 30.04.1995. – 4 с.
12. Добрица А.П., Корецкая Н.Г., Гайтан В.И., Коломбет Л.В., Дербышев В.В., Жиглецова С.К. Разработка биопестицидов против колорадского жука // Рос. хим. ж. (Ж. Рос. хим. об-ва им. Д.И. Менделеева). – 2001. – Т. XLV. – №5-6. – С. 174–184.
13. <http://www.rusbiotech.ru/article/endotoksin.php>
14. Grochulski P., L. Masson, S. Borisova, M. Puszta-Carey, J.-L. Schwartz, R. Brousseau, M. Cygler, *Bacillus thuringiensis* Cry1Aa insecticidal toxin: crystal structure and channel formation, *Journal of Molecular Biology*, 1995, 254: 447–464.
15. Arthur I. Aronson, Yechiel Shai. Why *Bacillus thuringiensis* insecticidal toxins are so effective: unique features of their mode of action. *FEMS Microbiology Letters* – №195, 2001. – P. 1–8.
16. Orth P., Zalunin I.A., Gasparov V.S., Chestukhina G.G., Stepanov V.M., 1995, *Journal of Protein Chemistry*, 1995, 14: 241–249.
17. Krieg A. *Bacillus thuringiensis* Berliner. Monograph N103; Paul Parey. Berlin-Hamburg, 1961. – 67 p.
18. Hofmann C., P. Luthy, Binding and activity of *Bacillus thuringiensis* delta-endotoxin to invertebrate cells, 1986, *Arch. Microbiology*, 146: 7–11.
19. Hofmann C., P. Luthy, R. Hutter, V. Pliska, Binding of the delta-endotoxin from *Bacillus thuringiensis* to brush-border membrane membrane vesicles of the cabbage butterfly (*Pieris brassicae*), 1988, *European Journal of Biochemistry*, 173: 85–91.
20. Li, J.; Carroll, J. , Ellar, D.J. Crystal Structure of Insecticidal d-Endotoxin from *Bacillus thuringiensis* at 2.5 Å resolutions. *Nature*, October 1991, vol. 353, no. 6347, p. 815–821.
21. Ruhfel R. E., Robillard N. J, Thorne C. B. J. *Bacteriol.*, 1984, v. 157, 3, p. 708–711.
22. <http://web.utk.edu/>
23. Ihara H., E. Kuroda, A. Wadano, M. Himeno, Specific toxicity of d-endotoxins from *Bacillus thuringiensis* to *Bombyx mori*, 1993, *Bioscience, Biotechnology, Biochemistry*, 57: P. 200–204.

24. Masson L, Tabashnik BE, Liu YB, Brousseau R, Schwartz JL., Helix 4 of the *Bacillus thuringiensis* Cry1Aa toxin lines the lumen of the ion channel, *Journal of Biological Chemistry* 1999 Nov 5;274(45):31996-2000.
25. Яловицын М.В. Энтмопатогенные микроорганизмы и их применение в борьбе с вредными насекомыми. Учебное пособие по патологии насекомых. – Саранск: «Мордовское книжное изд-во», 1978. – 72 с.
26. Каменек Л.К. Структура, свойства и механизм действия δ -эндотоксина *Bacillus thuringiensis*/ Энтмопатогенные бактерии и их роль в защите растений. – Новосибирск, 1987. – 184 с.
27. Бурцева Л.И. Бактериальные болезни насекомых /Л.И. Бурцева, М.В. Штерншис, Г.В. Калмыкова //Патогены насекомых: структурные и функциональные аспекты. – М.: Круглый год, 2001. – С. 189–245.
28. Electron microscope study of sporulation and parasporal crystal formation in *Bacillus thuringiensis*. Donald B. Bechtel, Lee A. Bulla, JR. *Journal of Bacteriology*, Sept. 1976, p. 1472–1481.
29. Пат. 2027369 Российской Федерации. Способ получения эндотоксинсодержащих энтмопатогенных препаратов / Л. К. Каменек. – Оpubл. 27.01.1995. – 5 с.
30. Пат. 2062577 Российской Федерации. Способ получения бактериального энтмопатогенного препарата / Л. К. Каменек. – Оpubл. 27.06.1996. – 4 с.

FEATURES OF BIOTECHNOLOGY OF PRODUCING ENTOMOPATOGENIC PRODUCT BASED ON BACILLUS THURINGIENSIS

Summary. The analysis of published data on biotechnological basics of obtaining entomopathogenic products based on *Bacillus thuringiensis* has been done. The following issues have been studied: the advantages of using bacterial entomopathogenic products comparing with chemical analogues; toxic products produced by *Bacillus thuringiensis*; crystal structure of δ -endotoxin; mechanism of δ -endotoxin action on insect biochemical processes; general biological scheme of entomopathogenic products producing; the basic principles of the technological scheme formation for the manufacturing and technology features in the case of a powder dosage forms.

Key words: bacillus thuringiensis, entomopathogenic products, mechanism of δ -endotoxin action on insect biochemical processes, technology of entomopathogenic products production.

УДК 662.763.3.2:378.147.31

КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ МЕТАНТЕНКІВ

Victor Polischuk, Svetlana Tarasenko, Olga Sergeyeva

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Проведений аналіз існуючих конструкцій метантенків. Розглянуті їх основні переваги та недоліки.

Ключові слова: біогаз, метантенк, ферментатор, камера зброджування.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Енергозабезпеченість людства все більше залежить від природного газу по причині зручності його використання та екологічній чистоті. Однак його запасів вистачить всього розвіданих запасів вистачить всього на 100-150 років [1]. Причому найбільші запаси природного газу сконцентровані тільки в певних регіонах: Росії, Ірані, на Аравійському півострові. Інші країни вимушені купувати природний газ. Україна хоч і займає третє місце в Європі по обсягах видобування природного газу (після Голландії і Норвегії), забезпечує себе власним природним газом лише на 20% [2]. Решта експортується з Росії та Казахстану. Зате в Україні вдосталь сировини для отримання аналога природного газу – біогазу, який отримується із біологічної сировини (гної, відходів аграрного виробництва та переробки сільськогосподарської продукції, біомаси тощо) на біогазових установках, які складаються з метантенка, в якому відбувається метанове бродіння, резервуару для біопламу і газгольдера, призначеного для зберігання біогазу [3].

Метантенк є найважливішою складовою біогазової установки. Від його конструктивних особливостей залежить ефективність виробництва біогазу, а отже, і його рентабельність [4]. Тому метою наших досліджень є визначення перспективних конструкцій метантенків та ймовірних напрямків їх розвитку.

РЕЗУЛЬТАТИ ДОСЛІДЖЕНЬ

Метантенк (від англ. methane – метан і tank – резервуар) – пристрій для анаеробного бродіння рідких органічних відходів із отриманням метану. Іншими назвами метантенку є *біореактор*, *ферментатор*, *камера зброджування*.

Виходячи із характеру процесу бродіння і його технології, до метантенків пред'являють наступні вимоги: абсолютна герметичність стінок, що перешкоджає газообміну; непроникність для рідин; збереження міцності в статичному стані при дії власної сили тяжіння і маси субстрату, що завантажується; досконала теплоізоляція; корозійна стійкість; надійність завантаження і спорожнення; доступність внутрішнього простору для обслуговування.

Метантенки, як правило, бувають горизонтальної і вертикальної конструкції.

Горизонтальне розташування метантенка має ту перевагу, що можна застосовувати потужні, надійні в експлуатації і енергозберігаючі механічні мішалки, в результаті чого досягається хороший ефект перемішування. Завдяки пробковій подачі сировини складаються сприятливі умови з точки зору біології процесу. Можливим є велике завантаження метантенка (до 7-10 кг органічної сухої речовини на 1 м³). Недоліком метантенків із горизонтальним розташуванням є велика потреба в площі під резервуар. Лежачі метантенки на сьогоднішній день обмежені в своєму об'ємі до 1000 м³. Іншими недоліками таких метантенків є велика площа поверхні в порівнянні з об'ємом (з відповідно високими тепловтратами) і брак культури бактерій

з перебродженого біошламу для свіжого субстрату. Для рідкого або твердого гною ВРХ це не грає жодної ролі, оскільки в такому субстраті спочатку міститься достатня кількість метаноутворюючих бактерій. Гній свиней, енергетичні рослини або органічні відходи, що не містять або містять невелику кількість анаеробних бактерій, при використанні пробкового проштовхування сировини мають бути "заквашені" перебродженим субстратом, що можна зробити в резервуарі попереднього зберігання або за допомогою автоматичної системи подачі закваски.

Метантенки з горизонтальним розташуванням виготовляються переважно у вигляді циліндричних металевих баків і розміщуються над поверхнею ґрунту. Якщо це бетонний варіант, то він може мати або квадратну або прямокутну форму поперечного перетину.

Метантенки *вертикального розташування* з міркувань статички переважно мають круглу форму поперечного перетину. В порівнянні з горизонтальним варіантом вони більш компактні, мають вигідніше співвідношення площі поверхні до об'єму, що зменшує витрати матеріалів і тепловтрати [5]. Вони не обмежені в своїх об'ємах. На сьогоднішній день можна будувати метантенки об'ємом до 6000 м³. Вимоги до змішувачів високі, оскільки в цьому випадку повинна створюватись сильна течія, необхідна для досягнення гомогенізації. Недоліком метантенків вертикального розташування є те, що не можна досягти пробкового проштовхування. Ступінь завантаження метантенка залежить від розмірів резервуару, типу мішалок і їх потужності, а також від виду субстрату, і становить до 4 кг органічної сухої речовини на 1 м³.

На сьогоднішній день відомі [6] метантенки в формі яйцеподібного, кубічного, циліндричного, циліндричного з конусною верхньою або нижньою частиною і горизонтального резервуарів, а також в вигляді виритої в ґрунті герметичної траншеї (рис. 1).

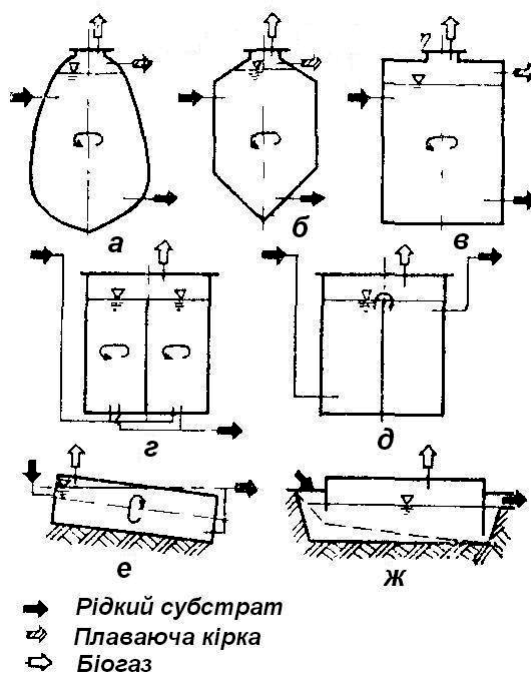


Рис. 1. Форми метантенків: а – яйцеподібна; б – циліндрична з конусною верхньою або нижньою частинами; в – циліндрична; г – циліндрична з перегородкою; д – кубічна; е – горизонтальна; ж – в вигляді виритої в ґрунті траншеї

Метантенк в вигляді яйцеподібного резервуара є найкращим з точки зору статичної міцності, створення умов для переміщення рідкого субстрату (витрат енергії на перемішування), відведення осаду і руйнування плаваючої кірки (рис. 1,а). Проте в крупних

установках метантенки роблять лише з бетону. Тому висока вартість їх виготовлення істотно обмежує їх використання. В той же час, для менших об'ємів (до 30 м³) можна виготовляти біореактори такої форми з поліефірної смоли, армованої скловолокном (склопластика).

Циліндричний метантенк з конусною верхньою або нижньою частиною (рис. 1,б), як і яйцеподібний, має ту перевагу, що для нього характерні невеликий простір для накопичення біогазу, концентрована в обмеженому об'ємі плаваюча кірка, а також хороше відведення біошламу. Проте в порівнянні з яйцеподібною, ця форма біореактора створює менш сприятливі умови для перемішування рідкого субстрату. Метантенки такої форми, що використовуються в комунальних установках для очищення і розкладання стоків, виготовляють з бетону. В сільському господарстві застосовуються метантенки меншої місткості переважно сталеві конструкції. При виготовленні їх із склопластика можна досягти кращих результатів відносно умов перемішування субстрату.

Циліндричний метантенк (рис. 1,в) в порівнянні з біореакторами обох описаних вище форм створює гірші умови для перемішування субстрату, а також в результаті великої поверхні контакту середовищ вимагає вищих витрат на видалення біошламу і руйнування плаваючої кірки, що пов'язано із збільшенням витрати енергії на перемішування [7]. До його переваг можна віднести відносно просту технологію виготовлення, яка спирається на досвід будівництва місткостей для сільськогосподарських цілей (сталеві, бетонні, склопластикові силоси для консервації кормів, зерно- і гноєсховища).

Якщо циліндричний метантенк [8] розділити поперечною перегородкою на дві камери, відчувається економічний ефект в порівнянні із затратами, необхідними для виготовлення двох окремих резервуарів (система з поперемінним використанням реакторів – (рис. 1,г) або проточна система – (рис. 2)).

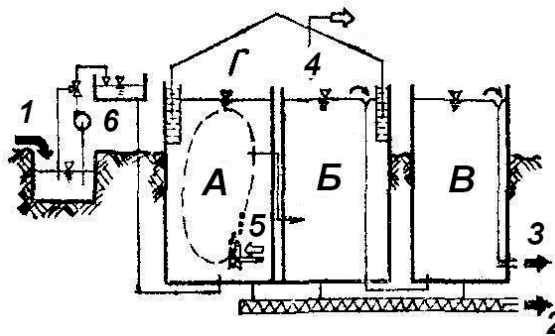


Рис. 2. Двокамерна біогазова установка, що працює за проточним принципом:

А – головна бродильна камера; Б – камера для остаточного зброджування і осадження біошламу; В – накопичувач біошламу; Г – простір для накопичення біогазу; 1 – подача гноівки; 2 – відведення крупнодисперсного біошламу; 3 – відведення дрібнодисперсного біошламу; 4 – відбір біогазу; 5 – перемішувач, що працює на стиснутому біогазі; 6 – насос

При такій компоновці не лише відпадає необхідність в теплоізоляції зовнішніх стінок метантенку, але і покращується теплопередача між обома камерами через перегородку, виконану з теплопровідного матеріалу. Вбудовування в цю перегородку нагрівального пристрою дає додаткові конструктивні і енергетичні переваги.

Кубічний метантенк у вигляді басейну або ями з кришкою (рис. 1,д) використовується переважно у простих невеликих установках [9], що зводяться власними силами. Такий біореактор можна теж розділити на дві частини (рис. 3): головну бродильну камеру 1 і камеру для остаточного зброджування і осадження біошламу 2.

Установки цього типу не дозволяють отримати високу ступінь зброджування субстрату, оскільки в них не забезпечується ні рівномірне перемішування біомаси, ні управління завантаженням робочого об'єму камери і часом перебування біомаси в метантенку, що необхідно для отримання максимального виходу біогазу. Руйнування плаваючої кірки і осаду пов'язане з великими витратами [10]. У *горизонтальному метантенку* (рис. 1,е) субстрат

переміщується в подовжньому напрямку, причому для невеликих установок можна застосовувати циліндричні біореактори, зроблені із сталі або склопластика. Перемішування субстрату відбувається за допомогою горизонтальної мішалки (рис. 4).

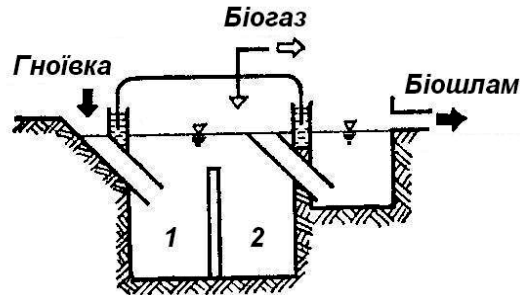


Рис. 3. Двокамерний кубічний метантенк

У горизонтальному метантенку (рис. 1,е) субстрат переміщується в подовжньому напрямку, причому для невеликих установок можна застосовувати циліндричні біореактори, зроблені із сталі або склопластика. Перемішування субстрату відбувається за допомогою горизонтальної мішалки (рис. 4).

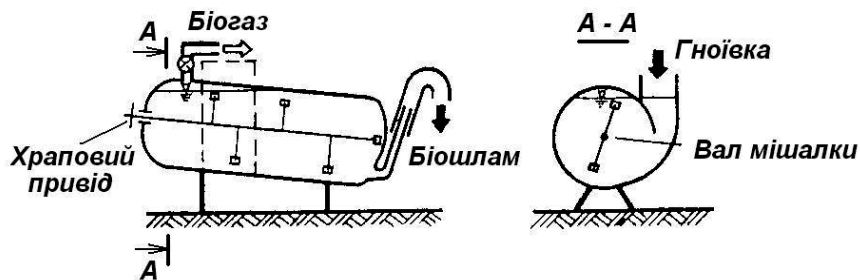


Рис. 4. Горизонтальний метантенк з перемішуючим пристроєм

Похиłe розташування подовжньої осі резервуару полегшує стікання біошламу у напрямку до вивантажного отвору. Така конструкція зручна для розміщення простого перемішуючого механізму.

Бродильна камера у вигляді виритої в ґрунті траншеї (рис. 1,ж) дозволяє обробляти великі кількості субстрату. Як будівельний матеріал використовують, як правило, бетон. Поверх субстрату плаває металічний поплавко-кришка, в якому накопичується біогаз. Подальшим розвитком даної конструкції є заміна сталі в кришці-поплавку на еластичний матеріал, який здатен збільшувати свій об'єм по мірі накопичення біогазу (рис. 5). Еластична кришка-поплавко підтримується на плаву за допомогою пінопластових плит.

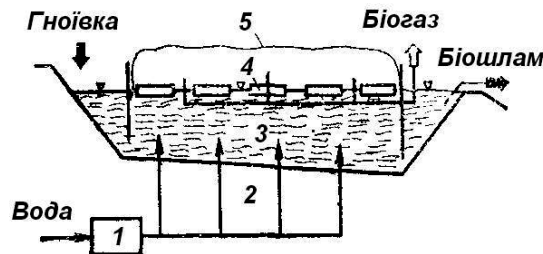


Рис. 5. Метантенк у вигляді виритої в ґрунті траншеї із еластичною кришкою-поплавком

Особливе положення займають еластичні метантенки, що використовуються переважно в країнах Східної Азії. Вони складаються із щільної прогумованої або пластмасової оболонки,

посиленої тканинними прошарками, яка має форму міхура, що полегшує сприйняття статичних навантажень. Еластичний метантенк робиться заглибленим в півсферичну виїмку в ґрунті (рис. 6), або знаходиться на поверхні землі і поміщається всередині жорсткого циліндричного огороження.

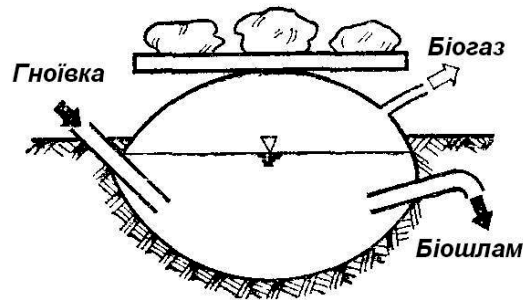


Рис. 6. Еластичний метантенк

При виборі форми, розмірів і конструкції метантенка враховуються насамперед наступні фактори: масова витрата субстрату при заповненні; заданий вихід біогазу або міра зброджування субстрату як функція від концентрації сухих речовин, завантаження робочого простору, часу циклу зброджування і інтенсивності перемішування; вживана система виробництва; рівень механізації.

Вказані типи метантенків можуть бути розміщені наземним, напівзаглибленим або заглибленим способом.

Наземне розміщення метантенка обирають, як правило, при високому рівні ґрунтових вод. Можна заощадити на земляних роботах, але при цьому необхідно використовувати дорогі матеріали для зовнішньої теплоізоляції. Недоліком є високі тепловтрати в зимовий період і підвищені інвестиційні витрати при висоті резервуару понад 6 м.

Заглиблене розміщення метантенка має ту перевагу, що ферментатори не змінюють загального вигляду ландшафту, не займають місця і таким чином можуть розташовуватися в центрі архітектурного комплексу. Крім того, із-за свого перебування в ґрунті вони захищені від різких зовнішніх температурних коливань, що особливо стає помітним в холодні зими завдяки низьким витратам енергії на підтримання процесу. Для використання такого варіанту завжди необхідно враховувати рухи ґрунту, а весь контур резервуару має бути ізольований дорогими, стійкими до вологи ізоляційними матеріалами.

ВИСНОВКИ

1. Горизонтальне розташування метантенків дозволяє ефективно перемішувати субстрат та забезпечувати безперервне протікання процесу за рахунок його пробкового проштовхування. Вертикальні метантенки, в порівнянні з горизонтальними, більш компактні, займають меншу площу і мають нижчі втрати тепла.

2. Для великомасштабних виробництв біогазу найкращим чином відповідають циліндричний, горизонтальний, еластичний метантенки, та метантенк в формі яйцеподібного резервуару. Кубічний метантенк та бродильна камера в вигляді виритої траншеї за економічними показниками більше підходить для невеликих біогазових установок.

3. Наземне розташування метантенка краще підходить для теплого клімату. Якщо клімат більш холодний, для зниження тепловитрат встановлюються заглиблені та напівзаглиблені метантенки.

ЛІТЕРАТУРА

1. Баадер В. Биогаз: теория и практика / В. Баадер, Е. Доне, М. Бренндерфер. – М.: Колос, 1982. – 148 с.

2. Енергобіотехнологія: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 248 с.
3. Технології виробництва біогазу : [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 84 с.
4. Эдер Б. Биогазовые установки. Практическое пособие / Барбара Эдер, Хайнц Шульц. – М.: Колос, 2006. – 240 с.
5. Технології виробництва біодизеля : [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев. – К.: Холтех, 2009. – 100 с.
6. Енергобіотехнологія: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук. – К.: Холтех, 2011. – 356 с.
7. Технології виробництва біогазу: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев, І.В. Свистунова. – К.: Холтех, 2010. – 84 с.
8. Eder Barbara. Biogas-Praxis: Grundlagen, Planung, Anlagenbau, Beispiele, Wirtschaftlichkeit / Barbara Eder, Heinz Schulz; mit Beiträgen von Andreas Krieg. – 3. vollständig überarbeitete und erweiterte Aufl. – Staufen bei Freiburg: Ökobuch, 2006. – 238 str.
9. ATmega8 data sheet / [Електронний ресурс] / Atmel corporation // Режим доступу до журн.: http://www.atmel.com/dyn/resources/prod_documents/doc2486.pdf.
10. FT232R USB UART IC Datasheet / [Електронний ресурс] / FTDI // Режим доступу до журн.: http://www.ftdichip.com/Documents/DataSheets/DS_FT232R_V205.pdf.

STRUCTURAL FEATURES OF METHANE-TANK

Summary. The analysis of existent constructions of methane-tank is conducted. Considered their basic advantages and failings.

Key words: biogas, methane-tank, bioreactor, chamber of fermentation.

УДК 662.756.3.002.5

АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗНЕВОДНЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА

Maksym Pavlenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. На основі аналізу методів зневоднення рідких середовищ визначено раціональний метод видалення вологи з дизельного біопалива, який може використовуватися на заводах господарського типу.

Ключові слова: дизельне біопаливо, зневоднення, метилові ефіри жирних кислот, розпилювання.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При виробництві дизельного біопалива необхідно незалежно від продуктивності обладнання отримувати кінцевий продукт: метилові ефіри жирних кислот (МЕЖК), якість яких в Україні регламентуються ДСТУ 6081. На заводах господарського типу рослинні олії трансформують у МЕЖК в результаті реакції етерифікації при їх взаємодії з метанолом у присутності лужного каталізатора. При цьому у ефірній фракції також присутні неповні продукти реакції: гліцерол, метанол та вода [11]. Одним із найважливіших аспектів виробництва є очистка дизельного біопалива з типовою послідовністю технологічних операцій: відгонка метанолу, промивка підкисленою водою, промивка дистильованою водою та зневоднення [1]. Тільки після повного очищення МЕЖК можуть використовуватися в якості палива. Кінцевий етап очищення ефірної фракції – зневоднення після якого вміст вологи МЕЖК повинен бути менше 0,05 згідно ДСТУ 6081. Цей етап очистки дизельного біопалива недостатньо розглянутий. Потрібно дослідити і підібрати раціональний метод зневоднення дизельного біопалива.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Проблемами зневоднення рідких середовищ займалися Ликов М.В. [5], Лебедев П.Д. [3], Плановський А.Н.[8], Дитнерський Ю.І.[2], Неймарк І.Є. [7], Рашковська Н.Б.[9], Сажин Б.С.[10], Леончик Б.И.[4], які обґрунтували методи видалення вологи та параметри обладнання для його здійснення. Обладнання для зневоднення існує багато. Воно відрізняється технічними параметрами, можливістю працювати із різними розчинами. Традиційно зневоднення відбувається таким чином: розчин продувається гарячим повітрям при температурі від 135 °С, під тиском від 2-200 ат. Також можна використовувати силікагель як агент, який при взаємодії з розчином зневоднює його [5].

Мета дослідження. Виявити раціональний метод для зневоднення дизельного біопалива для заводів господарського типу.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДИСКУСІЯ

Зневоднення – процес штучного видалення вологи із речовин шляхом випаровування вільних молекул води. Існує багато методів зневоднення, але для рідких речовин традиційним став метод розпилення. Зневоднення розпилюванням обумовлене диспергуванням рідких матеріалів, гідродинамікою, тепло- і масообміном в сушильній камері. Сам процес відбувається в такій послідовності – до сушильної камери подають гаряче повітря (100-135 °С) [4] знизу під тиском подається рідина, яка проходячи через гарячий потік зневоднюється,

волога випаровується і виводиться разом з сухим повітрям, де потім охолоджується і збирається у волого збірнику .

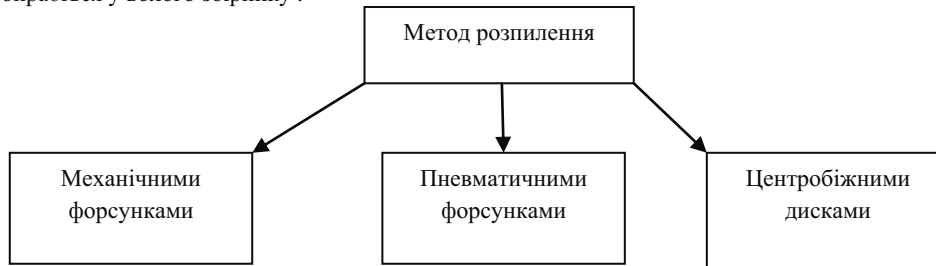


Рис. 1. Методи розпилення

При зневодненні розпиленням використовують три метода розпилювання (рис.1): механічними форсунками, пневматичними та центробіжними дисками [5, 4, 9].

Розпилення механічними форсунками проводяться при тиску 30-200 ат. Якість розпилення в основному визначається турбулентністю струї. Турбулізація струї збільшується якщо їй надають обертового руху. На цьому принципі побудована робота більшості механічних форсунок.

В пневматичних форсунках для розпилювання використовують стиснуте повітря тиском 5-6 ат або пар тиском 4-6 ат. Витрати стиснутого повітря складають 0,4-0,5 кг/кг розчину (для розпилення використовують тільки сухий або перегрітий пар). Пневматичні форсунки є двох типів: з вертикальним факелом і горизонтальним. Продуктивність вертикальної складає до 650 кг/год, але із збільшенням продуктивності різко зростає неоднорідність розпилю, тому максимумом для цих форсунок є 500 кг/год [5, 6, 9].

При розпиленні паром бажано використовувати перегрітий пар, щоб при його адиабатному скінченні не утворились краплини води. При паровому розпилі значно підвищується вологість газів, тому для отримання сухого сипучого продукту і передбачення конденсації вологи в газоходах зазвичай підвищують температуру вихідних газів до 135-145°C.

Найбільш широкого вжитку отримало розпилення за допомогою центробіжних дисків. Цей метод відрізняється від розпилення механічними форсунками тим, що розчину дається більша швидкість без тиску на нього. Через спеціальну розподільчу коробку чи трубку з отворами розчин під невеликим збитковим тиском подають на диск, де він отримує обертовий рух. Завдяки діям центробіжної сили розчин у вигляді плівки з безперервно зростаючою швидкістю переміщується до лопаток чи соплам і далі по ним – до периферії диска, звідки розкидається. При цьому відбувається розпилювання [4, 10].

Основні робочі параметри та характеристики методів розпилення наведені в таблиці 1.

Таблиця 1. Основні параметри методів розпилення

Показники	Методи розпилювання		
	центробіжні механічними форсунками [5]	пневматичними форсунками [4, 9]	центробіжними дисками [2, 3, 5]
Атмосферний тиск, ат	30 - 200	7	-
Витрати електроенергії, кВт/т	4	50 - 60	100
Продуктивність, т/год	4,5 - 6	2	15
Обертова швидкість, м/с	-	-	120
Діаметр факелу розпилю, м	0,001	1,4 - 1,7	9
Кут факелу розпилю, °С	40 - 150	-	90 - 120
Температура, °С	90 - 110	135 - 1000	110 - 550
Кількість повітря, м ³ /год	-	-	12000

До переваг механічного розпилення можна віднести:

- форсунки дуже прості і компактні, працюють безшумно,

2. малі витрати електроенергії на розпилення,
3. можна легко отримати бажану конфігурацію факела змінами внутрішнього пристрою форсунки,
4. велика продуктивність: на одній форсунці можна розпилювати до 4500 кг/год розчину, отримуючи при цьому необхідну степінь дисперсності.

До недоліків можна віднести:

1. практично не можливо регулювати продуктивність форсунки в процесі роботи,
2. малі розміри вихідного отвору (0,5-1,0 мм); тому форсунки чутливі до засмічення сторонніми домішками розчинів, при наявності яких вони швидко забиваються,
3. центробіжними форсунками не можна розпилювати пастоподібні розчини і густі суспензії,
4. вихідний отвір форсунки в експлуатації внаслідок ерозії розробляється, що призводить до змін продуктивності форсунки.

До переваг *пневматичного* розпилення відносяться:

За допомогою пневматичних форсунок можна розпилювати розчини практично будь-якої в'язкості. Надійні в експлуатації, прості за конструкцією, можна легко змінювати форму факела розпилю в потрібному напрямку.

До недоліків можна віднести:

В першу чергу великі витрати електроенергії, важкість отримання задовольняючого розпилю при великій продуктивності форсунки, сам розпил в більшості неоднорідний в порівнянні з іншими методами розпилю.

До переваг розпилю *центробіжними дисками* можна віднести:

1. на диску можна розпилювати розчини високої в'язкості, включаючи грубодисперсійні суспензії та пасти,
2. диски не мають малих отворів для проходження розчину, тому вони не засмічуються і працюють надійно, даючи рівномірний розпил,
3. на одному диску можна отримати велику продуктивність (до 15000 кг/год),
4. витрати електроенергії менші, ніж при використанні пневматичних форсунок, але більші ніж в механічних,
5. при дисковому розпилю сушилльне устаткування легко автоматизується.

До недоліків можна віднести:

Велика вартість розпилюючого механізму, необхідність постійного догляду, а саме за змащуванням та за диском.

При зневодненні виникає необхідність охолоджувати на виході гарячий потік, який містить в собі вологу. Для кращого збирання вологи найкраще використовувати силікагель, він чудово поглинає її і піддається відновленню [2, 4, 5, 8, 9].

Силікагель є високопористим тілом, утвореним найдрібнішими сферичними частинками, за хімічним складом - двоокисом кремнію SiO_2 (кремнеземом). За зовнішнім виглядом силікагель з зернами або кулястими гранулами. Принцип методу - адсорбування пари полярних речовин. Для силікагелю $\text{SiO}_2 \cdot x\text{H}_2\text{O}$ крім ОН-груп в адсорбційних процесах беруть участь і поверхневі силосанові групи $\equiv \text{Si-O-Si} \equiv$. Присутня в силікагелі вода утримується в ньому в результаті взаємодії з поверхневими силанольними групами і за рахунок капілярної конденсації [7].

У цілому спостерігаються наступні закономірності:

утримання молекул зростає:

- а) зі збільшенням полярності сорбату,
- б) зі зменшенням числа атомів вуглецю у молекулі,
- в) у міру стискування (сплошення) молекули і при збільшенні числа π -електронів (для поліядерних сполук),

утримання зменшується:

- а) зі збільшенням ступеня екранування полярних груп сорбату орто-замісниками,
- б) при збільшенні полярності рухомої фази,
- в) у міру дегідроксилування поверхні адсорбенту.

Після використання силікагелю його можна регенерувати. Регенерація - це процес відновлення робочих властивостей адсорбенту (в даному випадку силікагелю) після використання його для осушування або очищення будь-яких речовин. Регенерацію силікагелю

можна здійснювати в промисловому масштабі, в хімічній лабораторії, а також в побутових умовах.

Процес регенерації включає в себе три стадії: очищення адсорбенту (може не проводитися), десорбція - це процес, зворотний адсорбції, тобто видалення адсорбтиву з адсорбенту, охолодження адсорбенту після десорбції.

У промислових умовах процес регенерації можна провести різними способами, в залежності від того, для якого процесу осушування або очищення застосовувався силікагель. У лабораторії регенерацію силікагелю проводять в сушильній шафі при нагріванні до 150-170 °С протягом 3-4 годин [7].

ВИСНОВОК

Для заводів з виробництва дизельного біопалива господарського типу найбільш доцільно використовувати метод розпилення механічними форсунками, тому що при використанні інших методів (пневматичних форсунок та центробіжних дисків) виникають проблеми з енергетичною доцільністю, забезпеченням безвідходності адсорбентів, габаритами обладнання та економічною ефективністю.

ЛІТЕРАТУРА

1. Біопалива (технології, машини та обладнання) // Дубровін В.О., Корчемний М.О., Масло І.П., Шептицький О., Пасторе З., Гжибек А., Євич П., Амон Т., Криворучко В.В. – К.: ЦТІ: Енергетика і електрифікація, 2004 – 129 с.
2. Дытнеревский Ю.И. Процессы и аппараты химической технологии / Ю.И. Дытнеревский // М.: Химия, часть 2 «Массообменные процессы и аппараты, 1995 – 201 с.
3. Лебедев П.Д. Теплообменные, сушильные и холодильные установки / П.Д. Лебедев // М.: Энергия, 1972 – 220 с.
4. Лыков М.В. Распылительные сушилки./ М.В. Лыков, Б.И. Леончик. Основы теории и расчета. – М.: Машиностроение, 1966 – с 43-104 .
5. Лыков М.В. Сушка в химической промышленности / М.В. Лыков // М.: Химия, 1970 – с. 238-256 .
6. Мальтри В. Сушильные установки сельскохозяйственного назначения / В. Мальтри, Э. Пётке, Б. Шнайдер ; перевод с немецкого В.М. Комисарова, Ю.Л. Фрегера [под редакцией В.Г. Евдокимова]. – М.: Машиностроение, 1979 – 321 с.
7. Неймарк И.Е., Шейфайн Р.Ю. Силикагель, его получение, свойства и применение./ И.Е. Неймарк, Р.Ю. Шейфман. – К.: Наукова думка, 1973 – с. 160-166.
8. Плановский А.Н., Рамм В.М., Каган С.З. Процессы и аппараты химической технологии / А.Н. Плановский, В.М. Рамм., С.З. Каган. – М.: Госхимздат, 1962 – 502 с.
9. Рашковская Н.Б. Сушка в химической промышленности / Н.Б. Рашковская. – Ленинградское отделение: Химия, 1977 – 55 с.
10. Сажин Б.С. Основы техники сушки / Б.С. Сажин. – М.: Химия, 1984 – 152 с.
11. Технології виробництва біодизеля: [курс лекцій для студ. сільськогосп. вузів] / В.Г. Мироненко, В.О. Дубровін, В.М. Поліщук, С.В. Драгнев. – К.: Холтех, 2009. – 100 с.

ANALYSIS OF METHODS OF DEHYDRATION OF DIESEL BIOFUEL

Summary. On the basis of analysis of methods of dehydration of liquid environments the rational method of delete of moisture is certain from a diesel biopropellant, which can be utilized on the factories of economic type.

Key words: diesel biofuels, dehydration, methyl ethers of fat acids, sawing.

УДК 632.952:631.363.2

ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ГРИБНОЇ СИРОВИНИ МІКОБІОПРЕПАРАТУ

Valeriy Dubrovin, Victor Teslyuk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Вивчено продуктивність дробарки, фракційний склад грибної біомаси та обґрунтовано змінне решето експериментальної дробарки, яке забезпечує подрібнення грибів.

Ключові слова: грибна біомаса, гриб, подрібнення, мікобіопрепарат, плодове тіло, фракції, розміри, маса.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В якості сировини виробництва мікобіопрепарату біофунгіцид мікосан використовуються плодові тіла афілофоральних дереворуйнівних грибів. Однією із основних технологічних операцій виробництва мікобіопрепарату є подрібнення плодових тіл зазначених грибів з метою забезпечення процесу екстракції для отримання грибного екстракту як основної діючої речовини мікобіопрепарату [1-3].

Проведення експериментального дослідження заключається в обґрунтуванні процесу подрібнення, тобто у встановленні режимів подрібнення, визначенні діаметру отворів змінних решіт з метою досягнення оптимального фракційного складу грибної біомаси при максимальній продуктивності дробарки [4-7]. Основними показниками оптимізації операції подрібнення є продуктивність дробарки при різних отворах змінних решіт та розміри фракцій вихідної біомаси [8-10].

Мета досліджень полягала у визначенні впливу режимів дробарки при подрібненні плодових тіл грибів на продуктивність та однорідність фракційного складу подрібненої грибної біомаси.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

В якості дослідних зразків були відібрані плодові тіла гриба (*Fomes fomentarius* (*L. Fr.*), *Gill.*) зібраного із берези, які попередньо були висушені в умовах кімнатно-сухого сушіння до експлуатаційної вологості 11 – 15 %.

Для обґрунтування технологічної операції процесу подрібнення грибів в пошукових експериментах досліджували дробарки промислового виробництва, які не дали позитивного результату. Найбільш ефективною виявилася застосування дробарки виробництва дослідно-експериментального заводу нестандартного обладнання «дробарка малогабаритна ДМ. 00.00.000 Р Э».

В процесі підготовки грибів до подрібнення цілі плодові тіла розмірами більшими за 200X80X80 були за допомогою сокири розрублені на дослідні зразки, які вільно проходили через завантажувальну горловину дробарки малогабаритної ДМ. 00.00.000 РЭ. Змінними параметрами дробарки були каліброчні решітки діаметрами 4, 6, 8 мм (рис. 1).

Частота обертання ротора дробарки із закріпленими ножами при встановленій потужності двигуна 3,0 кВт складала 1500 об/хв.

Дослідні зразки плодових тіл грибів (*Fomes fomentarius* (*L. Fr.*), *Gill.*) рівномірними порціями завантажували через горловину у завантажувальну камеру. Після пуску машини одночасно із завантаження підготовлених зразків грибів вмикали секундомір.

Експериментально були вибрані діапазони продовження процесу подрібнення і по закінченні встановленого часу за масою готової подрібненої біомаси визначали продуктивність подрібнення та візуально встановлювали якість подрібнення. Критерієм оцінки операції подрібнення слугували продуктивність та наявність в подрібненій біомасі не подрібнених частинок трубчастого гемінофору. Зразки подрібненої біомаси зображені на рис.2.

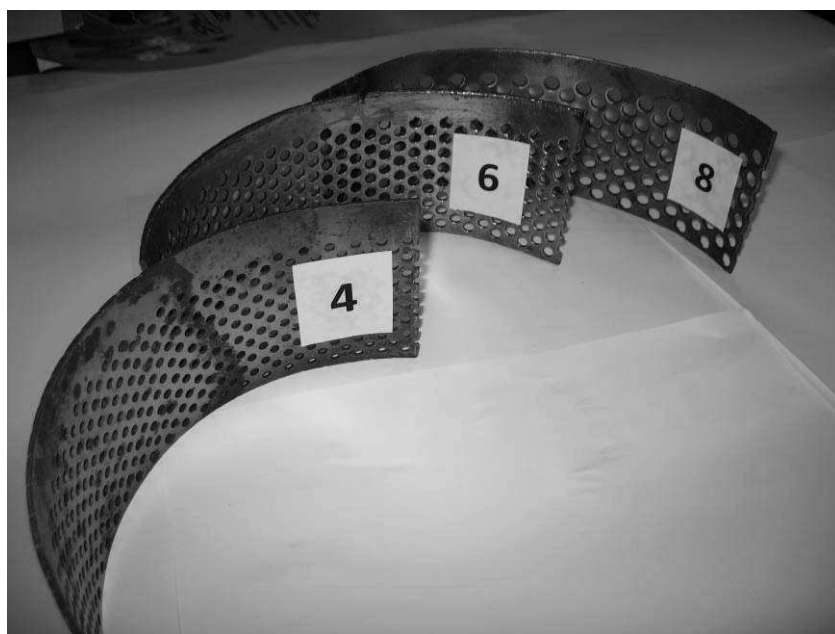


Рис. 1. Загальний вигляд змінних каліброваних решіток: 4 – решето діаметром 4 мм; 6 – решето діаметром 6 мм; 8 – решето діаметром 8 мм



Рис. 2. Зразок подрібнених плодових тіл грибної біомаси

Результати експериментальних досліджень продуктивності подрібнення відображені в табл. 1.

Таблиця 1. Кількість подрібненої біомаси грибів при різних діаметрах змінних решіт

№ п/п	Тривалість подрібнення, с	Маса подрібнених грибів, кг		
		d = 4 мм	d = 6 мм	d = 8 мм
1	900	1,97	3,60	5,17
4	1800	3,97	7,30	10,37
7	2700	6,00	11,03	15,57
10	3600	8,17	14,77	20,90

Аналіз результатів експериментальних досліджень представлених в табл.1. показує продуктивність, яку можна досягти при подрібненні плодкових тіл грибів (*Fomes fomentarius* (*L. Fr.*), *Gill.*) зібраних із берези і доведених до відповідної вологості.

З урахуванням забезпечення максимальної продуктивності подрібнення грибів із використанням експериментальної дробарки отримані результати є вихідними для визначення впливу розмірів біомаси на максимальне виділення діючої речовини глюканів і меланінів при екстракції грибної біомаси.

Для вивчення фракційного складу проводили дослідження подрібненої на різного діаметра змінних решетах фракційний склад. Для відбору фракцій брали грибну наважку в кількості 100 гр. На робочому столі візуально відбирали куски плодкових тіл діаметром більше 3 мм (рис. 3).



Рис. 3. Вивчення дослідних зразків грибної біомаси по фракціях

Відібрані контроль та варіант зважували на лабораторних вагах і отриманий результат записували в журнал.

Результати експериментальних досліджень подрібнення наведені в табл. 2.

Таблиця 2. Співвідношення фракцій грибної біомаси після подрібнення

№ п/п	Діаметр отворів змінного решета, мм	Маса отриманих фракцій, г		
		до 3 мм	3-6 мм	3-8 мм
1	4	99,23	0,77	0,00
2	6	92,93	7,07	0,00
3	8	67,93	0,00	32,07

Аналіз результатів отриманих експериментальних досліджень свідчить про те, що при застосуванні в дробарці змінного решета діаметром 4 мм частинок розміром більше 3 мм в досліджуваних варіантах отримували до 1% від обсягу маси дослідного зразка, тоді як при застосуванні змінного решета діаметром 6 мм їх наявність в загальному обсязі досягала 7,1 %. Результати дослідження процесу подрібнення при комплектації дробарки змінним решетом діаметром 8 мм показали, що в дослідному зразку кількість частинок фракції більше 3 мм становить до 32,07 %, що потребує повторного подрібнення.

ВИСНОВОК

Порівняльний аналіз застосування змінних решіт діаметрами 4мм, 6 мм та 8 мм в процесі подрібнення плодових тіл грибів (*Fomes fomentarius (L. Fr.), Gill.*) зібраних із берези та доведених до вологості 11 – 15 % показує, що при застосуванні решета діаметром 8 мм продуктивність дробарки становить – 20,9 кг/год., а в той же час фракційний склад подрібненої біомаси грибів частинок розмірами від 3 до 8 мм складає 32,07, що не значно перевищує технологічні вимоги. Застосування змінного решета з діаметром 6 мм на 23,3 % зменшує продуктивність дробарки порівняно із змінним решетом діаметром 8 мм, але фракційний показник наявності не подрібнених частинок розміром більше 3 мм складає менше 5 % від загальної подрібненої біомаси. В процесі технологічної операції подрібнення рекомендовано використовувати змінне решето діаметром 6 мм, що підтверджено наступними експериментами екстракції біомаси.

ЛІТЕРАТУРА

1. Бублик Л.І. Довідник із захисту рослин / Л.І. Бублик, Г.І. Васечко, В.П. Васильєв та ін. ; за ред. М.П. Лісового. – К.: Урожай, 1999. – 744 с.
2. Тютєрев С.Л. Научные основы индуцированной болезнестойчивости растений / С.Л. Тютєрев. – Санкт-Петербург.: ООО «ИЦЗР» ВИЗР, 2002. – 328 с.
3. Koga D. Plant self-defence mechanism: chitinase and chitin-binding receptor / Koga D., Yoshioka T., Karasuda S., Hatanaka Y. // Chitin Enzymology / Ed. R.A.A. Muzzarelli. – Italy: Atec, 2001. – P. 25–30.
4. Wojdyla A.T. Biochicol 020 PC (chitosan) in the control of some ornamental foliage diseases / Wojdyla A.T., Jaworska-Marosz A., Kazmiersky J. // Advances in chitin science. – Poznan, 2005. – Vol. VIII. – P. 300–307.
5. Тєслук В.В. Наукові передумови техніко-технологічного забезпечення процесу виробництва біопрепарату захисту рослин / В.В. Тєслук // Вісник ХДТУ сільського господарства. – Харків, 2001. – Вип. 8 “Підвищення надійності відновлюваних деталей машин”. – Т. 2. – С. 128–131.

6. Ревенко І.І. Технологічні особливості підходу до подрібнення сировини біофунгіцидів / І.І. Ревенко, В.В. Теслюк // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К.: НАУ, 2003. – Вип. 60. – С. 297–300.
7. Ревенко И.И. Эффективность одно-и двустадийного измельчения кормов / И.И. Ревенко // Техника в сельском хозяйстве. – 1988. – № 5. – С. 28–30.
8. Саблук В.Т. Ефективність застосування біофунгіциду Мікосан-Н проти коренеїду / В.Т. Саблук, В.В. Теслюк, В.З. Табачук // Цукрові буряки. – 2003. – № 6(36). – С. 17–18.
9. Кошевський І.І. Активация захисних механізмів овочевих культур / І.І. Кошевський, Р.В. Ковбасенко, В.М. Ковбасенко, В.В. Теслюк // Інтегрований захист рослин на початку ХХІ століття : Матеріали міжнародної науково-практичної конференції ; Інститут захисту рослин. - К.: Ніжин. Колоб'іг, 2004. – С. 343–348.
10. Теслюк В.В. Дослідження бакової суміші індукторів резистентності овочевих культур / В.В. Теслюк, Р.В. Ковбасенко, А.П. Дмитрієв, В.О. Дубровін, В.М. Ковбасенко // Агробіологія : зб. наук. пр. / Білоцерківський національний аграрний університет. – Біла Церква, 2010. – Вип. 3 (74). – С. 53–56.

TECHNOLOGICAL ESTIMATION OF PROCESS OF GROWING OF MUSHROOM RAW MATERIAL OF MIKOBIOPREPARATA SHALLOW

Summary. The productivity of crusher, factious composition of mushroom biomass and grounded variable sieve of experimental crusher, which provides growing of mushrooms shallow, is studied.

Key words: mushroom biomass, mushroom, growing, mikobiopreparat, fruit body, factions, sizes, mass shallow.

УДК 539.374, 624.131.4

ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ҐРУНТУ ПІД ДІЄЮ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ

Volodymyr Kovbasa, Oleksandr Gutsol

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Розв'язана задача про розподіл компонентів деформацій, переміщень і напружень у ґрунті при дії на нього дисковим робочим органом. Отримані компоненти сил, що діють з боку ґрунту на поверхню диска, а також залежності зв'язку компонент швидкостей переміщення точок на поверхні контакту в залежності від параметрів і режимів роботи дискового робочого органу.

Ключові слова: поверхня контакту, компоненти деформацій, компоненти переміщень компоненти напружень, дисковий робочий орган.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Сучасні дискові робочі органи відрізняються між собою за конструктивними параметрами, технологічністю їх виконання. Ці зміни лише частково впливають на енергомісткість процесу, тому одним із напрямків зниження трудомісткості процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами є дослідження напружень і сил, що виникають при ґрунтообробці [1-5].

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Аналіз останніх досліджень і публікацій показав [1-10], що розвиток поверхневого обробітку ґрунту набуває все більшої актуальності. На процес обробітку ґрунту дисковими робочими органами впливає як тип робочого органа, режими роботи, а також властивості ґрунту, що обробляється. При ґрунтообробці також важливими показниками являються якість та енергоємність процесу обробітку. Тому при оптимізації процесу обробітку ґрунту необхідно взаємопов'язати властивості ґрунту, режими роботи, конструктивні особливості ґрунтообробного органа із забезпеченням

Метою роботи є оптимізація процесу обробітку ґрунту дисковими робочими органами, шляхом встановлення залежностей, що описують взаємодію поверхні контакту диска з ґрунтом.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Результати досліджень показують, що для вирішення задачі про визначення напружень та сил, що діють з боку ґрунту на поверхню контакту диска, необхідно послідовно розв'язати задачу про розподіл компонент переміщень, компонент деформацій, та з використанням фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями про розподіл напружень у ґрунтового середовищі перед робочим органом з урахуванням швидкості переміщення диска та механічних властивостей ґрунту. Після отримання розподілу компонент напружень шляхом інтегрування відповідних компонент напружень на поверхні контакту отримуються компоненти сил, що діють з боку ґрунту на поверхню диска. Раніше, на основі кінематичного аналізу взаємодії дискового робочого органу були отримані залежності зв'язку компонент

швидкостей переміщення точок на поверхні контакту в залежності від параметрів і режимів роботи дискового робочого органу у вигляді:

$$\begin{aligned}
u_0 &= \frac{1}{r(\delta-1)} U_m \sec(\alpha) \sec(\delta) (a\delta + \\
&+ \cos^2(\gamma) \sqrt{\sec^2(\gamma) (2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) \sec(\gamma) + r^2 - \sec^2(\alpha) (\eta^2 \sec^2(\gamma) + \xi^2))} - \\
&- r \cos(\gamma) + \eta), \\
v_0 &= -\frac{1}{r(\delta-1)(\sec^2(\alpha) + 1)} U_m \sec(\alpha) \cos^2(\gamma) \sec(\delta) \times \\
&\times \left[\begin{aligned} & \left(\frac{\sec^2(\gamma) ((\zeta - a) \sec(\gamma) + \sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) + r)^2 -}{(\sec^2(\alpha) + 1) ((a - \zeta) \sec^2(\gamma) (a - 2r \cos(\gamma) - \zeta) + \xi^2 \sec^2(\alpha))} + \right. \\ & \left. \frac{\sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) + r)^2 - (\sec^2(\alpha) + 1) ((a - \zeta) \sec^2(\gamma) (a - 2r \cos(\gamma) - \zeta) +}{+\xi^2 \sec^2(\alpha))} \right) - a \sec^2(\gamma) + \sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) \sec(\gamma) + r \sec(\gamma) + \zeta \sec^2(\gamma) \end{aligned} \right], \\
w_{01} &= \frac{1}{r(\delta-1)} i U_m \sec(\delta) \sqrt{\frac{\sec(\gamma) (\sec(\gamma) (a - \zeta + \eta) (a - 2r \cos(\gamma) - \zeta + \eta) -}{-2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) + \eta^2 \sec^2(\alpha) \sec(\gamma))}}, \\
w_{02} &= -\frac{1}{r(\delta-1)} i U_m \sec(\delta) \sqrt{\frac{\sec(\gamma) (\sec(\gamma) (a - \zeta + \eta) (a - 2r \cos(\gamma) - \zeta + \eta) +}{+2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec(\alpha) + \eta^2 \sec^2(\alpha) \sec(\gamma))}},
\end{aligned} \tag{1}$$

де: ξ, η, ζ – координати точок контакту диска в системі координат $\xi \eta \zeta$ idem xyz ,

α, γ – кути нахилу осі обертання диска до перпендикуляру до напрямку руху машини у горизонтальній площині та до горизонтальної площини у поперечно-вертикальній площині, відповідно,

δ – коефіцієнт буксування (ковзання диска),

a – глибина ходу диска у ґрунті,

R, r – радіус кривизни диска та половина діаметра диска, відповідно.

Слід відзначити, що дві компоненти швидкостей руху w_{01}, w_{02} відповідають швидкостям руху точок контакту в системі координат $\xi \eta \zeta$ idem xyz при значеннях X або ξ , що мають знаки «+» або «-».

Для розв'язання задачі про розподіл напружень та деформацій необхідно розв'язати рівняння рівноваги середовища:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0.$$

(2)

Підстановка у рівняння (2) виразів фізичних рівнянь, що отримані раніше з урахуванням того, що швидкості деформацій виражені через компоненти переміщень, а отже виразів компонентів напружень через швидкості переміщень дозволить прийти до виразів у вигляді еліптичних рівнянь. Так вирази компонентів деформацій (отримані раніше мають вигляд):

$$\sigma_x = \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)} (\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z)}{-1+2\nu} \right),$$

$$\begin{aligned} \sigma_y &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \sigma_z &= \frac{2}{9} \mu \left(3a^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{a^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \tau_{xy} &= a^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \quad \tau_{xz} = a^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xz}; \quad \tau_{yz} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{yz}, \\ K_1 &= \frac{3El}{(2\mu + 2\mu\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}} \cdot K_3 = - \frac{9l \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_y) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}, \\ K_2 &= - \frac{27l(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2a^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}. \end{aligned} \quad (3)$$

Аналіз залежностей (3) (рис. 1) дозволив зробити висновок, що для технічних застосувань можуть бути використані спрощені залежності які відрізняються від точних не більше ніж на 15%, що є достатнім для прикладного застосування.

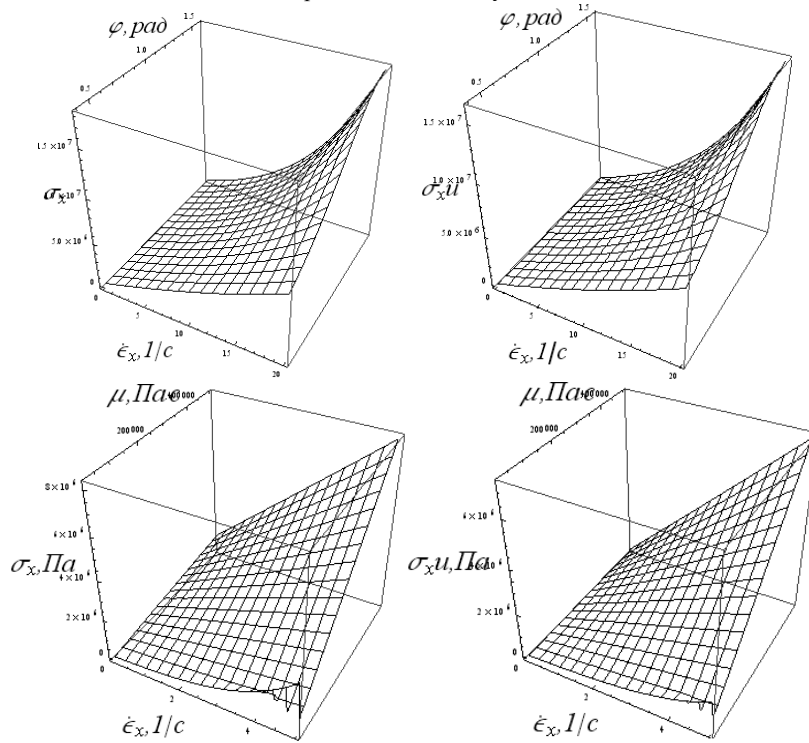


Рис. 1. Залежність компонент напружень від властивостей ґрунту та швидкостей деформацій за точними виразами σ_x та спрощеними $\sigma_x u$ (залежності (4))

Ці вирази мають вигляд: $\sigma_x = -2\mu \dot{\varepsilon}_x S_e$; $\sigma_y = -2\mu \dot{\varepsilon}_y S_e$; $\sigma_z = 2\mu \varepsilon_z S_e$;

$$\tau_{xy} = T\mu\dot{\gamma}_{xy}; \tau_{xz} = T\mu\dot{\gamma}_{xz}; \tau_{yz} = T\mu\dot{\gamma}_{yz}; S_e = \frac{(-a^{2aT}(1+\nu) + 6e^T(-1+2\nu))}{-9+18\nu};$$

$$T = -\frac{9l(\tau_0 \cos\varphi - 2\frac{3El}{(2\mu+2\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}\mu(1+\nu)\dot{\varepsilon}\sin\varphi)}{2\sqrt{2}\mu\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}(-3+\sin\varphi)} \quad a = (3(-1+2\nu))/(2(1+\nu)), \quad (4)$$

У виразах для T для кожної компоненти напружень $\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_i, i = (x, y, z)$.

Вирази для похідних компонентів напружень, що входять в рівняння динаміки середовища по напрямках виражені через компоненти швидкостей переміщень в загальному вигляді мають вигляд:

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = \partial_x(-2\mu\dot{\varepsilon}_x S_e / (\dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z])),$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} = \partial_y(-2\mu\dot{\varepsilon}_y S_e; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = \partial_z(-2\mu\dot{\varepsilon}_z S_e; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} = \partial_x(T\mu\dot{\gamma}_{xy}; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\dot{\gamma}_{xy} = \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z],$$

$$\dot{\gamma}_{yz} = \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]),$$

$$\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} = \partial_x(T\mu\dot{\gamma}_{xz}; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\dot{\gamma}_{xy} = \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z],$$

$$\dot{\gamma}_{yz} = \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]),$$

$$\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} = \partial_y(T\mu\dot{\gamma}_{yz}; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\dot{\gamma}_{xy} = \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z],$$

$$\dot{\gamma}_{yz} = \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]),$$

$$\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} = \partial_z(T\mu\dot{\gamma}_{yz}; \dot{\varepsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\varepsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]),$$

$$\dot{\gamma}_{xy} = \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z],$$

$$\dot{\gamma}_{yz} = \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]). \quad (5)$$

З урахуванням виразів (5) рівняння динаміки матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
 &T\mu(u^{(0,0,2)}[x, y, z] + w^{(1,0,1)}[x, y, z]) + T\mu(u^{(0,2,0)}[x, y, z] + \\
 &+ v^{(1,1,0)}[x, y, z]) - 2S_e\mu u^{(2,0,0)}[x, y, z] = 0, \\
 &T\mu(v^{(0,0,2)}[x, y, z] + w^{(0,1,1)}[x, y, z]) - 2S_e\mu u^{(1,1,0)}[x, y, z] + \\
 &+ T\mu(u^{(1,1,0)}[x, y, z] + v^{(2,0,0)}[x, y, z]) = 0, \\
 &TE\mu(v^{(0,1,1)}[x, y, z] + w^{(0,2,0)}[x, y, z]) - 2SE\mu u^{(1,0,1)}[x, y, z] + \\
 &+ TE\mu(u^{(1,0,1)}[x, y, z] + w^{(2,0,0)}[x, y, z]) = 0.
 \end{aligned}$$

(6)

Вигляд рівнянь (6) дає підстави віднести їх до рівнянь еліптичного типу, а отже розв'язком цих рівнянь відносно компонент швидкостей переміщень ґрунту у на півпросторі перед робочим органом можуть бути гармонічні потенціальні функції, що задовольняють умови на границях на півпросторі, що розглядається. Граничні умови для даної задачі є наступними: на поверхні контакту компоненти швидкостей переміщень повинні мати величини u_0, v_0, w_0 (1), на відстані $r = \sqrt{(x - \xi)^2 + (y - \eta)^2 + (z - \zeta)^2} \rightarrow \infty$ – компоненти швидкостей переміщень прямують до 0. Таким умовам може забезпечувати фундаментальний розв'язок (гармонічна потенціальна функція) у вигляді потенціалу подвійного шару:

$$\begin{aligned}
 u &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_0^a \int_{-\eta_1}^{\eta_1} \frac{u_0((y - \eta + \varrho) + (z - \zeta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\eta d\zeta, \\
 v &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_0^a \int_{-\xi_1}^{\xi_1} \frac{v_0((x - \xi + \varrho) + (z - \zeta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\xi d\zeta, \\
 w &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_{-\xi_1}^{\xi_1} \int_{-\eta_1}^{\eta_1} \frac{w_0((x - \xi + \varrho) + (y - \eta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\eta d\xi,
 \end{aligned}$$

(7)

ϱ – постійна, що усуває сингулярність потенціальних функцій. Підінтегральна функція $f = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{u_0((y + \varrho) + (z + \varrho))}{((x + \varrho)^2 + (y + \varrho)^2 + (z + \varrho)^2)^{3/2}}$ графічно зображена на

рис. 2.

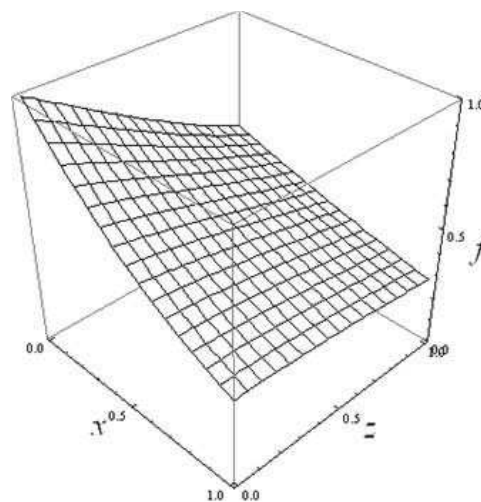


Рис. 2. Вигляд підінтегральної гармонічної потенціальної функції, що забезпечує виконання граничних умов

Крім того однією з умов розв'язання задачі про знаходження швидкостей переміщень, а далі компонент швидкостей деформацій та компонент напружень – є умова виконання сумісності деформацій:

$$\begin{aligned}\frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_x}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_y}{\partial x^2} &= \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{xy}}{\partial y \partial x}; \quad \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_x}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_z}{\partial x^2} = \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{xz}}{\partial z \partial x}; \quad \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_y}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_z}{\partial y^2} = \frac{\partial^2 \dot{\gamma}_{yz}}{\partial z \partial y}, \\ \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} \right) &= 2 \frac{\partial^2 \epsilon_x}{\partial z \partial y}; \quad \frac{\partial}{\partial y} \left(-\frac{\partial \dot{\gamma}_{xz}}{\partial y} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} \right) = 2 \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_y}{\partial z \partial x}, \\ \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial \dot{\gamma}_{xz}}{\partial y} - \frac{\partial \dot{\gamma}_{xy}}{\partial z} + \frac{\partial \dot{\gamma}_{yz}}{\partial x} \right) &= 2 \frac{\partial^2 \dot{\epsilon}_z}{\partial x \partial y}.\end{aligned}$$

У зв'язку з неможливістю інтегрування виразів (7) у загальному вигляді можна застосувати метод розв'язання подібних задач, що полягає у тому, коли внаслідок збіжності інтегралів (7) можна визначити диференціальні значення компонент деформацій з підінтегральних виразів, а потім при необхідності провести інтегрування. При цьому, оскільки в задачі стоїть необхідність знаходження напружень на поверхню контакту диск-грунт, то достатньо визначити і компоненти деформацій на цій же поверхні контакту. Тому можна розглядати не інтегральні функції, що визначають розподіл швидкостей переміщень а їх підінтегральні вирази:

$$\begin{aligned}du &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{u_0((y-\eta+\varrho)+(z-\zeta+\varrho))}{((x-\xi+\varrho)^2+(y-\eta+\varrho)^2+(z-\zeta+\varrho)^2)^{3/2}}, \\ dv &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{v_0((x-\xi+\varrho)+(z-\zeta+\varrho))}{((x-\xi+\varrho)^2+(y-\eta+\varrho)^2+(z-\zeta+\varrho)^2)^{3/2}}, \\ dw &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{w_0((x-\xi+\varrho)+(y-\eta+\varrho))}{((x-\xi+\varrho)^2+(y-\eta+\varrho)^2+(z-\zeta+\varrho)^2)^{3/2}}.\end{aligned}\tag{8}$$

Продиференціювавши останні вирази у відповідності до геометричних рівнянь Коші:

$$\begin{aligned}d\epsilon_x &= \frac{\partial du}{\partial x}; \quad d\epsilon_y = \frac{\partial dv}{\partial y}; \quad d\epsilon_z = \frac{\partial dw}{\partial z}; \quad d\gamma_{xy} = \frac{\partial du}{\partial y} + \frac{\partial dv}{\partial x}, \\ d\gamma_{xz} &= \frac{\partial du}{\partial z} + \frac{\partial dw}{\partial x}; \quad d\gamma_{yz} = \frac{\partial dv}{\partial z} + \frac{\partial dw}{\partial y},\end{aligned}$$

Межі інтегрування потенціальних функцій (7) визначаються точками перетину частини диска, що знаходиться у ґрунті з його денною поверхнею по відповідним осям координат:

$$\begin{aligned}\zeta &= \{0, a\}; \quad \xi = \{-\cos\alpha\sqrt{2a\sec\gamma - a^2\sec^2\gamma}; \cos\alpha\sqrt{2a\sec\gamma - a^2\sec^2\gamma}\}, \\ \eta &= \left\{ \begin{aligned} &\frac{1}{1+\sec^2\alpha}(-a+r\cos\gamma+\sqrt{-r^2+R^2}\cos\gamma\sec\alpha - \\ &-\frac{1}{2}\sqrt{-4a(a-2r\cos\gamma)(1+\sec^2\alpha)+4(a-\cos\gamma(r+\sqrt{-r^2+R^2}\sec\alpha))^2}), \\ &\frac{1}{1+\sec^2\alpha}(-a+r\cos\gamma+\sqrt{-r^2+R^2}\cos\gamma\sec\alpha + \\ &+\frac{1}{2}\sqrt{-4a(a-2r\cos\gamma)(1+\sec^2\alpha)+4(a-\cos\gamma(r+\sqrt{-r^2+R^2}\sec\alpha))^2}) \end{aligned} \right\}.\end{aligned}\tag{9}$$

Координати ξ, η, ζ , в системі координат xyz виражаються залежностями, що зв'язують геометричні розміри диска та кути встановлення осі його обертання залежностями:

$$\zeta = a + \eta - r \cos \gamma +$$

$$+ \cos^2 \gamma \sqrt{(\sec^2 \gamma (r^2 + 2\sqrt{-r^2 + R^2} \eta \sec \alpha \sec \gamma - \sec^2 \alpha (\xi^2 + \eta^2 \sec^2 \gamma))),}$$

$$\xi = -\cos \alpha \sqrt{\frac{(2ar \sec \gamma - 2r\zeta \sec \gamma + 2r\eta \sec \gamma +$$

$$+ 2\sqrt{-(r-R)(r+R)} \eta \sec \alpha \sec \gamma - a^2 \sec^2 \gamma + 2a\zeta \sec^2 \gamma -$$

$$- \zeta^2 \sec^2 \gamma - 2a\eta \sec^2 \gamma + 2\zeta \eta \sec^2 \gamma - \eta^2 \sec^2 \alpha \sec^2 \gamma)}{2(1 + \sec^2 \alpha)}}},$$

$$\eta = \frac{1}{2(1 + \sec^2 \alpha)} \left(\frac{-2a + 2\zeta + 2r \cos \gamma + 2\sqrt{-(r-R)(r+R)} \cos \gamma \sec \alpha +}{\sqrt{((2a - 2\zeta - 2r \cos \gamma - 2\sqrt{-(r-R)(r+R)} \cos \gamma \sec \alpha)^2 -$$

$$- 4(1 + \sec^2 \alpha)(a^2 - 2a\zeta + \zeta^2 - 2ar \cos \gamma +$$

$$+ 2r\zeta \cos[\gamma] + \xi^2 \cos^2 \gamma \sec^2 \gamma))}} \right). \quad (10)$$

В залежностях (9),(10) величина A – глибина ходу робочого органу.

Отримані компоненти деформацій у відповідності до залежностей (9) при визначенні компонент деформацій на поверхні контакту диск-ґрунт, тобто при умові $(x - \xi) = 0; (y - \eta) = 0; (z - \zeta) = 0$. Крім того оскільки інтегрування навіть в такому випадку в загальному випадку не можливе в елементарних функціях через іраціональність аргументів функції, що підлягають інтегруванню були розкладені в нормалізовані ряди Маклорена. Про розбіжність функцій у загальному вигляді та розкладених в ряд свідчать графіки на рис. 3.

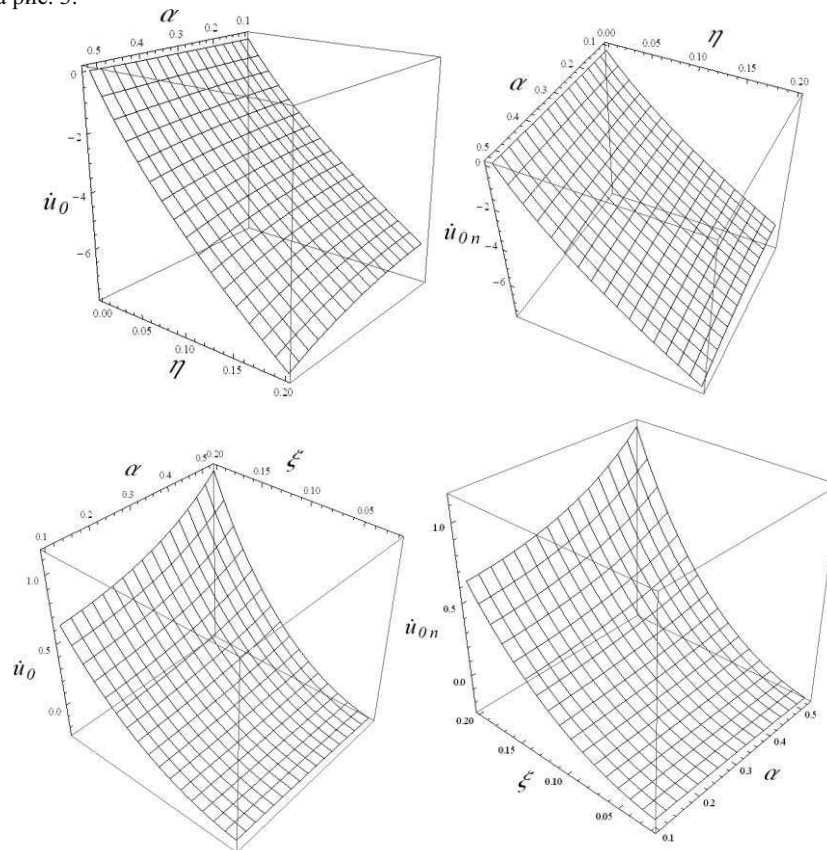


Рис. 3. Графіки залежності компоненти швидкості переміщень на поверхні контакту, що побудовані за залежностями (1) та за функціями (1), що розкладені в ряд Маклорена

В кінцевому вигляді функції деформації після інтегрування мають вигляд:

$$\dot{\epsilon}_{x0} = \frac{U_m \zeta \eta \operatorname{seca} \left(-2a\delta + 2r \cos \gamma - 2A_s \cos^2 \gamma + \frac{A_s \zeta \cos \gamma}{-r + a \operatorname{seca} \gamma} \right) \operatorname{seca} \delta}{r(-1 + \delta)(\varrho^2)^{3/2}},$$

$$\dot{\epsilon}_{y0} = \frac{1}{(r(-1 + \delta)(\varrho^2)^{3/2}(1 + \operatorname{seca}^2 \alpha))} \times$$

$$\left(\begin{array}{l} U_m \zeta \xi \cos^2 \gamma \operatorname{seca} \operatorname{seca} \delta \times \\ \left(\begin{array}{l} 2r \operatorname{seca} \gamma + 2R_r \operatorname{seca} \operatorname{seca} \gamma - 2a \operatorname{seca}[\gamma]^2 - \\ -2 \sqrt{\operatorname{Sec}[\gamma]^2 (a(1 + \operatorname{seca}^2 \alpha) \operatorname{seca} \gamma (2r - a \operatorname{seca} \gamma) + \\ + (r + R_r \operatorname{seca} \alpha - a \operatorname{seca} \gamma)^2)} \\ + \zeta \left(\begin{array}{l} \operatorname{seca}^2 \gamma - \\ - \frac{\operatorname{seca} \operatorname{seca}^3 \gamma (R_r + \operatorname{seca} \alpha (-r + a \operatorname{seca} \gamma))}{\sqrt{\operatorname{Sec}[\gamma]^2 (a(1 + \operatorname{seca}^2 \alpha) \operatorname{seca} \gamma (2r - a \operatorname{seca} \gamma) + (r + R_r \operatorname{seca} \alpha - a \operatorname{seca} \gamma)^2)}} \end{array} \right) \end{array} \right) \end{array} \right),$$

$$\dot{\epsilon}_{z01} = \frac{8U_m \zeta \eta \xi \sqrt{\varrho^2} \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha}{1 + \cos^2 \alpha}} \cos \delta}{r(-1 + \delta) \varrho^4 (1 + \cos 2\delta)}; \dot{\epsilon}_{z02} = -\frac{8U_m \zeta \eta \xi \sqrt{\varrho^2} \sqrt{\frac{\cos^2 \alpha}{1 + \cos^2 \alpha}} \cos \delta}{r(-1 + \delta) \varrho^4 (1 + \cos 2\delta)},$$

$$\dot{\gamma}_{y0} = \frac{1}{2r(\delta - 1)(\varrho^2)^{3/2}} U_m \zeta \operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{Sec}(\delta)$$

$$(1 / (r - a \operatorname{Sec}(\gamma))^2 \eta (a(-2a^2 \delta \operatorname{seca}^2(\gamma) + 2ar(2\delta + 1) \operatorname{seca}(\gamma) +$$

$$+(\zeta - 2a) \sqrt{\operatorname{seca}^4(\gamma)(\alpha - r \cos(\gamma))^2 - 2r^2(\delta + 2)}) +$$

$$+ 2r \cos(\gamma) (\frac{1}{2}(4\alpha - \zeta) \sqrt{(\alpha - r \cos(\gamma))^2 \operatorname{seca}^4(\gamma) + r^2} - 2Asr^2 \cos^2(\gamma)) +$$

$$+ \frac{1}{\operatorname{seca}^2(\alpha) + 1} \xi \cos^2(\gamma) (\zeta (\operatorname{seca}^2(\gamma) - (\operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{seca}^3(\gamma) (\operatorname{seca}(\alpha) (\alpha \operatorname{seca}(\gamma) - r) + R_r))) \div$$

$$\div (\sqrt{(-\operatorname{seca}^2(\gamma) (\operatorname{seca}^2(\alpha) (\alpha^2 \operatorname{seca}^2(\gamma) - 2ar \operatorname{seca}(\gamma) + r^2 - R^2) -$$

$$- 2R_r \operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{seca}(\gamma) (r \cos(\gamma) - \alpha) -$$

$$- 2 \sqrt{-\operatorname{seca}^2(\gamma) (\operatorname{seca}^2(\alpha) (\alpha^2 \operatorname{seca}^2(\gamma) - 2ar \operatorname{seca}(\gamma) + r^2 - R^2) -$$

$$- 2R_r \operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{seca}(\gamma) (r \cos(\gamma) - \alpha) - r^2} -$$

$$- 2a \operatorname{seca}^2(\gamma) + 2r \operatorname{seca}(\gamma) + 2R_r \operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{seca}(\gamma))),$$

$$\dot{\gamma}_{xz0} = (U_m \zeta \eta \operatorname{seca}(\alpha) \operatorname{seca}(\delta) (\alpha(-2a^2 \delta \operatorname{seca}^2(\gamma) + 2ar(2\delta + 1) \operatorname{seca}(\gamma) +$$

$$+(\zeta - 2a) \sqrt{\operatorname{seca}^4(\gamma)(\alpha - r \cos(\gamma))^2 -$$

$$- 2r^2(\delta + 2)} + 2r \cos(\gamma) (\frac{1}{2}(4\alpha - \zeta) \sqrt{\operatorname{seca}^4(\gamma)(\alpha - r \cos(\gamma))^2 + r^2} -$$

$$- 2A_s r^2 \cos^2(\gamma))) / (2r(\delta - 1)(\varrho^2)^{3/2} (r - a \operatorname{seca}(\gamma))^2),$$

(11)

$$\dot{\gamma}_{yz0} = (U_m \zeta \xi \sec(\alpha) \cos^2(\gamma) \sec(\delta)) \left(\frac{\zeta (\sec^2(\gamma) - \sec(\alpha) \sec^3(\gamma) (\sec(\alpha) (\alpha \sec(\gamma) - r) + R_R)}{\sqrt{-\sec^2(\gamma) (\sec^2(\alpha) (\alpha^2 \sec^2(\gamma) - 2 \arccos(\gamma) + r^2 - R^2) - 2 R_R \sec(\alpha) \sec(\gamma) (r \cos(\gamma) - \alpha) - r^2}} - \frac{-2 \sqrt{-\sec^2(\gamma) (\sec^2(\alpha) (\alpha^2 \sec^2(\gamma) - 2 \arccos(\gamma) + r^2 - R^2) - 2 R_R \sec(\alpha) \sec(\gamma) (r \cos(\gamma) - \alpha) - r^2}}{-2 \alpha \sec^2(\gamma) + 2 r \sec(\gamma) + 2 R_R \sec(\alpha) \sec(\gamma)} \right) \div (2r(\delta - 1)(\varrho^2)^{3/2} (\sec^2(\alpha) + 1))$$

Підстановка залежностей (11) у фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформації дозволяє визначити компоненти напружень на поверхні контакту диск-ґрунт, а подальше інтегрування отриманих напружень по поверхні контакту у площинах перпендикулярних до відповідних осей координат дозволяє визначити компоненти сил, що виникають при переміщенні дискового робочого органу у ґрунті, тобто його реакцію на робочий орган (сили опору).

ВИСНОВОК

Розв'язання задач контактної взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом дає змогу оцінити вплив конструктивних параметрів і режимів роботи, на якість процесу обробки, а також оптимізувати їх, для зменшення опору переміщення диска і зменшення енергомосткості процесу обробки ґрунту із дотриманням агротехнічних вимог.

ЛІТЕРАТУРА

1. Безухов И.Н. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: ВШ, 1968. – 512 с.
2. Безухов И.И. Теория упругости и пластичности. – М.: Гостехтеориздат, 1953. – 420 с.
3. Бахтин П.У. Исследование физико-механических и технологических свойств основных типов почв СССР. – М.: Колос, 1969. – 329 с.
4. Ковбаса В.П., Войтюк Д.Г., Короткевич П.С., Мартишко В.М. Моделирование процессу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом // Науковий вісник НАУ. – К, 1997. – Вип. 2. – С. 117–123.
5. Ковбаса В.П., Короткевич П.С. Дослідження процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом // Збірник наукових праць НАУ, "Механізація с.г. виробництва". – К, 1998. – Т. 4. – С. 81–85.
6. Колесников Ю.В., Морозов Е.М. Механика контактного разрушения. – М.: Наука 1989. – 224 с.
7. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия : Пер. с англ. – М.: Мир, 1989. – 510 с.
8. Тищенко С.С. Проектирование культиваторного корпуса плуга на основе обобщенной геометрической модели адаптивной поверхности / С.С. Тищенко // Праці Таврійської державної агротехнічної академії. – Мелітополь, 2003. – Вип. 10. – С. 123–128.
9. Дубровін В.О. Фізичні рівняння формалізації ґрунту / В.О. Дубровін, В.П. Ковбаса // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2003. – Вип. 60. – С. 172–176.
10. Пилипака С.Ф. Конструирование винтовых поверхностей из торсов одинакового счёта / С.Ф. Пилипака // Прикладная геометрия и инженерная графика. – К., 1987. – Вип. 43. – С. 39–41.

DEFINITION OF KINEMATIC PARAMETERS OF MOVEMENT OF SOIL UNDER INFLUENCE OF DISK

Summary. The problem of the distribution of the components of strain, displacement and stress in the soil under the action of the working body of the disk. The resulting force components exerted by soil on the surface of the disk, and depending on connection speed component displacements of points on the surface of contact, depending on the parameters and operating modes of the disk of the working body.

Key words: contact area, components of strain, components of displacements, components of stresses, disk working body.

УДК 631.3.004

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОЛЬОВИХ АГРЕГАТІВ

Oleksandr Borysenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Розглянуто методичні основи імітаційного моделювання роботи польових агрегатів та методологія визначення продуктивності і витрат палива на механізованих польових роботах.

Ключові слова: агрегат, імітація, моделювання.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Методика імітаційного моделювання роботи польових агрегатів при виконанні технологічного процесу з врахуванням зміни умов роботи [1] і параметрів агрегату [2] повинна розкрити особливість застосування агрегатів, маса яких постійно змінюється в залежності від умов і режимів роботи, та є значна кількість чинників, що суттєво впливають на величину норми.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Продуктивність польового агрегату в значній мірі залежить від повноти використання часу зміни на виконання робочого процесу [3, 4]. До балансу часу зміни протягом якої виконується технологічна операція на механізованих польових роботах у рослинництві входять загальновідомі складові [5]:

$$T_{\dot{C}i} = T_{\dot{I}i} + T_{\dot{\alpha}A} + T_{\dot{I}D} + T_{\dot{O}i} + T_{\dot{A}} + T_{\dot{I}D} + T_{\dot{\alpha}i}, \quad (1)$$

де: $T_{\dot{I}i}$ – оперативний час зміни; $T_{\dot{\alpha}A}$ – час на щозмінне технічне обслуговування енергосасобу, що включає також заправку паливом; $T_{\dot{I}D}$ – час на підготовку та закінчення робіт: переведення в робоче і транспортне положення, агрегатування сільськогосподарської машини з енергосасобом, одержання наряду і здавання роботи; $T_{\dot{I}D}$ – час на проведення наладки та регулювання; $T_{\dot{O}i}$ – час на усунення технологічних (функціональних) несправностей; $T_{\dot{A}}$ – час на відпочинок (норматив в залежності від тяжкості робіт); $T_{\dot{I}D}$ – час на холості переїзди: переїзди на початку та наприкінці зміни, з ділянки на ділянку, на початкову позицію для виконання технологічного процесу; $T_{\dot{\alpha}i}$ – час на щозмінне технічне обслуговування машини.

Оперативний час містить елементи часу [6]:

$$T_{\dot{I}i} = T_{\dot{I}D} + T_{\dot{I}} + T_{\dot{I}C} + T_{\dot{I}A} + T_{\dot{C}} + T_{\dot{A}i}, \quad (2)$$

де: $T_{\dot{I}D}$ – час основної роботи; $T_{\dot{I}}$ – час на виконання поворотів агрегату; $T_{\dot{I}C}$ – переїзд до місця завантаження та в зворотному напрямку; $T_{\dot{I}A}$ – проїзд гону в холосту (при роботі агрегату в напрямку однієї сторони поля); $T_{\dot{C}}$ – час на завантаження та розвантаження (час технологічного обслуговування); $T_{\dot{A}i}$ – час на інші допоміжні операції.

Час на виконання основної роботи агрегатом на елементарній ділянці розраховується за відомою формулою через швидкість переміщення [7]:

$$T_{\dot{a}} = 0,06 \cdot \frac{L_{\dot{a}}}{V_p}, \text{ хв.} \quad (3)$$

де: $L_{\dot{a}}$ – довжина елементарної ділянки, м; V_p – робоча швидкість агрегату, км/год.

Мета досліджень. Сформуємо методику визначення основних техніко-експлуатаційних показників в створеній імітаційній моделі.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Витрати пального під час роботи агрегату на елементарній ділянці, або будь-якого проміжку часу роботи двигуна під час робочої зміни визначатимемо, використовуючи величину годинних витрат палива:

$$Q_{\dot{a}} = \frac{G_{\dot{a}} \cdot T_{\dot{a}}}{0,825 \cdot 60} = \frac{G_{\dot{a}} \cdot T_{\dot{a}}}{49,5}, \text{ л} \quad (4)$$

де: $G_{\dot{a}}$ – годинні витрати палива з регуляторної характеристики двигуна в залежності від його ефективної потужності на елементарній ділянці, кг/год.; 0,825 – коефіцієнт переводу кг/год. в л/год.; 60 – коефіцієнт переводу хв в год.

Вважаємо, що двигун енергозасобу не працює тільки на протязі виконання технічного обслуговування сільгоспмашини. Найбільш точно годинні витрати палива визначаються за регуляторною характеристикою, відповідно до використаної ефективної потужності двигуна на виконання елементів технологічної операції. Аналізуючи графічні залежності годинних витрат палива двигуна від його ефективної потужності, годинні витрати палива в аналітичних розрахунках для досягнення найбільшої точності, прийнятно знаходити за залежністю:

$$G_{\dot{a}} = a \cdot N_{\dot{a}} + b, \text{ кг/год.} \quad (5)$$

де: $N_{\dot{a}}$ – ефективна потужність двигуна на елементарній ділянці, кВт; a, b – коефіцієнти рівняння регресії залежності годинних витрат палива від ефективної потужності $N_{\dot{a}}$.

Коефіцієнти a, b визначаємо з регуляторної характеристики двигуна енергозасобу. Для цього з регуляторної характеристики беремо значення годинних витрат палива $G_{\dot{a}_{i i i}}$ для номінальної потужності $N_{\dot{a}_{i i i}}$ та значення $G_{\dot{a}}$ для будь-якої точки $N_{\dot{a}}$ з початку залежності. Використовуючи ці значення коефіцієнти a, b розраховуємо за наступними формулами:

$$a = \frac{G_{\dot{a}_{i i i}} - G_{\dot{a}}}{N_{\dot{a}_{i i i}} - N_{\dot{a}}}, \quad (6)$$

$$b = \frac{G_{\dot{a}_{i i i}} + G_{\dot{a}} - a \cdot (N_{\dot{a}_{i i i}} + N_{\dot{a}})}{2}. \quad (7)$$

При відсутності регуляторної характеристики двигуна значення годинних витрат палива (кг/год.) $G_{T_{ном}}$ і $G_{\dot{a}}$ визначаємо для відповідних значень номінальної потужності та потужності близькій до нуля (при холостому ході двигуна) за відомими, відповідно. формулами [9, 10]:

$$G_{\dot{a}_{i i i}} = g_{\dot{a}} \cdot N_{\dot{a}_{i i i}} / 1000, \quad (8)$$

$$G_{\dot{O}} \approx (0,27 \dots 0,30) G_{\dot{O}_{i\dot{i}}}, \quad (9)$$

де: $g_{\dot{a}i}$ – питома ефективна витрата палива при номінальному режимі з технічної характеристики енергозасобу, г/кВт·год.

Ефективна потужність двигуна розраховується за формулою, яку можна представити при узагальненні для механізованих польових робіт так:

$$N_{\dot{a}} = \left(\frac{(\dot{I}_{\dot{o}\dot{o}} + \dot{I}_{\dot{i}} + \dot{I}_{\dot{o}i}) \cdot g \cdot (f_{\dot{e}} \pm \sin \alpha) + R_{\dot{c}i}}{\eta_{\dot{o}\dot{o}} \cdot \eta_{\dot{a}}} \cdot 10^3 \right) \cdot \frac{V_{\dot{o}}}{3,6} + N_{\dot{o}i}, \quad (10)$$

де: $\dot{I}_{\dot{o}\dot{o}}$, $\dot{I}_{\dot{i}}$, $\dot{I}_{\dot{o}i}$ – маса відповідно енергозасобу, сільгоспмашини, робочого матеріалу у технологічній місткості машини, кг; g – прискорення вільного падіння м/с²; $f_{\dot{e}}$ – коефіцієнт опору перекошування коліс агрегату; α – кут схилу, град.; $\eta_{\dot{o}\dot{o}}$ – коефіцієнт корисної дії трансмісії трактора; $\eta_{\dot{a}}$ – коефіцієнт буксування коліс; $V_{\dot{o}}$ – робоча швидкість агрегату, км/год; $R_{\dot{c}i}$ – сила опору ґрунту зняряддю машини, кН; $N_{\dot{o}i}$ – потужність для приводу робочих органів машини, кВт.

Сила опору ґрунту зняряддю машини $R_{\dot{c}i}$ та потужність для приводу робочих органів машини $N_{\dot{o}i}$ визначаються відповідно до виконуваної технологічної операції. Ступінь використання номінальної потужності двигуна оцінюють коефіцієнтом завантаження за відомою формулою:

$$\varepsilon_{N_e} = \frac{N_{e\dot{o}}}{N_{\dot{a}i}}, \quad (11)$$

де: $N_{e\dot{o}}$ – ефективна потужність двигуна на робочому режимі, кВт.

При надто малому ε_{N_e} переходять на підвищену швидкість, при якій завантаження двигуна буде не більше за номінальне. Економічній роботі трактора відповідає ступінь завантаження $\varepsilon_{N_e} \geq 0,70 \dots 0,80$, але його значення не повинно перевищувати номінальне.

Маса робочого матеріалу в технологічній місткості сільгоспмашини після завантаження вираховується по залежності:

$$\dot{I}_{\dot{o}i} = V_{\dot{i}} \cdot \Psi \cdot \rho_{\dot{i}}, \quad (12)$$

де: $V_{\dot{i}}$ – об'єм місткості машини, м³; Ψ – коефіцієнт використання місткості машини (наприклад, для міндобрив приймається $\Psi = 0,95$); $\rho_{\dot{i}}$ – об'ємна маса робочого матеріалу, т/м³.

Величину буксування визначаємо за рівнянням:

$$\delta_{\dot{e}} = 2,75 + 12,5 \cdot \rho_{\dot{o}} + 100(\rho_{\dot{o}} - 0,10)^6, \quad (13)$$

де: $\rho_{\dot{o}}$ – показник відносної сили тяги, розраховується за відомою формулою:

$$\rho_{\dot{o}} = \frac{R_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}}{F_{\dot{m}\dot{a}\dot{x}}}, \quad (14)$$

де: $R_{\dot{a}\dot{a}\dot{o}}$ – сила опору руху агрегату, кН; $F_{\dot{m}\dot{a}\dot{x}}$ – максимальна сила зчеплення ведучого апарату з ґрунтом, кН.

Значення $R_{\dot{a}\ddot{\alpha}\ddot{\delta}}$, F_{\max} розраховуються за формулами, які при узагальненні для механізованих польових робіт можна представити таким чином:

$$R_{\dot{a}\ddot{\alpha}\ddot{\delta}} = R_{\dot{c}\dot{i}} + (M_{\dot{\delta}} \dot{\delta} + \dot{I}_{\dot{i}} + \dot{I}_{\dot{\delta}}) \cdot g \cdot (f_{\dot{e}} \pm \sin \alpha); \quad (15)$$

$$F_{\max} = (\dot{I}_{\dot{\delta}} \dot{\delta} \cdot \varphi_{\dot{\delta}} \dot{\delta} + (\dot{I}_{\dot{i}} + \dot{I}_{\dot{\delta}}) \cdot \varphi_{\dot{i}}) \cdot g \cdot \mu, \quad (16)$$

де: $\varphi_{\dot{\delta}} \dot{\delta}$, $\varphi_{\dot{i}}$ – коефіцієнти, які враховують розподіл маси енергозасобу та сільгоспмашини на ведучий апарат (для напівпричіпної машини $\varphi_{\dot{i}} = 0,3$, для трактора $\varphi_{\dot{\delta}} \dot{\delta} = 0,65$ [20]); μ – коефіцієнт зчеплення ведучого апарату з ґрунтом.

Робочий опір агрегату, створюваний при виконанні робочого процесу, змінюється, що в свою чергу зумовлює зміну величини буксування рушіїв. Тому коефіцієнт буксування коліс слід визначати для кожного випадку розрахунку потужності. Значення коефіцієнтів опору перекочування коліс агрегату $f_{\dot{e}\dot{i}}$ та зчеплення ведучого апарату з ґрунтом μ приймаються відповідно до агрофону ґрунту, на якому працює агрегат. Коефіцієнт корисної дії механічної трансмісії трактора $\eta_{\dot{\delta}} \dot{\delta}$ розраховуємо для кожної елементарної ділянки роботи по залежності:

$$\eta_{\dot{\delta}} \dot{\delta} = 0,978 - \frac{0,0324 \cdot N_{\dot{a}\dot{i}\dot{i}}}{N_{\dot{a}}}, \quad (17)$$

Наведене рівняння регресії отримане з використанням методів моделювання поверхнями відгуку на основі регресійного аналізу за значеннями залежності $\eta_{\dot{\delta}} \dot{\delta}$ від коефіцієнта використання потужності двигуна. Коефіцієнт детермінації при цьому дорівнює 0,996. В програмних розрахунках приймаються початкові значення η_{mp} відповідно до режиму роботи: при виконанні процесу – 0,94; транспортуванні робочого матеріалу – 0,9; переїздах – 0,85. Для початкових значень η_{mp} та умов роботи визначається ефективна потужність двигуна N_e , уточнюються значення η_{mp} відповідно до $N_{\dot{a}}$, після чого остаточно розраховується $N_{\dot{a}}$. При мінімальному використанні потужності двигуна (наприклад, переїзд під уклін), приймається значення $\eta_{mp} = 0,7$. При закінченні робочого руху МТА по довжині поля виконується поворот для продовження обробки наступного гону. Загальна відстань повороту агрегату складається з криволінійної й прямолінійної ділянок. Час на виконання повороту агрегату розраховується за формулою:

$$T_{\dot{i}\dot{a}} = 0,03 \cdot \left(\frac{L_{\dot{i}\dot{a}\dot{e}\dot{\delta}}}{V_{\dot{i}\dot{a}\dot{e}\dot{\delta}}} + \frac{L_{\dot{i}\dot{a}\dot{i}\dot{\delta}}}{V_{\dot{i}\dot{a}\dot{i}\dot{\delta}}} \right), \text{ хв} \quad (18)$$

де: $L_{\text{пов.кр}}$ – довжина криволінійної ділянки повороту,

$L_{\text{пов.пр}}$ – довжина прямолінійної ділянки повороту,

$V_{\text{пов.пр}}$ – швидкість агрегату на прямолінійній ділянці повороту, км/год.,

$V_{\dot{i}\dot{a}\dot{e}\dot{\delta}}$ – швидкість агрегату на криволінійній ділянці повороту, км/год.

Швидкість руху МТА на криволінійній ділянці траєкторії повороту, що характеризується зниженням швидкості за рахунок нерівномірності швидкості обертання коліс (без урахування зниження частоти обертання вала двигуна) розраховується за відомою формулою:

$$V_{i \hat{a} \hat{e} \hat{\delta}} = \frac{R_{i \hat{a}}}{R_{i \hat{a}} + \frac{A_{\hat{e} \hat{\delta}}}{2}} \cdot V_{i \hat{a} \hat{\delta}}, \quad (19)$$

де: $R_{нов}$ – радіус повороту МТА, м;

$B_{колії}$ – ширина колії трактора, м.

За величину радіуса повороту МТА звичайно приймається допустимий за технічною характеристикою, який дорівнює конструктивному радіусу повороту трактора. Час завантаження робочого матеріалу визначається за формулою:

$$T_{\zeta \hat{a}} = \frac{M_{\hat{\delta}} \cdot 60}{W_i}, \text{ хв}, \quad (20)$$

де: W_i – продуктивність навантажувального засобу, добрив, кг/год.

Затрати часу на переїзди МТА з ділянки на ділянку вираховуємо з використанням коефіцієнта переїздів:

$$T_{i \hat{a} \hat{\delta}} = T_{\hat{\delta}} \cdot r_{i \hat{a} \hat{\delta}}, \text{ хв}. \quad (21)$$

де: $T_{\hat{\delta}}$ – час основної роботи, хв.,

$r_{пер}$ – коефіцієнт переїздів.

Для визначення коефіцієнта переїздів використаємо формулу:

$$r_{i \hat{a} \hat{\delta}} = \left(t_{nn} + \frac{0,0901 \times L_{\hat{a} \hat{i}}^{0,3959}}{V_{i \hat{a} \hat{p}}} \right) \times \frac{W_{\hat{a} \hat{a}}}{9 \times 10^{-5} \times L_{\hat{a} \hat{i}}^{2,0156}}, \quad (22)$$

де: t_{nn} – час на підготовку агрегату до переїзду, хв.; $V_{пер}$ – швидкість транспортування добрив при переїздах агрегату, км/год.; $W_{год}$ – продуктивність агрегату за годину основної роботи, га/год.

Продуктивність агрегату за годину основної роботи знаходимо за відомою формулою $W_{\hat{a} \hat{a}} = 0,1 \cdot V_p \cdot B_a$.

Для пройдені агрегатом елементарної ділянки оброблену площу знаходимо відповідно до ширини захвату сільськогосподарської машини та коефіцієнта використання ширини захвату.

Нормативи продуктивності та витрат палива розраховують за формулами: $W_{\hat{a} \hat{a}} = \frac{S}{T}$,

га/год; і $q = \frac{Q}{S}$, л/га, де S , Q , T – розраховані показники за зміну, відповідно оброблена площа (га), кількість витраченого палива (л), час на виконання операції (год.).

Вищенаведена методологія визначення основних техніко-експлуатаційних показників в створеній імітаційній моделі реалізоване програмно, робоче вікно представлено на рис. 1.

ВИСНОВОК

При використанні наведеної методики стосовно процесу конкретної технологічної операції необхідно доповнити, відповідно, алгоритм моделювання та формули розрахунків таких величин: ефективна потужність двигуна N_e , сила опору руху агрегату R_{aep} , максимальна сила зчеплення ведучого апарату з ґрунтом F_{max} , час на виконання поворотів, та іншими особливостями робочого процесу.

ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ

Найменування технологічної операції
 Перевезення і розкидання мінеральних добрив (суперфосфат)

Технолог. схема перевалочна

Умови роботи
 АГРОФОН ПОЛЯ Стерня

Однр. грунту кккккк Довжина гону, м 500
 Коef. зчепл. Коef.цп.п. Коef.цп.п. 0.1
 з ґрунт поля рекочув.пол. 0.1
 Агрофон Грунтової шлях
 дороги Коef.зчепл. Коef.перекоч. 0.04
 з дорогою Відстань поле 0
 Кут схилю машдвір, км
 Відст. поле-сховище, км
 Машдвір-сховище, км
 Норма внесення добрив, кг/га 150
 або побочної рілліни, т/га
 Норма внесення зерна, кг/га
 Тривалість зміни, хв 420

Нормативи часу неоперативні
 ТО трактора щозмінне, хв 20
 Усунення несправност. хв 10
 ТО машини щозмінне, хв 10
 Відпочинок особ. потреб. хв 15
 Підгот. закінчен. робіт, хв 15

ВИБІР ВАРІАНТУ З БАЗИ ІМІТАЦІЙНИХ МОДЕЛЕЙ ТЕХНОЛОГІЧНИХ ОПЕРАЦІЙ
 Перевезення і розкидання мінеральних добрив 150 кг/га, МТЗ-892

Трактор Редугув.Базу.Трактор
 Марка МТЗ-892
 Маса 4150 Кількість вед.віс. 2
 Потужн-сть,кВт 66 Палива,кг/год,номін Мінім.по тужн,кВт /год,мінім Питом.витр.палив,г/квт*г 21.7
 Швидк.перейд.без вантаж 15
 Швидк.перейд.з вантажем 15
 Площа обомоту,кв.м Радіус Швидкість повороту, м/с Коef.маси на вед.апарат Довжина елементарної оброблюваної ділянки, м
 Площа обомоту,кв.м Радіус Швидкість повороту, м/с Коef.маси на вед.апарат Довжина елементарної оброблюваної ділянки, м
 Площа обомоту,кв.м Радіус Швидкість повороту, м/с Коef.маси на вед.апарат Довжина елементарної оброблюваної ділянки, м

С.г. Машина Редугув.Базу.машин
 Марка МВД-900
 машина для внесення мінеральн
 Тип машина Маса 320
 Швидкість робота,км/год 8
 Шир. захв.м 2.4 Глибина обробітку,см
 Мсткість зерна,кг/гршнн,кг(т) Бага добірв 900
 Насос,л хв Тиск,бар
 ККД ВВП 0.97 ВВП, кВт 10.2
 Коef.маси на вед.апарат 1
 Марка автомобіля ПФ-0.75
 Продуктив завантаж,т/г 30
 Марка навантажувача
 Розраховані показники за зміну
 Оброблен.площа, га 82.05 Витрачено палива, л 49.5
 Фактично час зміни, хв 48.4
 ОБЕРЕЖКА ЗАПИСУ
 РОЗРАХУВАТИ ДОДАТИ
 ЗАМІНИТИ ВИДАЛИТИ
 СТВОРИТИ
 ТАБЛИЦЯ НОРМАТИВІВ

Рис. 1. Вид робочого вікна програми імітаційного моделювання

ЛІТЕРАТУРА

1. Пастухов В.І. Обґрунтування оптимальних комплексів машин для механізації польових робіт : автореф. дис. ... д-ра техн. наук: 05.05.11 / В.І. Пастухов // Харківський національний технічний університет сільського господарства імені Петра Василенка. – Харків, 2006. – 38 с.
2. Брагінець Н.В. Математическая модель функционирования рабочих органов мобильного разбрасывателя подстилки / Брагінець Н.В., Поляков А.Н., Брагінець А.Н. // Науковий вісник Луганського національного аграрного університету. Серія: технічні науки. – Луганськ, 2010. – Вип. 3. – С. 21–29.
3. Борисенко В.О. Методологія імітаційного моделювання роботи польових агрегатів для визначення техніко-експлуатаційних показників / В.О. Борисенко, М.А. Босий. – К.: Фенікс, 2010. – 87 с.
4. Борисенко В.О. Імітаційне моделювання роботи польових агрегатів / В.О. Борисенко, І.Л. Роговський // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2011. – Вип. 166, ч. 1. – С. 187–196.
5. Босий М.А. Застосування методу імітаційного моделювання для визначення техніко-експлуатаційних показників посівних агрегатів / М.А. Босий, В.О. Борисенко // Продуктивність агропромислового виробництва. – 2009. – №14. – С. 18–23.
6. Cross T. Machinery cost calculation methods // Agricultural Extension ser-vice the University of Tennessee Institute of Agriculture, AE&RD, 1998. – No. 13. – P. 8.
7. Вітвіцький В.В. Економічні аспекти визначення витрат на експлуатацію сільськогосподарської техніки / В.В. Вітвіцький, М.А. Босий // Продуктивність агропромислового виробництва. – 2007. – №6. – С. 89–93.
8. Каталог-довідник машин і обладнання для агропромислового комплексу (видання друге) / [уклад. : Дмитрашко О.П. (керівник), Мурашко В.С., Шпак В.С. та ін.]. – К.: Асоціація «Пром», 2006. – 190 с.
9. Типові норми продуктивності і витрат палива на збиранні сільськогосподарських культур // В.В. Вітвіцький, І.М. Демчак, В.С. Пивовар та ін. – К.: НДІ «Укragропромпродуктивність», 2005. – 544 с.
10. Методологія формування нормативних систем живої та уречевленої праці в рослинництві / В.В. Вітвіцький, М.А. Босий, М.Ф. Кисляченко, І.В. Лобастов, А.А. Нечипорук, В.О. Борисенко. – К.: НДІ «Укragропромпродуктивність», 2009. – 244 с.

IMITATING MODELING OF WORK OF FIELD AGGREGATES

Summary. It is considered methodical bases of imitating modeling of work of field aggregates and methodology of definition of productivity and expenses of fuel on the mechanized field works.

Key words: aggregates, imitation, modeling.

УДК 630.171.075.3

МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Oleksandr Bystriy

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті представлено результати аналітичних положень опису методики визначення ресурсу за динамікою зношування деталей зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: деталь, зношування, комбайн, спрацювання, ресурс.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Розподіл ресурсу поверхні, що зношується, її середній і γ -відсотковий показники необхідно визначити за динамікою зношування при спрацюванні [1], яка рівна граничному значенню $U=U_{гр}$. Якщо деталь має одну поверхню, що зношується, то ресурс деталі рівний ресурсу поверхні.

В загальному випадку деталь має декілька поверхонь, що зношуються.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Початкові дані про результати обстеження деталей, що мають, декілька поверхонь, які зношуються, рекомендується представити у вигляді [2-4]:

$$(\tau_1, u_{11}, u_{12}, \dots, u_{1k}), \dots, (\tau_N, u_{N1}, \dots, u_{Nk}),$$

де: τ_i – наробіток i -ої деталі,

u_{ij} – спрацювання j -ої поверхні i -ої деталі,

k – кількість поверхонь,

N – об'єм вибірки.

Для визначення довговічності таких деталей застосовується узагальнене спрацювання деталі \tilde{U} , яке рівне найбільшому із спрацювань її поверхонь, що вимірюється в частках свого граничного спрацювання [5-7]:

$$\tilde{U}_i = \max(u_{i1}/U_{гр1}, u_{i2}/U_{гр2}, \dots, u_{ik}/U_{грk}),$$

де: $U_{гр1}, U_{грk}$ – граничні спрацювання поверхонь.

Це дає можливість визначити відповідно $\tilde{t}(\tilde{U})$ і $t_\gamma(\tilde{U})$, які характеризують узагальнену динаміку спрацювання деталі, що дозволить визначити відповідно до ресурсу деталі в цілому [8,9]. Узагальненим граничним спрацюванням буде значення $\tilde{U}_{гр} = 1$.

Раптові (не пов'язані із спрацюванням) відмови враховуються аналогічно, для чого їх узагальнене спрацювання \tilde{U} слід прийняти рівним $\tilde{U} = \tilde{U}_{гр} = 1$ [10].

ФОРМУЛЮВАННЯ ЦІЛЕЙ СТАТТІ

Динаміку зношування необхідно використати і при визначенні граничних спрацювань. Для встановлення граничного спрацювання деталей і спряжень передбачено три критерії:

технічний, технологічний і економічний. В той же час основним критерієм для деталей певної частини машин, залежно від їх призначення, буде лише один, решта ж двоє критеріїв матиме допоміжне, контрольне значення. Зокрема, для деталей механічних передач, що становлять переважну більшість деталей будь-якої машини, таким основним критерієм є технічний, а економічний критерій застосовується в основному при обґрунтуванні величин допустимого спрацювання.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Для деталей, у яких основним критерієм є технічний, знання динаміки їх зношування дозволяє визначити величину граничного спрацювання в зоні переходу від періоду нормальної експлуатації до аварійного зношування (рис. 1).

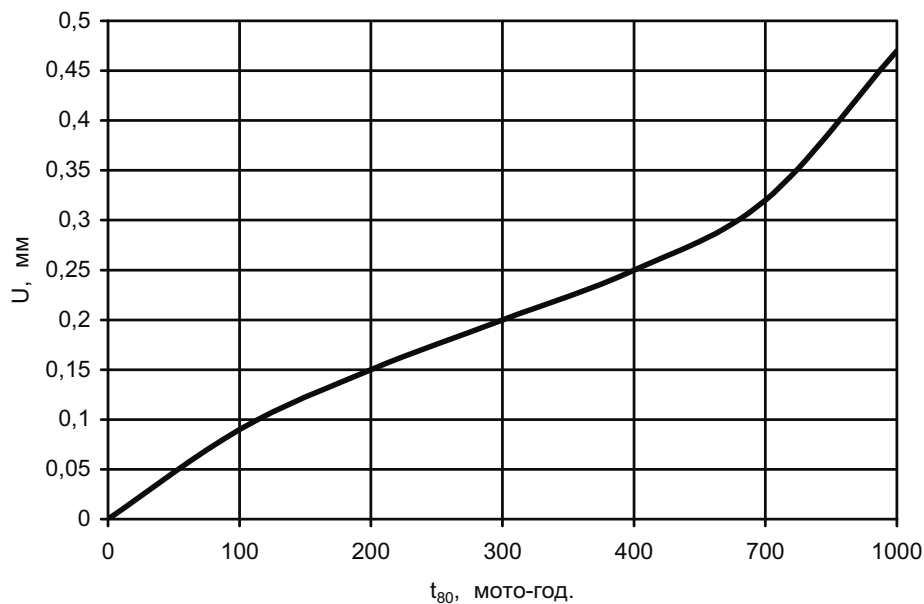


Рис. 1. Типова динаміка зношування поверхонь під підшипники деталей типу "вал" зернозбиральних комбайнів КЗС-9М-01 "Славутич"

При недостатній інформації на рівні граничного спрацювання (тобто мала кількість деталей із спрацюванням вище граничного), що не дає можливості достовірно встановити зону переходу від першого періоду зношування до другого, необхідно оцінювати нижню межу граничного спрацювання, що відповідає найбільшому значенню спрацювання, яке необхідно віднести до першого періоду. У разі відсутності другого періоду поступають таким же чином. Критерієм недостатці інформації на рівні граничного спрацювання є ширина довірчих інтервалів. Величину спрацювання, при якій нижня 80% довірча межа динаміки перестає зростати, необхідно прийняти за межу зони недостатці інформації.

При частій відмові $r_2/N \leq 0,2-0,3$, що спостерігається вельми часто при побудові динаміки зношування в зоні очікуваного граничного спрацювання, точність оцінки 80%-го наробітку t_{80} істотно вища за точність оцінки середнього \bar{t} . Тому необхідно для визначення граничного спрацювання використовувати динаміку $t_{80}(U)$.

Якщо з апіорної інформації відомий вид закону розподілу наробітку деталей на довільному рівні спрацювання, то рекомендується застосувати метод максимальної правдоподібності. При цьому параметри розподілу необхідно визначати з умови максимуму функції правдоподібності, яка у випадку двосторонньо цензурованої вибірки має вигляд:

$$L(t) = \prod_{i=1}^{r_1} F(\tau_i) \prod_{i=r_1+1}^{r_2} f(\tau_i) \prod_{i=r_2+1}^N [1 - F(\tau_i)], \quad (1)$$

де: $F(\tau_i)$ – функція розподілу; $f(\tau_i)$ – щільність розподілу.

Максимум функції правдоподібності необхідно визначати з умови рівності нулю її часткових похідних за невідомими параметрами.

Для розрахунку параметрів розподілу наробітку рекомендується використати розподіл Вейбулла-Гнеденко в двопараметричній формі:

$$F(t) = \begin{cases} 1 - \exp\left[-\left(\frac{t}{a}\right)^b\right], & t > 0, \\ 0 & t < 0 \end{cases} \quad (2)$$

де: a – параметр масштабу розподілу Вейбулла-Гнеденко; b – параметр форми розподілу Вейбулла-Гнеденко.

Якщо з апріорної інформації відомо, що для деякої конкретної задачі розподіл Вейбулла непридатний, слід використовувати непараметричну методику. В обґрунтованих випадках допустимо також використовувати інші, відмінних від Вейбулла-Гнеденко, законів розподілу.

Параметри розподілу Вейбулла-Гнеденко за методом максимальної правдоподібності необхідно визначати із системи рівнянь:

$$\begin{cases} \frac{a}{b} \frac{\partial \ln L}{\partial a} = -\sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b - (r_2 - r_1) = 0 \\ \frac{\partial \ln L}{\partial b} = \sum_{i=1}^{r_1} \frac{(\tau_i/a)^b \ln(\tau_i/a)}{\exp[(\tau_i/a)^b] - 1} + \sum_{i=r_1+1}^{r_2} \ln(\tau_i/a) + \frac{r_2 - r_1}{b} - \sum_{i=r_1+1}^N (\tau_i/a)^b \times \ln(\tau_i/a) = 0. \end{cases} \quad (3)$$

Для підвищення точності розрахунків динаміки зношування необхідно проводити в два етапи.

На першому етапі визначити значення параметра форми для всіх розрахункових рівнів спрацювання $b(U_j)$ і визначити за допомогою згладжування залежність $b(U)$. При обмежених об'ємах інформації точність оцінки параметра форми b на рівні максимального спрацювання U_j (для яких частка деталей, що відмовили $r_2/N \leq 0,1-0,15$) недостатня, і тому залежність $b(U)$ в цій області спрацювань необхідно визначити методом екстраполяції.

На другому етапі значення параметра форми b для кожного розрахункового рівня спрацювання U_j взяти із згладженої залежності $b(U)$ і при прийнятому значенні b визначити значення параметра масштабу a .

Середній \bar{t} і гамма-відсотковий t_γ наробітки необхідно визначати через параметри a і b за формулами:

$$\bar{t} = a\Gamma\left(1 - \frac{1}{b}\right) \text{ і } t_\gamma = a(-\ln \gamma)^{1/b}. \quad (4)$$

Відповідно отримана залежність $\bar{t}(U)$ або $t_\gamma(U)$ і є шуканою динамікою зношування.

Точність оцінки динаміки зношування визначається шириною довірчих інтервалів для оцінок середніх \bar{t} і 80%-вих t_{80} наробіток, які рекомендується визначити методом максимальної правдоподібності за цензурованими вибірками з розподілу Вейбулла-Гнеденко.

В цій методиці довірчі інтервали встановлено для рівнів спрацювання U_j , у яких $r_2/N \leq 0,4$, що охоплює частину динаміки зношування, яка визначає довговічність деталей.

Порядок розрахунку довірчих інтервалів оцінок \bar{t} і t_{80} (для кожного розрахункового рівня спрацювання U_j) наступний.

При розрахунку величини r_2 , b і t_{80} відомі, а довірчу ймовірність P приймати рівною 0,8 або 0,9.

За номограмою (рис. 2) визначають, при прийнятій величині параметра форми b і довірчої ймовірності P , значення ε'_n і ε'_o . Рекомендується приймати $P = 0,8$.

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок t_{80} :

$$\varepsilon_e^{80} = (1 - \varepsilon'_e)^{1/b} - 1, \quad i \quad \varepsilon'_e^{80} = (1 - \varepsilon_e')^{1/b} - 1, \quad (5)$$

де: b – значення параметра форми при $U=U_j$.

Визначають нижні і верхні відносні похибки оцінок \bar{t} :

$$\bar{\varepsilon}_e = \begin{cases} \varepsilon_e^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_e^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases}, \quad (6)$$

$$\bar{\varepsilon}_n = \begin{cases} \varepsilon_n^{80} + 0,12 - 0,4r/N, & \text{при } r/N \leq 0,3 \\ \varepsilon_n^{80} & \text{при } r/N > 0,3 \end{cases}$$

Довірчі межі оцінок t_{80} і \bar{t} визначають за формулами:

$$\begin{cases} t_{80H} = t_{80}(1 + \varepsilon_H^{80}), \\ t_{80B} = t_{80}(1 + \varepsilon_B^{80}), \\ \bar{t}_H = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_H), \\ \bar{t}_B = \bar{t}(1 + \bar{\varepsilon}_B), \end{cases} \quad (7)$$

де: t_{80} , \bar{t} – точкові оцінки t_{80H} , \bar{t}_H – нижні, а t_{80B} , \bar{t}_B – верхні довірчі межі 80%-го і середнього наробітку, відповідно.

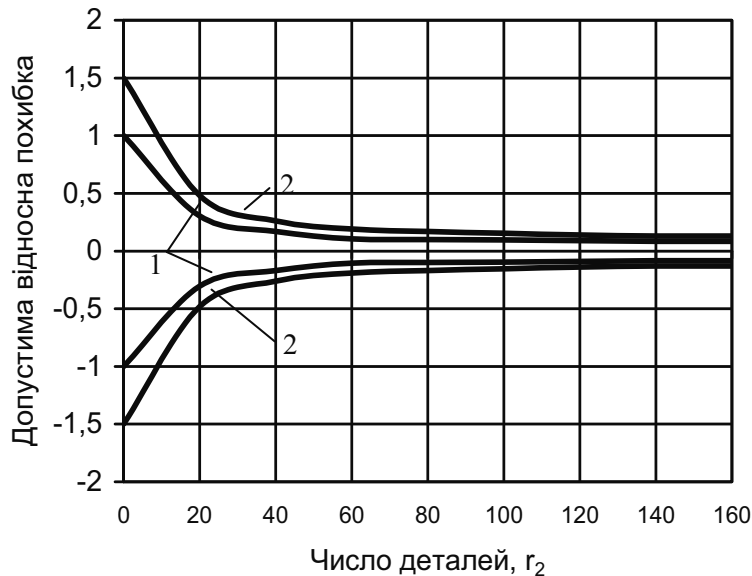


Рис. 2. Відносні похибки при $b=1$: 1 – довірна ймовірність $P=0,8$; 2 – довірна ймовірність $P=0,9$

Описані вище довірчі інтервали оцінок t_{80} і \bar{t} знайдені методом статистичного моделювання для вибірок, об'єм яких лежить в межах $30 \leq N \leq 100$.

Знаходження необхідного об'єму спостережень є зворотною задачею по відношенню до визначення довірчих інтервалів. Цим і пояснюється описаний порядок визначення необхідного об'єму спостережень N .

ВИСНОВОК

Разом з оцінкою граничного спрацювання $U_{гп}$, яка отримана вище, необхідно також враховувати обмеження на величину $U_{гп}$, які залежать від: порушенням умов міцності

деталей, функціональними порушеннями у зв'язку із спрацюванням і порушеннями умов праці. Їх значимість не слід перебільшувати, оскільки мікрометражу піддаються деталі роботоздатних машин. Тому необхідно враховувати і два інші критерії, за умови, що розглядаються деталі, для яких основним критерієм є технічний.

ЛІТЕРАТУРА

1. Молодик М.В. Оцінювання надійності машин при експлуатації, технічному обслуговуванні і ремонті / М.В. Молодик // *Механізація та електрифікація сільського господарства*. – Глеваха: “ІНЦ ІМЕСГ”, 2008. – Вип. 92. – С. 381–389.
2. Гринченко А.С. Прогнозирование ресурса на основе регрессионных моделей накопления деформационных повреждений / А.С. Гринченко, А.И. Алферов, А.П. Лупандина, Ю.Д. Красников // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства ім. Петра Василенка*. – Харків, 2009. – Вип. 80 “Проблеми надійності машин та засобів механізації сільськогосподарського виробництва”. – С. 33–39.
3. Клімов П.М. Обґрунтування режимів і розробка засобів контролю технічного стану машинно-тракторних агрегатів вібродіагностуванням : Дис... на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук ; 05.05.11 – машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва / Харківський національний технічний університет сільського господарства ім. Петра Василенка // Клімов Павло Миколайович. – Харків, 2008. – 152 с.
4. Розробити наукові основи та рекомендації щодо формування інформаційної бази даних матеріально-технічних і енергетичних ресурсів : звіт про НДР (заключний) / Національний університет біоресурсів і природокористування України. – № держ. реєстр. 0107U012058 ; № держ. обл. 0209U002599. – К., 2008. – 119 с.
5. Войтюк Д.Г. Сільськогосподарські машини : підручник / Д.Г. Войтюк, Г.Р. Гаврилюк. – К.: Урожай, 1994. – 305 с.
6. Дубровін В.О. Розвиток технологій використання рослинницької продукції на енергетичні потреби в Україні / В.О. Дубровін // *Аграрна наука і освіта*. – 2004. – Т.5. – №1-2. – С. 86–91.
7. Білоконь Я.Ю. Сільськогосподарська техніка : підручник / Білоконь Я.Ю., Окоча А.І., Войцеховський С.О. ; за ред. Я.Ю. Білоконя. – К.: Вища освіта, 2003. – 560 с.: ил.
8. Машини для обробітку ґрунту та сівби : посібник / за ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 288 с.
9. Машини для збирання зернових та технічних культур : посібник / за ред. В.І. Кравчука, Ю.Ф. Мельника. – Дослідницьке: УкрНДПВТ ім. Л. Погорілого, 2009. – 296 с.
10. 65060. Сільськогосподарські машини, інвентар та устаткування. Класифікація нормативного документа за ДК 004-2008. – К., 2009. – 22 с.

TECHNIQUE OF DEFINITION OF RESOURCE ON DYNAMICS OF WEAR OF DETAILS OF GRAIN COMBINES

Summary. In paper results of analytical rules of the description of a technique of definition of a resource on dynamics of wear of details of grain combines are presented.

Key words: detail, wear, grain combine, wearing, resource.

УДК 630.171.075.3

ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ НА ПЕРІОДИЧНІСТЬ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Ivan Rogovski

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті представлено результати щодо аналітичного опису формалізації показників надійності сільськогосподарських машин в системі їх технічного обслуговування.

Ключові слова: адаптивність, система, технічне обслуговування.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Характерною ознакою сучасного світового ринку продукції сільськогосподарського машинобудування є наявність широкої гами типорозмірних рядів машин, що дозволяє задовольнити попит усіх типів споживачів при чіткому поділу впливу основних гравців цієї галузі.

Для підприємств галузі сільськогосподарського машинобудування України характерною ознакою є предметна спеціалізація виробництва з жорсткими технологічними лініями, які не дозволяють швидко і з малими витратами переходити на нові прогресивні моделі машин. Технології і обладнання та якість конструкційних матеріалів не дозволяють виготовляти конкурентоздатну продукцію. Через це український ринок сільськогосподарської техніки агресивно освоюють закордонні фірми.

Проте ставка на імпорту сільськогосподарську техніку є недоцільною з державної, економічної та соціальної позицій оскільки призведе до втрати виробничого та науково-технічного потенціалу, безробіття, залежності від імпорту, а відтак до значного зменшення надходжень до державного бюджету.

АНАЛІЗ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

За науковими положеннями академіків НААН України Я.С. Гукова [1] і В.М. Булгакова [2], член-кореспондента НААН України В.І. Кравчука [3], професора В.П. Ковбаси [4] вирішення проблеми лежить в площині:

- забезпечення інноваційного розвитку галузі сільськогосподарського машинобудування за рахунок її технічного та технологічного переоснащення структурної перебудови;
- зменшення ресурсомісткості виробництва техніки для аграрного сектору економіки України, підвищення її технічного рівня та конкурентоздатності;
- створення сприятливого інвестиційного клімату для залучення інвестицій в інноваційний розвиток галузі;
- створення та освоєння виробництва техніки за адаптованими принципами;
- формування та розвиток вторинних ринків сільськогосподарської техніки;
- удосконалення та розвиток ринку техсервісних послуг;
- коригування ролі держави в управлінні процесом інноваційного розвитку галузі сільськогосподарського машинобудування.

За сучасної структури сільськогосподарського машинобудування, стану його матеріально-технічної бази і фінансового забезпечення створення та освоєння конкурентоздатної техніки є досить проблематичним. Для забезпечення технічної незалежності держави, успішного розвитку виробничого та науково-технічного потенціалу галузі частка вітчизняної продукції на ринку має становити 78...82% [5]. Крім того, необхідно не менше 17 відсотків продукції експортувати на зовнішні ринки [6]. Для цього необхідно створити і освоїти виробництво техніки, яка має забезпечити зменшення питомих витрат палива на 14...19%, ринкової ціни на 5...8% менше аналогів, сприятливі комфортні умови роботи операторів та вплив на довкілля в межах допустимих міжнародними стандартами (не нижче Євро-4) [7]. Номенклатура техніки має відповідати структурі виробництва та вимогам ресурсозберігаючих технологій в різних підгалузях аграрного сектора економіки [8].

Формування технічних положень із забезпечення потреб аграрного сектора України ефективною продукцією сільськогосподарського машинобудування інноваційного покоління конкурентоздатною на внутрішньому ринку за рахунок структурної перебудови, технічного та технологічного переоснащення самої галузі [9, 10].

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Для успішного розв'язання цих завдань необхідно:

- здійснити техніко-технологічне переоснащення підприємств, забезпечивши перехід до адаптивних технологій виробництва,
- законодавчо врегулювати створення спільних із зарубіжними фірмами підприємств з виготовлення уніфікованої елементної бази і компонентів техніки,
- освоїти на підприємствах вхідний контроль якості конструкційних матеріалів і металопрокату,
- удосконалити систему кадрового та наукового забезпечення галузі,
- удосконалити систему лізингу техніки або іпотеки на неї,
- удосконалити систему розроблення конструкторської документації за рахунок систем автоматизованого проектування та комп'ютеризації процесу конструювання,
- перейти на блочно-модульний принцип побудови самих конструкцій машин,
- забезпечити навчання кадрів-операторів, техсервісного забезпечення в гарантійний та післягарантійний періоди експлуатації, розвитку системи контролю технічного стану техніки,
- забезпечити прийняття нормативно-правових актів, які забезпечать створення сприятливого інвестиційного середовища в галузі.

Технічний рівень сільськогосподарської машини визначається сукупністю взаємозалежних показників безпеки, економічності, екологічності, надійності й ергономічності (рис. 1).

При цьому ергономічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- умови праці → оптимум,
- зручність → максимум,
- естетичність → оптимум.

Економічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- виробничі витрати → оптимум,
- експлуатаційні витрати → мінімум,
- витрати на технічне обслуговування → мінімум.

Безпека вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- якість систем → максимум,
- ризик для персоналу → мінімум.

Надійність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- безвідмовність → максимум,
- довговічність → максимум,
- ремонтпридатність → оптимальна,
- зберігаємість → оптимальна.

Екологічність вважається досягнутою, якщо виконується наступне:

- ризик для навколишнього середовища → мінімум.

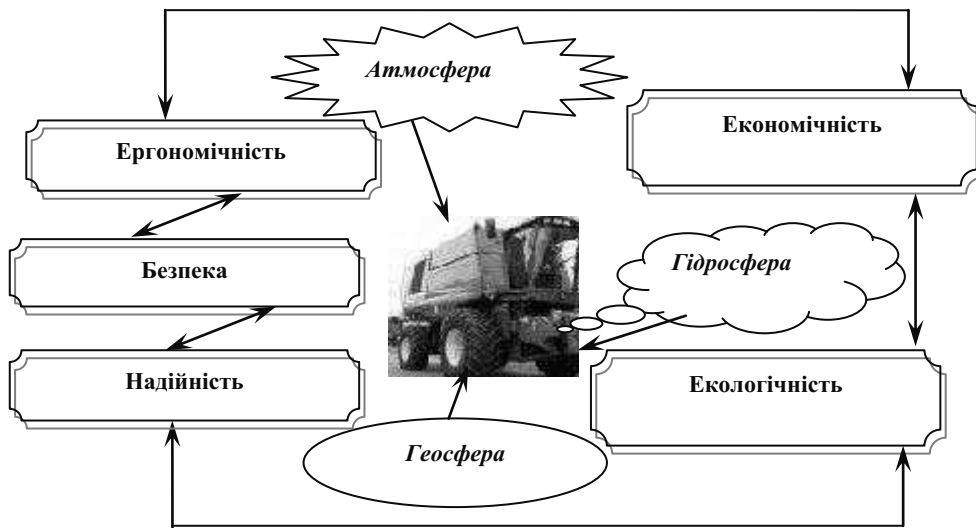


Рис. 1. Методологія упорядкування показників сільськогосподарської машин з факторами природокористування

Отже, розглянемо завдання забезпечення надійності сільськогосподарської машини на основі підходу «надійність – ризик – технічне обслуговування». Алгоритм розв'язку цього завдання можна побудувати так:

$$\left. \begin{aligned} \frac{D(x_i)}{P(x_i)} = \rho(x_i) = \lambda_x \frac{P(t)}{Q(t)} \\ \Downarrow \\ 1 - \frac{\rho(x_i)}{\lambda_x} = R_p = 1 - \frac{P(t)}{Q(t)} \end{aligned} \right\}, \quad (1)$$

$$\frac{P(t)}{Q(t)} = \rho(t) = \frac{1}{\lambda_x} \rho(x_i).$$

Із існуючої кількості характеристик механічних властивостей матеріалів і опору зносованих пошкоджень для аналізу надійності ухвалюється лише обмежене число варіантів x_i , $i = 1, 2, \dots, n$, наприклад: границі витривалості при механічній, контактній і фрикційній втомі; граничні напруги при контактній-механічній і фрикційно-механічній втомі; інтенсивність зношування при контактній, фрикційній, контактній-механічній і фрикційно-механічній втомі; основні характеристики властивостей матеріалу при розтягу.

Згідно зі стандартом ГОСТ 1234-2000 статистичний показник надійності по даній характеристиці x_i механічних властивостей є ймовірність того, що її величина буде більше нормативного значення x_i^* (рис. 2).

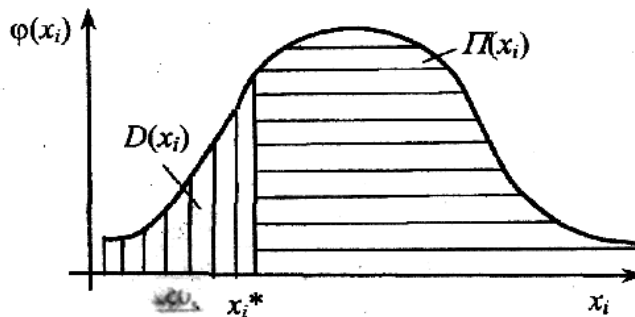


Рис. 2. Узагальнений розподіл характеристики властивостей

Тоді,

$$\Pi(x_i) = P(x_i \geq x_i^*) = \int_{x_i^*}^{\infty} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi S_{x_i}}} \int_{x_i^*}^{\infty} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{x_i}}\right)^2\right] dx_i. \quad (2)$$

Тобто статистичний показник порушення надійності (див. рис. 2),

$$D(x_i) = \int_{-\infty}^{x_i^*} p(x_i) dx_i = \frac{1}{\sqrt{2\pi S_{x_i}}} \int_{-\infty}^{x_i^*} \exp\left[-\frac{1}{2}\left(\frac{x_i - \bar{x}_i}{S_{x_i}}\right)^2\right] dx_i = 1 - \Pi(x_i). \quad (3)$$

Показник ризику визначається як очікування порушення надійності:

$$0 \leq p(x_i) = \frac{D(x_i)}{\Pi(x_i)} \leq 1. \quad (4)$$

Взаємозв'язок показника ризику з показником порушення надійності задається відомою формулою:

$$p(x_i) = \left(\frac{1}{D(x_i)} - 1\right)^{-1}, \quad (5)$$

а взаємозв'язок з показником надійності – формулою:

$$p(x_i) = \frac{1}{\Pi(x_i)} - 1. \quad (6)$$

Погоджена у формулі (4) залежність показника ризику $p(x_i)$ від показників $\Pi(x_i)$ і $D(x_i)$ називається оперативною характеристикою ризику. Її графічна інтерпретація дана на рис. 3. Теоретичні дані для побудови оперативної характеристики ризику наведені в табл. 1.

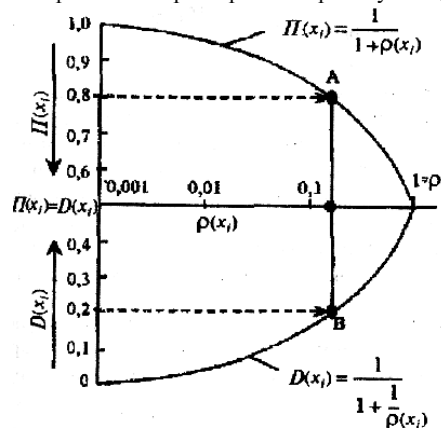


Рис. 3. Оперативна характеристика ризику, на якій зазначено оцінене значення $p(x_i)$ (пряма АВ)

Нижня границя ризику $p(x_i) = 0$ відповідає випадку, коли $D(x_i) = 0$. Верхнє значення аналізованих ризиків $p(x_i) = 1$ обмежене умовою, що $\Pi(x_i) = D(x_i) = 0,5$. Значення $p_k = 1$ вважається критичним. Оскільки чисельне значення показника ризику може змінюватися на кілька порядків, то шкалу $p(x_i)$ для оперативної характеристики ухвалюють логарифмічно (рис. 3).

Поточне (оцінене по формулах (4), (5) або (6)) значення ризику вказують на оперативній характеристиці суцільною вертикальною лінією АВ (див. рис. 3).

Стосовно будь-якої характеристики може бути встановлене нормативне значення ризику. Його обґрунтовують відповідним техніко-економічним розрахунками з урахуванням ваги наслідків у випадку реалізації тих або інших несприятливих подій. Стандарт ГОСТ 1234-2000 встановлює три категорії надійності й відповідного їм нормативного ризику (табл. 2).

Довільна подія й будь-яка ситуація вважаються прийнятними або припустимими. При необхідності порівняльного аналізу ризиків по багатьом і різним характеристикам будують секторну діаграму ризиків (рис. 4). Кожний сектор на діаграмі є оперативна характеристика

ризик (рис. 3), побудована за даною ознакою. На радіусі А кола вказують шкалу для чисельних значень показника ризику $p(x_i)$. На секторній діаграмі: критичний ризик $p_k = 1$ відповідає зовнішньому колу; нормативне значення ризику відображає внутрішнє коло (пунктир); області ризику затемнюють до величини оціненого ризику $p(x_i)$, зображуваного дугою кола з радіусом $r = p(x_i)$ у межах кожного сектору.

Таблиця 1. Теоретичні дані для побудови оперативної характеристики ризику

D(x)	$\Pi(x) = 1 - D(x)$	$p = D(x) / \Pi(x)$	$R_p = 1 - p(x)$
0,01	0,99	0,0101	0,9899
0,05	0,95	0,0526	0,9474
0,1	0,9	0,1111	0,9999
0,2	0,8	0,2500	0,7500
0,3	0,7	0,4286	0,5714
0,4	0,6	0,6666	0,3334
$D(x) = 0,5 = \Pi(x)$	0,5	$p_k = 1$	0
0,6	0,4	0,6666	0,03334
0,7	0,3	0,4286	0,5714
0,8	0,2	0,2500	0,7500
0,9	0,1	0,1111	0,9999
0,95	0,05	0,0526	0,9474
0,99	0,01	0,0101	0,9899
$\Pi(x)$	$D(x) = 1 - \Pi(x)$	$p_k = D(x) / \Pi(x)$	$R_p = 1 - p(x)$

Таблиця 2. Категорії надійності сільськогосподарських машин

Категорії	Нормативні значення показників		
	$\Pi(x)$ не менш	D(x), %, не більш	p(x)
Вища	0,995	0,5	0,0050
Перша	0,990	1,0	0,0101
Друга	0,950	5,0	0,0526

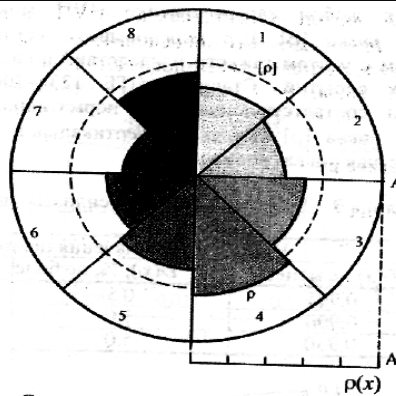


Рис. 4. Схема секторної діаграми ризику, побудованої по ознакам

У випадках, коли нормативний ризик не встановлений, пунктирна окружність відсутня на діаграмі. Зовнішня окружність може відповідати не критичному ризику, а іншому значенню ризику, який вважається представницьким, а інше значення вказується на кінці А радіуса кола. Численні явища й фактори можуть впливати на варіювання ризику усередині інтервалу, наприклад, зменшуючи його або, навпаки, збільшуючи. Для обліку такого роду змін використовують діалектичну функцію $\delta(y, z, t)$, яка ухвалює значення $\delta \Leftrightarrow 1$ та $p(\delta, t) = p(t)\delta$. Діалектична функція має вигляд:

$$\delta = \delta(y, z, t) = e^{-y+\beta} = e^{\beta\left(\frac{1-z}{\beta}\right)} = \frac{1}{e^{\beta\left(\frac{1-z}{\beta}\right)}} \quad (7)$$

де $\beta = \beta(z_1, z_2, \dots, z_n, t)$, $\gamma = \gamma(y_1, y_2, \dots, y_n, t)$.

Загальні закономірності розвитку процесів такі: з одного боку, рост параметра (веде до наростаючого збільшення функції); з іншого боку, як би не збільшувалося значення параметра, функція виявляється згасаючою – вона асимптотично наближається до нуля, ніколи його не досягаючи. І тому, коли обидва параметри ростуть однаково, система завжди йде до повної деградації, у тому числі й підривним способом. Функція (7) – конкретика стосовно до аналізованих умов розвитку подій (ситуацій), по характерних ознаках яких оцінюється ризик.

ВИСНОВОК

Таким чином, за допомогою формул (3)–(7) підхід «надійність – ризик – технічне обслуговування», описаним загальним алгоритмом (1), виявляється конкретизованим для практичного використання.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гуков Я.С. Наукове забезпечення формування державної політики стосовно відтворення та оновлення матеріально-технічної бази агропромислових підприємств / Я.С. Гуков // *Механізація та електрифікація сільського господарства*. – 2008. – Вип. 92. – С. 13–25.
2. Булгаков В. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні / В. Булгаков // *Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України*. – Дослідницьке, 2009. – Вип. 13. – С. 21–29.
3. Кравчук В.І. Окремі аспекти досліджень технічного забезпечення АПК / В.І. Кравчук // *Техніка АПК*. – 2008. – №3-4. – С. 6–7.
4. Ковбаса В.П. Використання ПЕОМ при проектуванні технологічних процесів в сільськогосподарському машинобудуванні / Ковбаса В.П., Соломка В.О., Деркач О.П. // *Вісник Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка*. – Харків: ХНТУСГ, 2009. – Вип. 76. – С. 264–270.
5. Роговський І.Л. Методи вирішення адаптивності системи технічного обслуговування сільськогосподарських машин / І.Л. Роговський // *Motrol : Motoryzacja i Energetyka Rolnictwa*. – 2010. – Vol. 12 B. – P. 153–158.
6. Панталієко Л.А. Оценивание и оптимизация параметрических систем методами практической устойчивости / Л.А. Панталієко // *Доповіді Національної академії наук України. Технічні науки*. – 2008. – №8. – С. 110–114.
7. Панталієнко Л.А. Чисельні алгоритми побудови максимальних за об'ємом множин допусків / Панталієнко Л.А. // *Motrol : Motorization and energetics in agriculture*. – Lublin-Kyiv, 2003. – Vol. 6. – P. 231–235.
8. Роговський І.Л. Аналітичний опис комплексного показника ефективності системи машин в рослинництві / І.Л. Роговський // *Праці Таврійського державного агротехнологічного університету*. – Мелітополь, 2010. – Вип. 10. – Т. 5. – С. 129–136.
9. Роговський І.Л. Технічні вимоги до гарантійного технічного обслуговування сільськогосподарських машин / І.Л. Роговський // *Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України*. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 286–291.
10. Роговський І.Л. Методичні положення опису працездатності сільськогосподарських машин з резервуванням / І.Л. Роговський // *Сільськогосподарські машини*. – Луцьк: ЛНТУ, 2009. – Вип. 21. – С. 113–118.

INFLUENCE OF PARAMETERS OF RELIABILITY FOR MAINTENANCE RATE OF AGRICULTURAL MASHINES

Summary. In paper results of the analytical description of formalisation of reliability of agricultural mashines in system of their maintenance service are presented.

Key words: reliability, system, maintenance service.

УДК 621.374: 633.11

ВИКОРИСТАННЯ БІОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОЧАСТИНОК МЕТАЛІВ, ПРИ ВИРОЩУВАННІ ЗЕРНОВИХ

Konstantin Lopatko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Досліджено структуру та властивості наночастинок, отриманих електроіскровим диспергуванням у воді та показана їх ефективність у технології вирощування озимої пшениці.

Ключові слова: наночастинка, водні дисперсії металів, біологічна функціональність.

ВСТУП

На сьогоднішній день накопичено значний науковий потенціал по різноманітним методам і способам отримання наноматеріалів відповідних металів та сплавів, цілеспрямованого створення композитів та комплексів [1], проведено дослідження їх фізичних та хімічних властивостей [2], з'являються перші позитивні результати застосування наноматеріалів та препаратів на їх основі у медицині та біотехнологіях [3].

ОБ'ЄКТИ І МЕТОДИ

Ефективність впливу наночастинок металів істотно залежить від їх розмірів, оскільки при зменшенні розмірів наночастинок збільшується поверхнева енергія, що зумовлює інтенсифікацію процесу взаємодії наночастинок з навколишнім середовищем.

Для отримання максимального ефекту застосування наноматеріалів у біотехнологіях, крім суто фізичних властивостей (розміри, структура, гранулометричний склад, значення електричного заряду на поверхні частинки), вони повинні мати зручну препаративну форму, бути біологічно доступними та не мати домішок. Крім того, природа та походження наноматеріалів впливатиме на токсикологічні характеристики [4], що значно обмежує їх використання на біологічних об'єктах. Існуючі способи отримання наноматеріалів необхідно поділити на дві основні групи – хімічні та фізичні, що за технологічним принципом отримання означає консолідацію атомарних та молекулярних форм у більш крупні системи – кластери і наночастинки, або диспергування масиву до нанорозмірного діапазону.

Маючи свої переваги та недоліки, на сьогоднішній день ні один із способів не може бути виділений як універсальний, особливо з огляду на майбутню галузь застосування, зокрема біотехнології. Виходячи з того, що основні властивості наноматеріалів формуються на стадії їх отримання, при аналізі способів отримання наноматеріалів необхідно враховувати природу основного процесу, в наслідок якого відбувається синтез наноматеріалів. Крім того, ефективність застосування наноматеріалів пов'язана з відповідною препаративною формою та можливістю тривалого зберігання хіміко-біологічної активності.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Аналіз існуючих методів і способів отримання наноматеріалів виділяє метод об'ємного електроіскрового диспергування металів (ОЕІДМ) у рідині як одного із найбільш ефективних методів отримання частинок з розмірами від декількох нм до >100 нм. Технології, які основані

на цьому методі, мають переваги перед технологіями, в яких використовуються вибух провідників, випаровування-конденсація, механічне, хімічне, електронно-променеве та газотермічне диспергування матеріалів. Середня температура робочої рідини може бути низькою, але в мікроплазмових об'ємах іскрінь короткочасно (протягом 10–100 мкс) виникають надвисокі температури $(7-10) \times 10^3$ °К, що дозволяє отримувати частинки із матеріалів, які мають суттєво різні температури плавлення. Великі швидкості охолодження в рідині дисперсних іскроерозійних частинок призводять до значної модифікації їх структури та утворення матеріалів з унікальними властивостями [5].

Для забезпечення продуктивності іскроерозійного диспергування використовували шар струмопровідних гранул срібла (5-10 мм) у розрядній камері, виконаної з діелектрику. Для ОЕІДМ формували розрядні імпульси (PI) зі струмом 1–10 кА, що в 5–500 разів більше від середнього струму електромережі. Електричний опір шару гранул (0,1-1 Ом) залежить від напруги та частоти розрядних імпульсів і може стохастично змінюватись в межах 0,01-10 Ом із збільшенням розрядного струму в 1,5–5 разів (без іскрінь між гранулами), або зменшенням в 2–100 разів (при відповідному збільшенні тривалості PI теж без електроіскрінь між гранулами шару) [6-9].

Параметри розрядної цепі змінювались у наступних межах: ємність робочого конденсатору $C = 25-200$ мкФ, напруга заряду конденсатору $U_z = 50-250$ В, індуктивність розрядного контуру L не перевищувала 1мкГн. Процес диспергування вели у розрядній камері, заповненою деіонізованою водою. В результаті накопиченої електричної енергії на конденсаторній батареї, відбувається збудження розряду. У цей момент у між електродному проміжку виникає іскровий розряд, який являє собою плазмовий канал (рис. 1), що існує вкрай обмежений час. Тривалість розрядів знаходиться у діапазоні $10^{-3} - 10^{-6}$ сек. Висока температура плазми забезпечує плавлення та випаровування металу, який швидко охолоджується у дисперсійному середовищі. Конденсація парів металу призводить до формування наночасток, що утворюють з дисперсійним середовищем колоїдний розчин.

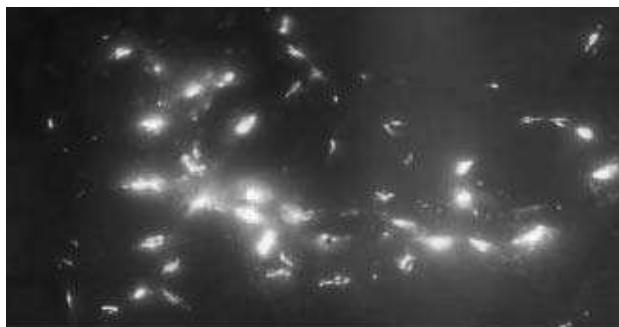


Рис. 1. Утворення плазмових каналів між металевими гранулами

Фізико-хімічні методи дослідження, кількісний та якісний аналізи отриманих водних дисперсій та самих частинок дають уявлення про їх структуру та властивості. Методами електронної мікроскопії – іонний гелієвий (СiМ) (Zeiss ORION) і електронний (СЭМ) (Zeiss SUPRA 40VP), визначали морфологію дисперсної фази (рис. 2).

Оцінка форми частинок, що наближається до кристалічної, свідчить про кінетику їх утворення, а саме кристалізацію з парової фази. Наявність частинок кулястої форми в загальній масі отриманого порошку (рис. 3) є результатом розбризкування рідкої фази. При розмірах 1-10 мкм вони мають не тільки іншу будову але й властивості, що принципово відрізняє їх від нанорозмірної фракції. Однак, не виключається їх біологічна дія на макрорівні. У першу чергу, такі частинки можуть виступати у якості сорбційних центрів і навіть генерувати іони. Але їх ефективність та реакційна здатність не може бути порівняна з наночастинками і кластерами, умови утворення яких є різко не рівноважними.

Розміри, форма та структурно-фазовий склад багато в чому визначає біофункціональність та токсичність дисперсних матеріалів.

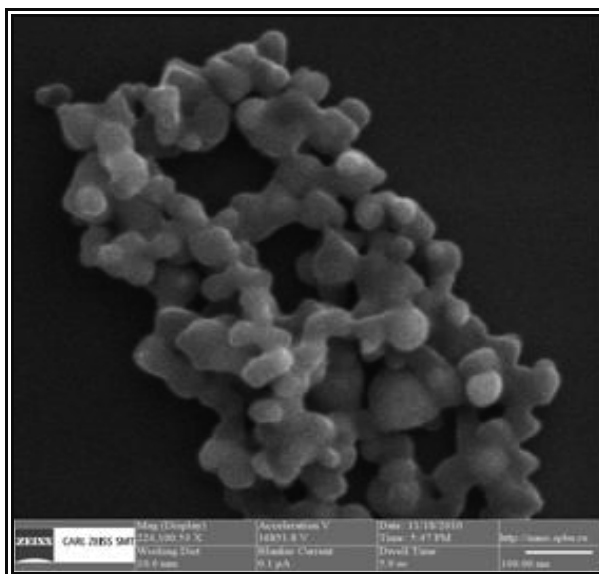


Рис. 2. Наночастинки срібла

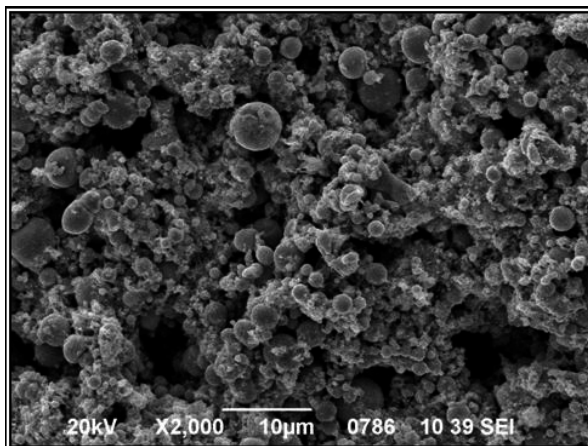
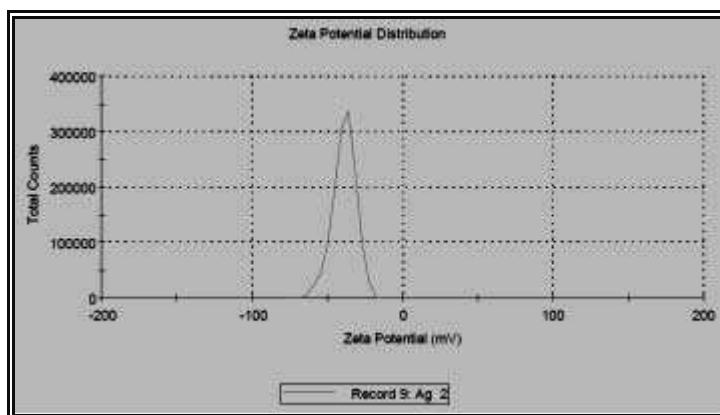


Рис. 3. Мікрочастинки срібла

Одним з найважливіших параметрів, що характеризують агрегативну стійкість колоїдної системи та її функціональність є електрокінетичний потенціал (ζ – потенціал), який вимірювали за допомогою Malvern ZETA SIZER. Враховуючи умови отримання водного розчину срібла, вода розглядається не тільки як середовище диспергування, але і як активним чинником, що приймає участь у формуванні міцелярної будови дисперсної фази.

При досягнутих температурах плазми у каналі розряду близько 8×10^3 °К, відбувається дисоціація води з утворенням атомарних та молекулярних форм: O_2 , H_2 , O^- , H^+ , OH^- . Отримані результати вимірювання ζ – потенціалу (рис. 4), свідчать про якісний склад адсорбційного шару, який разом із агрегатом, утворює колоїдну частинку. Від’ємний заряд формується за рахунок адсорбції атомів кисню та гідроксильної групи. Величина ζ – потенціалу складає близько 30 mV, що є достатнім для забезпечення агрегативної стійкості системи та проведення подальших біологічних аналізів та випробувань.

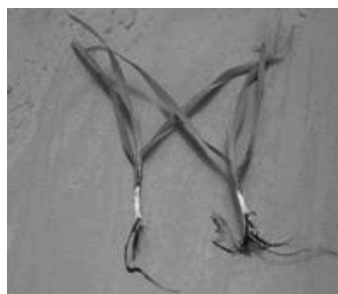
Попередня атестація отриманих матеріалів дає підстави говорити про імовірну біологічну функціональність наночастинок та можливість їх використання у біотехнологіях, зокрема технології вирощування зернових.

Рис. 4. Результати вимірювання ζ – потенціалу колоїду срібла

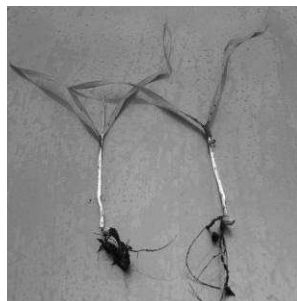
Усім без винятку рослинам для побудови ферментних систем - біокатализаторів - необхідні мікроелементи, серед яких найбільше значення мають залізо, марганець, цинк, мідь, бор, молібден, кобальт та інші. Їх називають "елементами життя", як би підкреслюючи, що за відсутності зазначених елементів життя рослин і тварин стає неможливою. Нестача мікроелементів у ґрунті не призводить до загибелі рослин, але є причиною зниження швидкості і узгодженості протікання процесів, відповідальних за розвиток організму. Зрештою рослини не реалізують своїх можливостей і дають низький і не завжди якісний урожай.

На протязі трьох років (2008 – 2010 рр.) проводилися випробування нанопрепаратів в модельних і стаціонарних дослідках для підвищення стійкості рослин пшениці для оптимізації норм, строків і способів використання нанодисперсних порошоків і колоїдних розчинів біологічно активних металів для підвищення стійкості рослин пшениці, до біотичних та абіотичних факторів [10]. Дослідження проводились у наукових лабораторіях та стаціонарній сівозміні кафедри рослинництва у ВП «Агрономічна дослідна станція» Національного університету біоресурсів і природокористування України, яка розміщена в с. Пшеничному Васильківського району Київської області. Проведено визначення польової схожості насіння; внесення пестицидів та розчинів нанодисперсних біогенних металів по вегетуючим рослинам; фенологічні спостереження та оцінка стійкості рослин до основних хвороб; визначення біометричних показників рослин; збирання та проведення післязбиральної обробки насіння. Об'єктом досліджень були процеси росту, розвитку та особливості формування продуктивності пшениці озимої при застосуванні нанорозмірних біогенних металів.

Помітний вплив наноматеріалів спостерігався вже на сходах посівів пшениці озимої (рис. 5) у порівнянні з контрольними сходами, що не були обробленими. Випередження у рості та добре сформований вузол кушення створюють умови для кращого зимування та початку вегетаційного періоду у весні. Водні розчини наночастинок біогенних металів, створюючи пролонговану дію, забезпечують фізіологічну потребу рослин у мікроелементах, які перш за все мають ферментативну функцію.



а) насіння оброблено



б) насіння не оброблено

Рис. 5. Вплив наноматеріалів на розвиток сходів посівів озимої пшениці

Проведення польових досліджень дозволило встановити, що ферментативна активність залежить як від удобрення так і від погодних умов, які склались під час вегетації. Але досить суттєвим чинником є мікроелементи. Дослідження показали, що в варіанті обробки насіння колоїдним розчином нанометалів активність пероксидази і каталази була вищою ніж в варіанті обробки протруйником Вітаваксом 200ФФ. Так, обробка насіння колоїдом металів сприяла зростанню активності пероксидази в контрольному варіанті на 20% IV етапі органогенезу, на 15% VII етапі та на 10% X етапі, а в варіанті з внесенням $N_{30}P_{150}K_{150}+N_{30(II)}+N_{60(IV)}+N_{30(VII)}$ – на 20% IV етапі, на 5-25% VII етапі та на 10% X етапі. Нанометали сприяли зростанню активності пероксидази на VII етапі органогенезу, коли відбувається підвищення інтенсивності окисно-відновних процесів у рослині.

Веgetативний ріст є важливою характеристикою продуктивності посівів пшениці озимої. Чим більша листостеблова маса рослин, тим більший в ній запас пластичних речовин для утворення репродуктивних органів і формування врожаю. Вивчення динаміки наростання вегетативної маси (табл. 1) а також її добовий приріст, визначали за зміною маси проб рослин пшениці озимої сорту Національна на фоні різних елементів технології вирощування за основними етапами органогенезу. Істотні прирости вегетативної маси залежно від досліджуваних чинників спостерігались, починаючи з VI етапу органогенезу і максимального значення досягала на VIII етапові.

Таблиця 1. Динаміка наростання вегетативної маси пшениці озимої сорту Національна залежно від удобрення і передпосівної обробки насіння, т/га

Назва варіанту		Етапи органогенезу							
		VIII				X			
		Органи рослин							
		листя	стебла	колосся	разом	листя	стебла	колосся	Разом
КОНТРОЛЬ	контроль	57	178	15	250	17	140	66	223
	$N_{30}P_{30}K_{30}$	93	221	41	355	35	190	110	335
	$N_{150}P_{150}K_{150}$	150	309	72	531	57	263	180	500
Обробка насіння препаратом (на основі наночастинок)									
	контроль	71	195	25	291	27	153	78	258
	$N_{30}P_{30}K_{30}$	113	240	51	404	42	203	125	370
	$N_{150}P_{150}K_{150}$	164	323	80	567	65	273	199	537
Обробка насіння препаратом і Вітаваксом 200Ф									
	контроль	65	189	20	274	23	149	76	248
	$N_{30}P_{30}K_{30}$	109	232	47	388	39	199	121	359
	$N_{150}P_{150}K_{150}$	159	319	78	556	63	270	191	524
Обробка насіння протруйником – Вітаваксом 200Ф									
	контроль	60	186	17	263	21	146	74	241
	$N_{30}P_{30}K_{30}$	101	226	44	371	37	194	118	349
	$N_{150}P_{150}K_{150}$	154	314	76	544	60	267	187	514

Рівень накопичення посівами сухої речовини за вегетаційний період характеризує рівень їх продуктивності. Тому, в період формування зернівки та наливу зерна важливе значення має трансформація продуктів фотосинтезу і темпи накопичення сухої речовини. В цей час підсистеми продукуюча та запасуюча – тісно взаємопов'язані і врожай зерна формується як результат взаємодії зернівок та фотосинтезуючого апарату.

Спрямованість процесу накопичення сухої речовини та перерозподіл між продукуючою та запасуючою системами є однією з оцінок рівня продуктивності.

Система удобрення є одним з швидкодіючих факторів, які здатні впливати на хід даних процесів. Тому дослідження динаміки накопичення сухої речовини посівами пшениці залежно від систем удобрення та застосування в обробці насіння наноматеріалу викликає закономірний інтерес.

Вміст сухої речовини в органах рослин визначали за основними етапами органогенезу. Найбільш інтенсивне накопичення сухої речовини рослинами пшениці відмічалось в період проходження VI-VIII етапів органогенезу.

Результати досліджень накопиченню сухої речовини під впливом різних систем удобрення та обробки насіння свідчать про чутливість рослин пшениці до цих елементів технології вирощування. Внесення добрив в дозі $N_{150}P_{150}K_{150}$ забезпечувало найбільше нагромадження сухої речовини – 104-124 ц/га на VIII етапі органогенезу. Дещо нижчими були показники в варіанті, де застосовували добрива в дозі $N_{120}P_{120}K_{120}$. Абсолютний контроль значно поступався вказаним варіантам у накопиченню сухої маси в рослинах – 74,5-72,5 ц/га. Застосування препарату в основі якого наночастинки металів на фоні удобрення збільшувало вміст сухої речовини, що в свою чергу збільшувало продуктивність рослин і сприяло формуванню вищої врожайності зерна пшениці озимої.

Внесення добрив сприяло інтенсивному наростанню листової поверхні. Тому в варіанті з внесенням добрив в дозі $N_{150}P_{150}K_{150}$ в фазу колосіння спостерігалось найбільше накопичення сухої речовини в листі пшениці озимої – 31,3-36,0 ц/га. Внесення добрив в дозі $N_{30}P_{30}K_{30}$ сприяло формуванню посівів з дещо нижчим накопиченням сухої речовини листя – 23,8-25,2 ц/га. В контрольному варіанті накопичувалося 16,0-16,8 ц/га сухої речовини в листі. Обробка посівного матеріалу наночастинками сприяла більшому накопиченню сухої речовини в листі на 4,4-14,1% в порівнянні з абсолютним контролем, комплексний вплив Вітаваксу 200Ф і наночастинок – на 1,6-13,2 % і обробка Вітаваксом сприяла накопиченню листової частини на 1,1-12,6%. Застосування препарату на основі нанодисперсних розчинів металів сприяло більш інтенсивному накопиченню сухої речовини в репродуктивних органах і зменшенню в стеблах. Інтенсивне накопичення сухої речовини в рослинах спостерігалось до X етапу органогенезу. Внесення добрив в дозі $N_{150}P_{150}K_{150}$ збільшувало накопичення сухої речовини в 2,2 рази (204 ц/га), $N_{30}P_{30}K_{30}$ в 1,7 рази (155 ц/га). Застосування наночастинок на фоні добрив сприяло збільшенню накопичення сухої речовини посівами ще додатково на 3,2-6,2 ц/га.

Накопичення більшої кількості сухої речовини має важливе значення на пізніх етапах органогенезу, так як вона є джерелом постачання зернівок, що формуються, поживними речовинами. На X етапі органогенезу спостерігається зменшення вмісту сухої речовини в листі та зростання в колосках. При цьому внесення добрив сприяло більшому накопиченню сухої речовини в листі пшениці з 10,8 до 32,1 ц/га, в колосках – з 31,8 до 84,8 ц/га. Застосування в обробці насіння наноматеріалу сприяло збільшенню сухої речовини листя до 67,2% та до 56% в колосках. На X етапі органогенезу в варіантах з застосуванням наноматеріалу відмічено більш інтенсивне накопичення сухої речовини в органах рослин, особливо листі та в стеблах.

На VI і VIII етапах проходить швидке нагромадження сухої речовини в листях та стеблах. Максимальну кількість сухої речовини за вегетацію як в органах, так і в рослині в цілому накопичували рослини варіантів, де застосовували наноматеріали для обробки насіння на високому фоні удобрення – 204 ц/га, матеріал посівний оброблений Вітаваксом 200Ф – 199 ц/га (табл. 2).

Таблиця 2. Накопичення сухої речовини посівами пшениці озимої сорту Національна залежно від застосування наночастинок та протруєння насіння Вітаваксом 200Ф, ц/га

Назва варіанту	Етапи органогенезу								
	VIII				X				
	Органи рослин								
	листя	стебла	колосся	разом	листя	стебла	колосся	Разом	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	
контроль	контроль	16,0	40,4	8,1	64,5	10,8	65,4	38,8	90,0
	$N_{30}P_{30}K_{30}$	23,8	39,7	13,4	76,9	16,7	67,0	53,3	137
	$N_{150}P_{150}K_{150}$	31,3	55,9	16,8	104	18,8	69,2	54,0	142
Обробка насіння препаратом (на основі наночастинок)									
контроль	16,8	46,6	9,1	72,5	11,2	41,8	40,2	93,2	
$N_{30}P_{30}K_{30}$	25,2	40,0	15,2	80,4	17,9	78,2	58,9	155	
$N_{150}P_{150}K_{150}$	36,0	69,4	18,6	124	32,1	87,1	84,8	204	

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Обробка насіння препаратом і Вітаваксом 200Ф								
контроль	16,3	46,2	8,5	71,0	11,1	40,5	39,5	91,1
N ₃₀ P ₃₀ K ₃₀	24,6	39,8	14,6	79,0	17,7	77,3	55,0	150
N ₁₅₀ P ₁₅₀ K ₁₅₀	35,7	68,3	18,0	122	31,6	85,9	81,5	199
Обробка насіння протруйником - Вітаваксом 200Ф								
контроль	16,2	45,5	8,3	70,1	11,0	39,9	39,8	90,7
N ₃₀ P ₃₀ K ₃₀	24,4	39,3	14,4	78,1	17,6	76,3	55,0	148,9
N ₁₅₀ P ₁₅₀ K ₁₅₀	35,5	67,0	17,5	120	31,1	85,8	80,1	197,0

Застосовуючи для обробки насіння наноматеріал прослідковується тенденція до збільшення вмісту каротиноїдів в листі пшениці озимої. Обробка насіння наноматеріалами сприяла збільшенню вмісту каротиноїдів на 13,5 - 18,8%, Вітавакс 200Ф – на 5,8 - 6,3%, обробка насіння комплексом (водні розчини мікроелементів + Вітавакс 200Ф) відповідно на 9,6-10,9 % (рис. 6).



Рис. 6. Рослини (пшениця озима) у фазі воскової стиглості, оброблені відповідно: а) розчином на основі наночастинок; б) розчином наночастинок і Вітаваксом 200Ф; в) протруйником - Вітаваксом 200Ф

Накопичення каротиноїдів, яке відмічене під впливом мікроелементів у вигляді наночастинок сприяє підвищенню стійкості рослин до стресових умов середовища - високих температур, оскільки каротиноїди захищають біомембрани від фотоокислення під дією підвищених температур.

Отримані результати досліджень свідчать (табл. 3), що вміст пігментів під впливом наночастинок металів збільшується. Це сприяє розвитку такої адаптивної ознаки, як підвищена водоутримуюча здатність тканин, що особливо важливо в стресових ситуаціях, коли рослини зазнають впливу високої температури та атмосферної посухи.

Таблиця 3. Урожайність пшениці озимої залежно від методу обробки насіння 2010 р.

Сорт	Варіант	т/га	Порівняно до контролю	%
Національна	Насіння не оброблене	5,15	-	-
	Насіння оброблене + кушення	5,28	0,13	3,1
	Насіння оброблене + кушення + вихід в трубку	5,40	0,25	6,0
	Насіння оброблене + кушення + вихід в трубку + колосіння	5,55	0,40	9,6
Бриліант	Насіння не оброблене	3,88	-	-
	Насіння оброблене + кушення	4,05	0,17	4,4
	Насіння оброблене + кушення + вихід в трубку	4,17	0,29	7,5
	Насіння оброблене + кушення + вихід в трубку + колосіння	4,35	0,47	12,1

ВИСНОВКИ

Використання принципово нової препаративної форми мікроелементів, а саме водних розчинів нанодисперсних частинок металів, забезпечує більшу ефективність проти хвороб зернових культур (кореневі гнилі, борошниста роса, септоріоз), високу біологічну активність біогенних металів, виключає негативні наслідки застосування хімічних препаратів.

Використання мікроелементів при передпосівній обробці насіння та позакоренева обробка вегетуючих рослин дозволяє не тільки стимулювати ріст і розвиток рослин, прискорювати дозрівання, підвищувати стійкість до захворювань, а й забезпечувати морозо- і посухостійкість зеленої маси.

ЛІТЕРАТУРА

1. Андриевский Р.А. Наноструктурные материалы // Р.А. Андриевский, А.В. Рагуля. – М.: Издательский центр "Академия", 2005. – 192 с.
2. Гусев А.И. Наноматериалы, наноструктуры, нанотехнологии / А.И. Гусев. – М.: Физматлит, 2009. – 416 с.
3. Коршунов А.В. Биологическая активность нанопорошков металлов, полученных с помощью электрического взрыва проводников / А.В. Коршунов, А.П. Ильин // Физика и химия обработки материалов. – 2007. – № 3. – С. 70–75.
4. Арсентьева И.П. Использование биологических активных препаратов на основе наночастиц металлов в медицине и сельском хозяйстве / И.П. Арсентьева, Н.Н. Глушенко, Г.В. Павлов. – М.: Государственный Открытый Университет. 2000. – С. 17.
5. Лопатко К.Г. Структура та властивості наночастинок, отриманих електроіскрової обробки міді та срібла / К.Г. Лопатко, Є.Г. Афтандіянц, Я.В. Зауличний, М.В. Карпець // Металознавство та обробка металів. – 2009. – №3. – С. 57–62.
6. Щерба А.А. Разрядно-импульсные системы производства нанокolloидных растворов биологически активных металлов методом ОЭИД / Щерба А.А., Захарченко С.Н., Лопатко К.Г. // Праці інституту електродинаміки НАН України. – 2010. – Вип. №26. – С. 152–160.
7. Бублик Л.І. Довідник із захисту рослин / Л.І. Бублик, Г.І. Васечко, В.П. Васильєв та ін. ; за ред. М.П. Лісового. – К.: Урожай, 1999. – 744 с.
8. Кошевський І.І. Активізація захисних механізмів овочевих культур / І.І. Кошевський, Р.В. Ковбасенко, В.М. Ковбасенко, В.В. Теслюк // Інтегрований захист рослин на початку ХХІ

століття : Матеріали міжнародної науково-практичної конференції ; Інститут захисту рослин. - К.: Ніжин. Колобіг, 2004. – С. 343–348.

9. Теслюк В.В. Дослідження бакової суміші індукторів резистентності овочевих культур / В.В. Теслюк, Р.В. Ковбасенко, А.П. Дмитрієв, В.О. Дубровін, В.М. Ковбасенко // Агробіологія : зб. наук. пр. / Білоцерківський національний аграрний університет. – Біла Церква, 2010. – Вип. 3 (74). – С. 53–56.

10. Каленська С.М. Науково-практичні рекомендації по застосуванню препаратів на основі водних розчинів наночастинок біогенних металів для вирощування озимої пшениці / Каленська С.М., Лопатько К.Г., Афтандіянц Є.Г. // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. К., 2010. – Вип. 144, ч. 1. – С. 20–28.

USING BIOLOGICAL PROPERTIES OF METALS NANOPARTICLES IN TECHNOLOGY OF WHEAT

Summary. The structure and properties of nanoparticles produced by electric dispersion in water and demonstrate their effectiveness in technology of winter wheat growing.

Key words: nanoparticle aqueous dispersions of metals, the biological functionality.

УДК 631.3.01.004.67

ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ВІДНОВЛЕНИХ ПОВЕРХОНЬ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН

Leonid Rogovski

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті висвітлено результати експериментальних досліджень відносної зносостійкості відновлених поверхонь під підшипники чавунних корпусних деталей сільськогосподарських машин

Ключові слова: деталь, зносостійкість, відновлення, машина.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Відновлення зношених деталей дуговим наплавленням є одним з діяльних напрямків оперативного впливу на роботоздатність сільськогосподарської техніки. Ефективність цього напрямку в значній мірі визначається вибором раціональної технології наплавлення в кожному конкретному випадку [1]. Одним з технологічних показників техніко-економічної доцільності способу відновлення є зносостійкість відновленої поверхні [2]. Одним із шляхів визначення зносостійкості є прискорені випробування [3].

ОБ'ЄКТИ І МЕТОДИ

Дослідження проводились з метою порівняльної оцінки зносостійкості нової і відновлених різними способами внутрішніх циліндричних поверхонь, умови роботи яких є нерухоме за рахунок тертя спряження [4-10].

Об'єктами дослідження є натурні зразки нової і відновленої різними способами посадочної поверхні під підшипники кочення корпусних деталей сільськогосподарських машин.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Дослідження проводились в два етапи [4]: порівняльна оцінка зносостійкості відновлених поверхонь на машині МФК-1 та порівняльна оцінка зносостійкості відновлених поверхонь в умовах роботи натурального спряження на спеціалізованому стенді.

В якості контрзразків при випробуваннях використовували зовнішні кільця радіальних шарикових підшипників типу 203 і 310. в якості еталону порівняння прийнята зносостійкість посадочної поверхні нової деталі (матеріалом – СЧ 18).

Основні технологічні і геометричні характеристики поставлених на випробування зразків наведено в табл. 1. Зразки виготовлено з сірого чавуну марки СЧ 18.

Таблиця 1 – Характеристика зразків

Спосіб відновлення (умовне позначення)	Механічна обробка поверхні	Товщина нанесеного шару	Шорсткість поверхні, R_a , мкм	Кількість зразків
еталон (Е)	точіння, шліфування	---	0,25...0,50	8

Продовження табл. 1

Спосіб відновлення (умовне позначення)	Механічна обробка поверхні	Товщина нанесеного шару	Шорсткість поверхні, Ra, мкм	Кількість зразків
наплавлення з газополуменевим захистом (НГЗ)	точіння, шліфування	1,0	0,20...0,45	8
електроконтактне приварювання стрічки (ЕПС)	шліфування	0,9	0,18...0,53	8

При НГЗ було обрано режим наплавлення [5]: сила зварювального струму 140...150 А, напруга на дузі 17...18 В, крок наплавлення 3,7 мм/об, частота обертання деталі 1,4 об/хв, дріт 1,6Св-08, виліт електроду 18 мм, відстань від місця наплавлення до пальника 38...40 мм, витрата природного газу 80...90 л/год, витрата технічної кисню 185...195 л/год.

При ЕПС було обрано режим приварювання [6]: матеріал стрічки сталь 20, сила зварювального струму 8,0 кА, тривалість зварювання 0,18 секунди, тривалість паузи 0,09 секунди, зусилля стиснення 1950 Н, частота обертання деталі 1,7 об/хв, подача роликів 6,5 мм/об, витрата води на охолодження роликів 0,7 л/хв.

Випробувана поверхня еталонних зразків чиста. Відновлена поверхня зразків НГЗ в основному чиста. Однак наявні незначні раковини 12 одиниць площею до 1 мм², які розташовані по краю поверхні. Відновлені поверхні зразків ЕПС мають значну кількість раковин 37 одиниць, які істотні за площею 2-5 мм².

Мікротвердість вимірювалась на шліфах в поперечному перерізі зразків. Вимірювання мікротвердості проводились на приладі ПМТ-3М при навантаженні 0,49 Н. Результати вимірювань мікротвердості наведено на рис. 1.

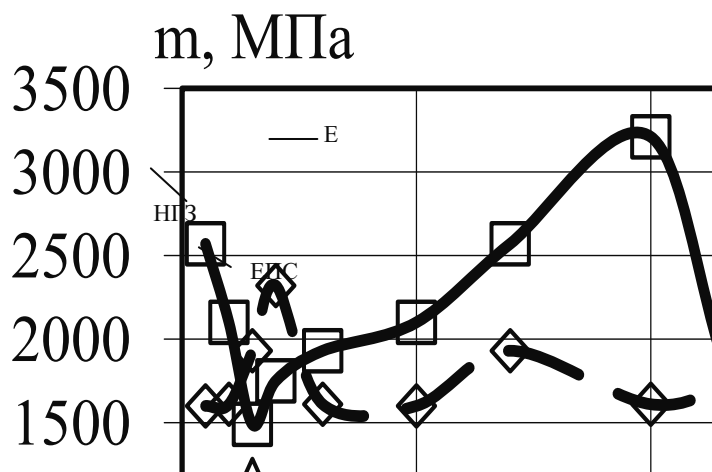


Рис. 1. Зміна мікротвердості зразків (m) за відстанню від поверхні (h)

За результатами вимірювання мікротвердості можемо окреслити, що:

- Мікротвердість еталону понижена на глибині до 0,1 мм і дорівнює 1610 МПа, на більшій глибині мікротвердість зростає до 2320 МПа;
- НГЗ забезпечує мікротвердість до 2570 МПа на глибині до 0,1 мм, а в перехідному шарі до 3210 МПа. Товщина наплавленого шару 1,0 мм;
- ЕПС не дозволяє отримати високої мікротвердості в перерізі зразка. Найбільша величина 1160 МПа отримана на глибині до 0,15 мм, з подальшою тенденцією до зменшення.

На першому етапі прискорених порівняльних випробувань на зносостійкість зразків нової і відновлених посадочних поверхонь корпусів коробок змінних передач під підшипники кочення проводились на машині МФК-1.

Умови випробувань були такими: навантаження (середнє) 30 МПа, амплітуда відносного переміщення зразка і контрзразка 0,9 мм, частота переміщення 25 Гц, тривалість випробувань $2,0 \times 10^5$ циклів, середовище випробування сухе тертя на повітрі.

Величину зносу зразків і контр зразків визначали ваговим методом як різницю маси об'єктів до і після випробувань. Для цього використовували відповідно ваги ВЛР-1 кг і ВЛР-200 Г. Перед зважуванням об'єкти випробувань промивались в бензині і висушувались протягом 0,5 годин в електричній печі при температурі 70°C і охолоджували на відкритому повітрі. Видалення продуктів зношення з досліджуваних поверхонь (відбиток контакту) проводилось розчином рідкого скла в соляній кислоті (1:1,4 за масою). Кількість повторних випробувань рівне чотирьом.

На другому етапі випробування проводились на спеціалізованому стенді (А.с. №1187007). На випробування були відібрані зразки, діаметр посадочних поверхонь під підшипники кочення яких знаходиться в межах поля допуску на цей розмір $110_{-0,025}^{+0,010}$. Перед складанням спряжені поверхні промивались бензином.

Умови випробування наступні: навантаження на генератор хвилі деформації $1600 \pm 40 \text{ Н}$, частота обертання ротора 1500 об/хв, тривалість випробування $3,0 \times 10^6$ циклів, середовище випробування сухе тертя на повітрі. Величина зносу зразків оцінювалась шляхом визначення середнього значення площі посадочної поверхні зразка, яка пошкоджена фреттінг-корозією. Площа визначалась планіметруванням на мірний папір.

Результати порівняльних випробувань на зносостійкість нової і відновлених різними способами посадочних поверхонь під підшипники кочення корпусних деталей при зношенні в умовах фреттінг-корозії приведені в табл. 2 і рис. 2. Умовні позначення, що прийняті в табл. 2 і рис. 2: W_{cp} – середнє арифметичне значення величини зносу, мг; σ – середнє квадратичне відхилення величини зносу, мг; V – коефіцієнт варіації величини зносу; ε – відносна зносостійкість поверхні; S – середнє значення площі посадочної поверхні зразка, яка пошкоджена фреттінг-корозією.

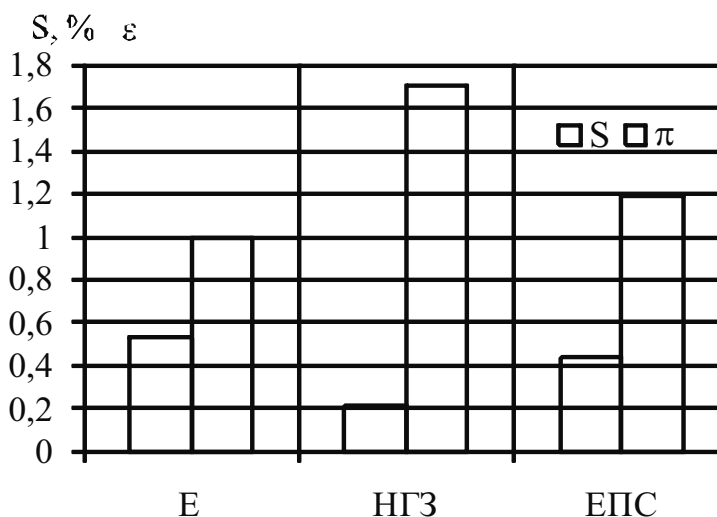


Рис. 2. Результати випробування поверхонь в умовах роботи натурального спряження

В результаті проведених випробувань встановлено:

- відновленні представленими способами посадочні поверхні під підшипники кочення зразків-моделей корпусних деталей характеризуються зносостійкістю, яка більша за аналогічний показник еталонної поверхні;

- в продовж випробування (3×10^6 циклів) в представлених зразках не відмічено жодного випадку порушення зчеплення нанесеного шару з основою;
- в натурному спряженні (рис. 2) отримано менші значення відносної зносостійкості поверхонь ніж в умовах зразків (табл. 2).

Таблиця 2. Результати випробувань поверхонь на машині МФК-1

Спосіб	Зразок			Контрзразок			Спряження			Відносна зносостійкість	
	W_{cp}	σ	V	W_{cp}	σ	V	W_{cp}	σ	V	поверхні	спряження
Е	21,0	3,0	0,14	0,6	0,2	0,33	21,6	3,4	0,16	1,0	1,0
НГЗ	10,0	1,5	0,15	1,6	0,4	0,25	11,6	1,5	0,13	2,1	1,86
ЕПС	16,0	2,7	0,17	2,5	0,5	0,20	18,5	2,9	0,16	1,3	1,17

ВИСНОВОК

Проведені дослідження, в цілому, дозволяють заключити, що спосіб відновлення зношених циліндричних поверхонь корпусних деталей сільськогосподарських машин наплавленням з газополуменим захистом забезпечує більшу зносостійкість відновлених поверхонь і спряження в цілому, що дозволяє підвищити довговічність відновлених деталей.

ЛІТЕРАТУРА

1. Зотов Ю.Ф. Восстановление дуговой сваркой и наплавкой чугуновых корпусных деталей / Ю.Ф. Зотов, В.Е. Иншин // Сб. науч. тр. Саратовського агроінженерного університета. – Саратов: САІУ, 1991. – С. 72–74.
2. Костецкий Б.И. Трение и износ / Б.И. Костецкий. – М.: Машиностроение, 1979. – 318 с.
3. Науменко В.М. Відновлення масивних деталей сільськогосподарської техніки наплавлення з газополуменим захистом / В.М. Науменко, Л.Л. Роговський // Механізація і електрифікація сільського господарства. – Глеваха: ННЦ “ІМЕСГ”. – 2001. – Вип. 85. – С. 242–246.
4. L. Rogovskii, N. Kutsenco // Accompanying event of International Machinery Faire'96 Nitra "Wear and Reliability of machines". – Nitra-Slovak republic: Dom Technics, 1996. – P. 134–138.
5. Булгаков В.М. Стан наукового забезпечення механізації сільського господарства в Україні / В.М. Булгаков // Техніко-технологічні аспекти розвитку та випробування нової техніки і технологій для сільського господарства України. – Дослідницьке: УкрНДІПВТ, 2009. – Вип. 13, кн. 1. – С. 21–29.
6. Молодик М.В. Обґрунтування вдосконалення системи технічного сервісу в АПК України / М.В. Молодик, Б.Г. Харченко // Вісник ДДАУ. – 2009. – № 2. – С. 128–132.
7. Панталієко Л.А. Оценивание и оптимизация параметрических систем методами практической устойчивости / Л.А. Панталієко // Доповіді Національної академії наук України. Технічні науки. – 2008. – №8. – С. 110–114.
8. Панталієко Л.А. Чисельні алгоритми побудови максимальних за об'ємом множин допусків / Панталієко Л.А. // Motrol : Motorization and energeticsin agriculture. – Lublin-Kyiv, 2003. – Vol. 6. – P. 231–235.
9. Денисенко М.І. Структурно-енергетичні основи управління тертям та зношуванням в машинах за наявності вільного абразиву / М.І. Денисенко // Motrol : Motorization and energeticsin agriculture. – Lublin-Kyiv, 2010. – Vol. 12В. – P. 159–164.
10. Костецкий Б.И. Трение, смазка и износ в машинах / Б.И. Костецкий. – К.: Техніка, 1970. – 396 с.

WEAR-RESISTANCE OF RESTORATION OF SURFACING CAST IRON PART OF AGRICULTURAL MASHINES

Summary. In paper the results of experimental researches of wear-resistance of restoration of surfacing under bearings of cast iron parts of agricultural mashines are submitted.

Key words: part, wear-resistance, restoration, mashine.

УДК 631.21.001

ОБҐРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЖАЛЮЗІЙНИХ РЕШІТ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ

Natalia Boltanska

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Приведено методику розв'язку задачі обґрунтування раціональних конструктивно-технологічних параметрів сепаруючих поверхонь жалюзійних решіт зернозбиральних комбайнів.

Ключові слова: оптимізація, керування, рух, прямі варіаційні методи.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Сепарація дрібного зерносолломистого вороху на жалюзійному решітці здійснюється за рахунок відмінностей комплексу фізико-механічних та аеродинамічних властивостей його компонентів. Для визначення раціональних конструктивно-технологічних параметрів сепаруючих поверхонь, що визначають ефективність процесу сепарації дрібного зерносолломистого вороху, необхідно вивчити детермінований рух окремих частинок вороху по робочих поверхнях очистки.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ ТА ПУБЛІКАЦІЙ

Розглянемо рух частинки масою m по робочій поверхні елемента жалюзі (рис. 1).

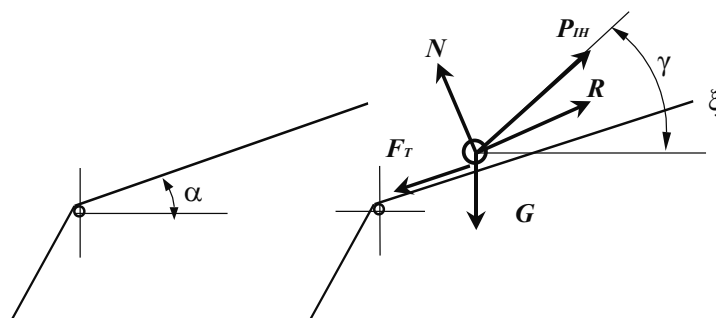


Рис. 1. Схема сил, які діють на частинку, що рухається по робочій поверхні елемента жалюзі

На дану частинку діють сила інерції коливального руху механізму решітного стану, сила дії повітряного потоку, що продуває решето, сила тяжіння, сила тертя та нормальна реакція поверхні [1].

Сила інерції [2]:

$$P_{IH} = m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t),$$

де: ω – кутова швидкість ведучої ланки приводу механізму очистки, c^{-1} ;

r – амплітуда коливального руху механізму очистки, мм.

Сила дії повітряного потоку [3]:

$$\bar{R} = m \cdot k_n \cdot (\bar{u} - \bar{v})^2,$$

де: u – відносна швидкість повітряного потоку над поверхнею елемента жалюзі, м/с,

v – відносна швидкість руху частинки, м/с,

k_n – коефіцієнт парусності частинки, м⁻¹,

$$k_n = \frac{\rho_n \cdot S}{m} \cdot K,$$

де: ρ_n – питома вага повітря, кг/м³,

S – площа “міделевого” перерізу частинки, м²,

K – коефіцієнт опору повітря.

З урахуванням коливальних переміщень решета отримаємо [4, 5]:

$$u = c + \omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\gamma - \alpha),$$

де: c – середнє значення швидкості повітряного потоку, що продуває решето, м/с.

Коефіцієнти k та k_n знаходяться в складній залежності як від параметрів, що визначають частинку, так і від параметрів повітряного потоку, які важко знайти. Тому використаємо метод непрямого визначення коефіцієнтів k та k_n по критичній швидкості витання $v_{кр}$, яка визначається експериментальним шляхом.

В такому випадку вираз для визначення сили дії повітряного потоку буде [6]:

$$\bar{R} = \frac{m \cdot g}{v_{кр}^2} \cdot (\bar{u} - \bar{v})^2.$$

Сила тяжіння [7]

$$G = m \cdot g.$$

Сила тертя [8]

$$F_T = f \cdot N,$$

де: f – коефіцієнт тертя частинки по поверхні жалюзі,

N – нормальна реакція поверхні, H .

Для визначення N спроекуємо сили, що діють на частинку, на вісь, перпендикулярну площині поверхні. Тоді отримаємо [9, 10]:

$$N = m \cdot g \cdot \cos \alpha - m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \sin(\gamma - \alpha).$$

Отже рівняння відносного руху частинки запишеться у вигляді:

$$m \cdot \frac{d^2 \bar{S}}{dt^2} = \bar{R} + \bar{P}_{IH} + \bar{G} + \bar{N} + \bar{F}_T,$$

де: \bar{S} – вектор переміщення частинки відносно поверхні гребінки.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Ефективність поділу дрібного зерносомистого вороху на жалюзійній поверхні визначається ймовірністю детермінованого переміщення окремих його частинок вверх або вниз по поверхні жалюзі з відривом або без відриву від неї.

Розглянемо випадок безвідривного руху частинки по поверхні гребінки. При цьому повинно забезпечуватись виконання умови $N > 0$. Тобто:

$$m \cdot g \cdot \cos \alpha > m \cdot \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot \sin(\gamma - \alpha). \quad (1)$$

Із виразу (1) після проведення перетворень отримаємо нерівність:

$$K < \frac{\cos \alpha}{\sin(\gamma - \alpha)},$$

де: K – коефіцієнт кінематичного режиму роботи решета.

Дана нерівність виконується в робочих діапазонах зміни величини кута установки гребінок α , що становить 15...40°, та напрямку дії сили інерції γ , що складає 20...40° при

існуючих значеннях показників кінематичних режимів решіт зернозбиральних комбайнів ($K = 1, 4, \dots, 2, 8$).

Отже, можна зробити припущення, що частинки вороху рухаються по робочій поверхні елемента жалюзі без відриву від неї.

Щоб одержати рівняння відносного руху частинки вороху по поверхні гребінки спроектуємо сили, що діють на частинку, на вісь, паралельну робочій поверхні гребінки. У випадку відносного руху частинки вгору по поверхні гребінки, після проведення необхідних перетворень, отримаємо:

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} = g \cdot \left(\left(\frac{c + \omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\gamma - \alpha) - \frac{d\xi}{dt}}{v_{KP}} \right)^2 - \sin \alpha + f \cdot \cos \alpha \right) + \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot (\cos(\gamma - \alpha) - f \cdot \sin(\gamma - \alpha)) \quad (2)$$

У випадку відносного руху частинки вниз по поверхні гребінки отримаємо:

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} = g \cdot \left(\left(\frac{c + \omega \cdot r \cdot \sin(\omega \cdot t) \cdot \cos(\gamma - \alpha) - \frac{d\xi}{dt}}{v_{KP}} \right)^2 - \sin \alpha - f \cdot \cos \alpha \right) + \omega^2 \cdot r \cdot \cos(\omega \cdot t) \cdot (\cos(\gamma - \alpha) + f \cdot \sin(\gamma - \alpha)). \quad (3)$$

Сумісне вирішення даних диференціальних рівнянь визначає характер руху частинок по поверхні гребінок, а отже, як наслідок, ймовірність поділу компонентів вороху сепаруючою поверхнею жалюзійного типу. Рівняння (2) та (3) є нелінійними неоднорідними диференціальними рівняннями другого порядку. Для вирішення даних диференціальних рівнянь скористаємося чисельним методом Рунге-Куты. Поставлена задача здійснюється за допомогою математичного програмного забезпечення MathCad.

В результаті проведених розрахунків отримано залежності середніх значень усталеної швидкості детермінованого руху частинок вороху по робочій поверхні елемента жалюзі від їх аеродинамічних властивостей та кута установки гребінок решета (рис. 2), що визначає можливість поділу частинок на жалюзійній сепаруючій поверхні.

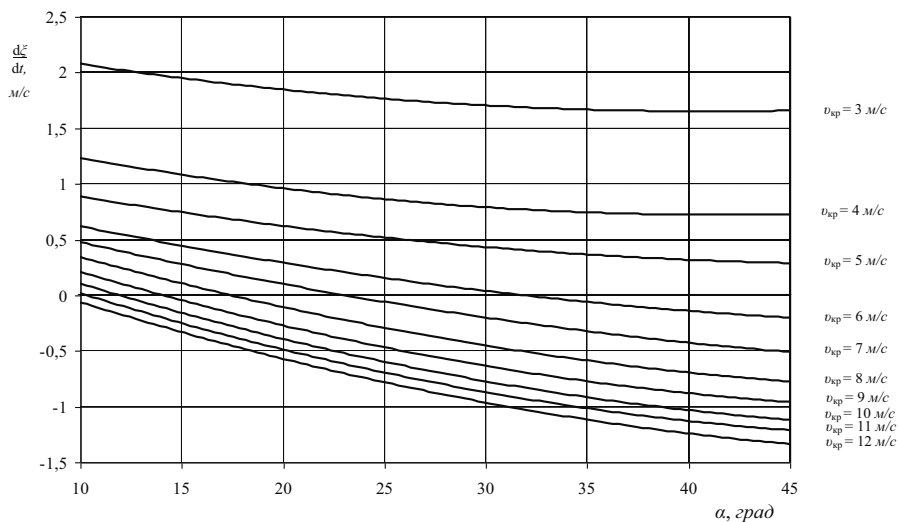


Рис. 2. Залежності середніх значень усталеної швидкості руху частинок вороху по робочій поверхні елемента жалюзі від аеродинамічних властивостей та кута установки гребінки

Як відмічалось вище, дрібний зерносомистий ворох, що надходить на верхню решето очистки, характеризується високим вмістом соломистих домішок. Виходячи з цього,

завданням даної сепаруючої поверхні є повне виділення зернової частини з шару вороху. Тобто, умовою ефективної роботи верхнього решета є забезпечення високої ймовірності детермінованих відносних переміщень зернових частинок вниз по робочій частині елемента жалюзі при незначних допустимих значеннях ймовірності переміщення соломистих частинок.

Отже, як видно з рис. 2, при середньому значенні швидкості повітряного потоку в камері очистки $c = 4 \text{ м/с}$, можливість переміщення зернових частинок ($v_{\text{кр}} = 6 \dots 10 \text{ м/с}$) вниз по поверхні жалюзі забезпечується при значенні величини кута нахилу робочої частини гребінки $\alpha > 25^\circ$. Збільшення кута α понад 40° веде до значного підвищення можливості проходу соломистих частинок.

Умовою ефективної роботи нижнього решета є забезпечення високого рівня чистоти зерна, що проходить крізь нього, тобто, підвищеної ймовірності детермінованих відносних переміщень соломистих частинок вверх по поверхні жалюзі. Виконання даної умови для соломистих частинок, що характеризуються значеннями критичних швидкостей витання в межах $v = 2 \dots 7 \text{ м/с}$, має місце (рис. 3) при значеннях кута нахилу жалюзі $\alpha < 20^\circ$. Зменшення кута α до 15° та менше веде до росту можливості переміщення зернових частинок вверх по поверхні жалюзі, що сприяє підвищеному їх сходу з нижнього решета та зростання рециркуляційних навантажень на очистку.

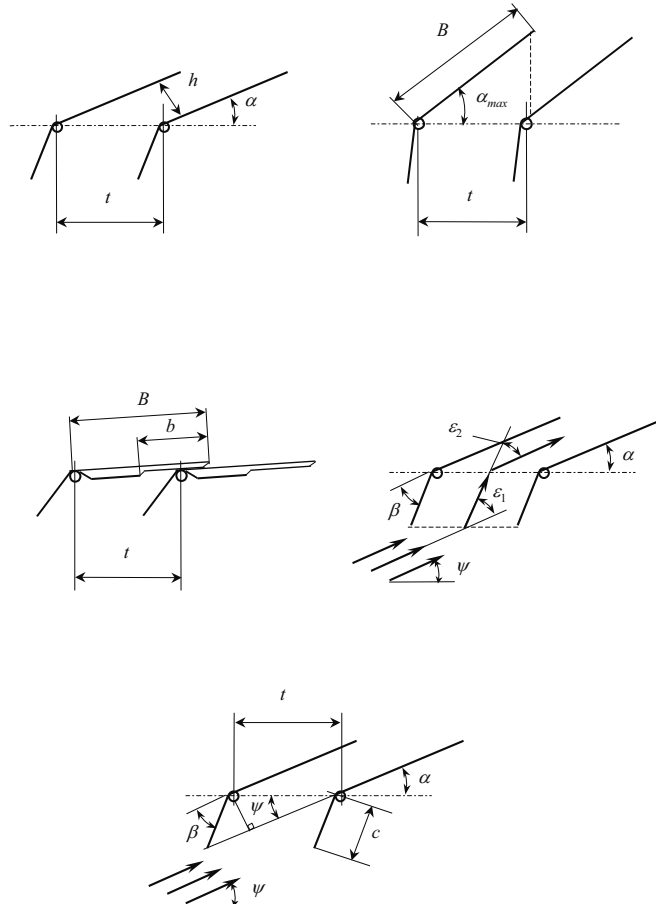


Рис. 3. Схеми до обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів уніфікованих сепаруючих поверхонь

Отже, ефективна робота сепаруючих поверхонь жалюзійного типу в очистках зернозбиральних комбайнів забезпечується при значеннях величин кутів нахилу робочих поверхонь гребінок решіт до горизонту: верхнього $\alpha = 25 \dots 30^\circ$; нижнього $\alpha = 15 \dots 20^\circ$.

Зазори між гребінками решіт h встановлюють залежно від розмірних характеристик компонентів вороху. При обмолоті основних зернових культур вони складають: для верхнього решета – 12...14 мм, а нижнього – 8...10 мм. Виходячи з цього, крок установки гребінок в рамці решета становить: $t = \frac{h}{\sin \alpha}$.

З метою уніфікації сепаруючих поверхонь верхнього та нижнього решіт з існуючими прийняли $t = 29$ мм. Величини кроку розміщення зубців гребінки a та міжзубового простору $a/2$ встановлювали, виходячи з наступних умов: зерно має проходити крізь міжзубові проміжки, що складають поздовжню решітку решета, без заклинювань в них; частинки недомолоту, по можливості, не повинні проходити крізь поздовжню решітку.

Тобто: $d_1 < \frac{a}{2} < d_2$, де: d – значення ширини зернини, мм; d_2 – значення ширини частинки недомолоту, мм. Довгі соломисті частинки, що знаходяться на поверхні гребінки, рухаються по поверхні гребінки вгору. Для забезпечення гарантованої ймовірності сходу соломистих частинок необхідно, щоб проекція зубчастої робочої частини гребінки на горизонтальну площину була більшою кроку установки гребінок в решеті. Тобто, при максимальному куті установки гребінок $\alpha \approx 40^\circ$ довжина робочої поверхні гребінки:

$$B \geq \frac{t}{\cos(\alpha_{\max})}$$

Величину висоти зубів гребінки визначали, виходячи з наступних міркувань. При збиранні дрібнонасіненних культур доводиться зменшувати швидкість повітряного потоку в камері очистки. При цьому різко зростає ймовірність проходження соломистих частинок крізь поперечну лінійну решітку решета. Для зменшення проходу соломистих частинок зменшують кут установки гребінок α . При цьому зменшується крок решітки, і, як наслідок, її живий переріз. При значеннях кута α установки гребінок близьких до нуля для забезпечення просіювання насіння крізь поверхню решета необхідно виконання умови $t > B - b$, де b – висота зубів гребінки. Приймаючи довжину отворів, що утворюються парами сусідніх гребінок рівною $a/2$, одержимо: $b = B - t + \frac{a}{2}$.

Повітрянапрямний щиток гребінки виконує роль дроселя, створюючи опір проходженню повітряного потоку. Для забезпечення рівномірної швидкості потоку, який пронизує решето, необхідно, щоб максимальний аеродинамічний опір шару вороху на решеті, не перевищував опору жалюзійного решета, тобто: $\Delta P_{P\Pi} \geq (\Delta P_{B\Pi})_{\max}$.

Максимальний аеродинамічний опір шару вороху складає:

$$(\Delta P_{B\Pi})_{\max} = \frac{q \cdot g}{B \cdot V_{\text{сеп}}}$$

де: q – навантаження на решето, кг/с,

g – прискорення вільного падіння, м/с²,

B – ширина решета, м,

$V_{\text{сеп}}$ – середнє значення швидкості руху шару вороху по поверхні решета, м/с.

Для визначення питомого аеродинамічного опору решета розглянемо рух повітря крізь міжжалюзійні проміжки, як рух по трубі прямокутного перерізу розміром $B \times t \cdot \cos \alpha$ з двома різкими поворотами на кут $\varepsilon_1 = \psi - \alpha + \beta$ та $\varepsilon_2 = \beta$.

Втрата тиску в трубі на подолання місцевих опорів буде: $\Delta P = 0,5 \cdot \sum_{i=1}^n \xi_i \cdot \rho \cdot v_{\Pi}^2$, де:

$\sum_{i=1}^n \xi_i$ – сума коефіцієнтів місцевих втрат; ρ – густина повітря, кг/м³; v_{Π} – швидкість

повітряного потоку, м/с. Для різкого повороту потоку коефіцієнти місцевих втрат:

$$\xi_i = a \cdot \left(\frac{\varepsilon_i}{90^\circ} \right)^2, \text{ де } a - \text{коефіцієнт, що враховує товщину труби.}$$

За умови $\alpha \approx \psi$ питомий аеродинамічний опір решета визначається:

$$\Delta P_{pII} = \frac{a \cdot \left(\frac{\beta}{90^\circ}\right)^2 \cdot \rho \cdot v_{II}^2}{B \cdot t}.$$

При цьому повинна виконуватись умова: $c \cdot \cos \beta \geq t \cdot \cos \psi$. Враховуючи дані виразів,

отримаємо нерівність: $\frac{a \cdot \left(\frac{\beta}{90^\circ}\right)^2 \cdot \rho \cdot v_{II}^2}{t} \geq \frac{q \cdot g}{V_{cep}}$. Із виразів отримуємо значення величини

відгину β та довжину c повітрянапрямого щитка гребінки.

ВИСНОВОК

В результаті проведених розрахунків отримано основні конструктивні параметри оптимізованих сепаруючих поверхонь. З метою уніфікації сепаруючих решіт верхніх та нижніх решіт було прийнято: довжина робочої частини гребінки – 38 мм, висота зуба гребінки – 21 мм, крок розміщення зубів – 22 мм, товщина зуба та величина міжзубового простору – 11 мм, довжина повітрянапрямого щитка – 18 мм, величина кута відгину щитка – 45°. Ширина гребінки встановлюється залежно від ширини решета та кратності розміщення гребінок у решеті.

ЛІТЕРАТУРА

1. Петров Ю.П. Вариационные методы теории оптимального управления / Ю.П. Петров. – Л.: Энергия, 1977. – 280 с.
2. Математическая теория оптимальных процессов / [Понтрягин Л.С., Болтнянский В.Г., Гамкрелидзе Р.В., Мищенко Е.Ф.] – М.: Физматгиз, 1961. – 392 с.
3. Беллман Р. Динамическое программирование / Р. Беллман ; [под. ред. Воробьева Н.Н.] – М.: Издательство иностранной литературы, 1960. – 400 с.
4. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Срофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
5. Ловейкін В.С. Оптимізація перехідних режимів руху механічних систем прямим варіаційним методом / В.С. Ловейкін, Ю.О. Ромасевич. – К. – Ніжин: Міланік, 2010. – 184 с.
6. Фельдбаум А.А. Методы теории автоматического управления / А.А. Фельдбаум, А.Г. Бутковский. – М.: Наука, 1971. – 744 с.
7. Корн Г. Справочник по высшей математике для научных работников и инженеров / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1973. – 832 с.
8. Robert H. Bishop. The Mechatronics handbook / Robert H. Bishop. – Austin: University of Texas at Austin, 2002. – 1229 p.
9. Пивень М.В. Обоснование параметров процесса решетного сепарирования зерновых смесей : Афтореф. дис. канд. техн. наук : 05.05.11 / М.В. Пивень. – Х., 2006. – 24 с.
10. Степаненко С.П. Підвищення ефективності вібропневматичних сепараторів зерна // Дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11 / С.П. Степаненко. – Глеваха: ННЦ «ІМЕСГ». – 2008. – 183 с.

VALIDATION OF STRUCTURAL-TECHNOLOGICAL PARAMETERS OF SEPARATING SURFACES OF CHEVRON SIEVE OF GRAIN COMBINES

Summary. The technique of solution of problem of validation of rational is structural-technological parametres of separating surfaces chevron sieve of grain combines is resulted.

Key words: optimization, management, direct variation methods.

УДК 631.173

АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ МЕТОДОМ ДЕРЕВА ВІДМОВ

Andriy Novitskiy, Oleksandr Bannyi

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті представлена методика оцінки надійності машин методом дерева відмов. Проведено аналіз відмов і несправностей засобів для приготування і роздавання кормів.

Ключові слова: надійність, відмови, засоби для приготування і роздавання кормів, дерево відмов.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Забезпечення надійної роботи засобів для приготування і роздавання кормів вимагає створення універсальних методів і засобів для оцінки функціонування вказаних машин, як в поточний момент, так і на деяких минулих і майбутніх проміжках часу. Тому розробка ефективних методів контролю технологічних параметрів машин в період функціонування, виявлення дефектів і несправностей на ранній стадії їх виникнення є досить актуальною проблемою. Успіх діагностування значною мірою обумовлений обґрунтованістю вибору інформативних компонент для побудови принципів діагностичних моделей об'єкту і моделей розпізнавання надійності систем. Але, разом з тим, ще не вирішене питання розпізнавання складних відмов і несправностей з кількісною та якісною оцінкою параметрів надійності машин для приготування і роздавання кормів (ЗПК).

Не менш важливим завданням, в комплексній системі оцінки технічного стану представлених об'єктів дослідження, є пошук несправностей, дефектів та відмов, які зароджуються в механізмах засобів для подрібнення і змішування. Вирішення цієї проблеми дозволить своєчасно виявляти небезпечні режими експлуатації засобу, в разі їх виникнення, що дасть можливість оперативно здійснювати регулювання механізмів та заміну зношених деталей і, тим самим, запобігти непередбаченим простоям.

Проаналізовані і класифіковані існуючі методи оцінки технічного стану можна розподілити в залежності від точності ідентифікації, характеру відмов, дефектів і несправностей. Розглянемо наступні види діагностування засобів для приготування і роздавання кормів:

1) динамічні методи - контроль вібрацій, шумів і поточних параметрів машин (параметрична діагностика);

2) дефектоскопія - сукупність методів неруйнівного контролю, призначених для виявлення і запобігання появи дефектів або типових пошкоджень таких як: знос і зносостійкість; деформування та руйнування виробу; контроль за швидкістю корозії; контроль за швидкістю старіння матеріалів, рідин та металів; контроль за накопиченням на поверхні деталей різних видів наростотворень (забруднень) і т.д.;

3) аналіз тенденцій формування відмови це прогнозування розвитку виявленого дефекту в часі з метою запобігання виникненню критичних ситуацій;

4) аналіз передумов - запобігання появи можливих відмов і несправностей відповідно до дерева відмов, на підставі вивчення досвіду експлуатації машин та протоколів випробувань;

5) вивчення нормативно-технічної і ремонтної документації.

Перші три методи можна віднести до активного (оперативного) контролю, останні - до пасивного. Щонайкраще завдання оцінки технічного стану та діагностики вирішуються при комплексному використанні представлених методів.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

В сучасній літературі по теорії надійності описано багато методів і способів оцінки та розрахунку надійності технічних систем. Для аналізу і синтезу складних систем та вивчення причин, що викликають відмови може бути використано метод дерева відмов [1, 2, 4, 5]. За останні роки цей метод знайшов своє застосування при проектуванні систем та встановленні їх надійності [4, 7, 8, 9]. Метод дерева відмов використано для оцінки надійності механічних і транспортних систем [3, 6, 10], трубопроводів [2], для дослідження причин виникнення аварій і травм у сільському господарстві та промисловості, техногенного і природного впливу [3, 5]. Основною метою аналізу надійності машин з використанням дерева відмов є визначення причин та розрахунок ймовірності виникнення відмов, формування заходів для підвищення технічного рівня машин.

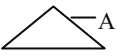
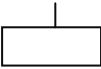



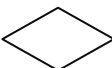
ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Відмови систем «ЛМС», складовими яких є засоби для приготування і роздавання кормів, являються предметом дослідження машин на протязі всіх життєвих циклів. Виходячи з представленого вище аналізу можна відмітити, що дослідження рівня надійності системи «людина-машина-середовище» методом дерева відмов є актуальною проблемою, яка має важливе наукове і практичне значення. На сьогодні, дане питання не достатньо вивчене, особливо в розрізі засобів для приготування і роздавання кормів із врахуванням таких компонент, як «машина», «оператор», «середовище». Метою побудови дерева відмов для засобів для приготування і роздавання кормів є моделювання умов, які формують верхню подію – відмову системи під впливом відмов машини.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Метод дерева відмов є дедуктивним методом, який використовується при діагностуванні відмов систем та їх причин з позицій надійності. Для якісного і кількісного опису формування відмов розробляються логіко-імітаційні моделі та використовуються рівняння булевої алгебри. Дерево відмов розробляється з допомогою логічних і стандартних символів подій і переносу, окремі з яких представлені в таблиці.

Таблиця. Позначення логічних і стандартних символів та переносу

№	Назва події, оператора	Символ	Опис події, оператора
1.	Основне перенесення		Перенесення. Використовується для перенесення підструктури із іншої гілки /сторінки/
2.	Подія на виході із "дверей" (верхня або підверхня)		Подія, яка з'являється після логічного узгодження на вході
3.	Оператор "або"		Оператор, який забезпечує вихід, якщо відбудеться одне або більше вхідних подій
4.	Оператор "і"		Оператор, який забезпечує вихід, якщо відбудеться кожна із вхідних подій
5.	Первинна основна подія		Подія, яка не потребує подальшої розробки
6.	Вторинна основна подія		Подія, що не розроблена до власної причини через відсутність інформації, через низький ризик або ж для запобігання паралельного аналізу подій

Побудова моделі починається з головної події, якою є відмова системи. Наступні події розміщуються зверху вниз, аж до базових. При побудові логіко-імітаційних моделей використано оператори "І" та "АБО". Взаємодія між подіями та процесами, які викликають відмови засобів для приготування і роздавання кормів можна представити у вигляді схеми (дерева відмов), яка представлена на рис. 1.

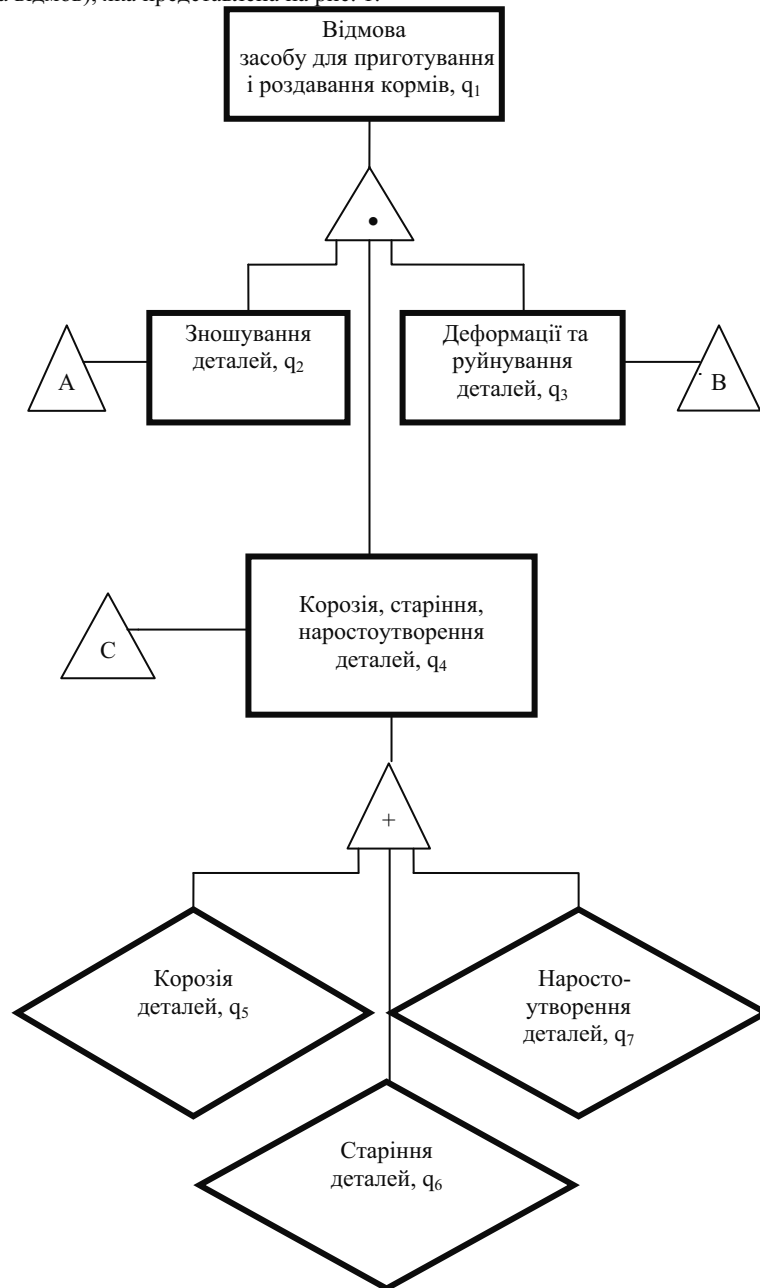


Рис. 1- Дерево відмов засобу для приготування і роздавання кормів.

На схемі виділені найбільш важливі події, які суттєво впливають на надійність засобів для приготування і роздавання кормів, як складових складної системи «ЛІМС». Більш глибокий

аналіз втрати працездатності об'єкту дослідження ЗПКР проведено із врахуванням зношування деталей, їх деформації та руйнування, представленого на рис. 2 і 3. Використовуючи побудовані моделі формування відмов зв'язок між подіями можна представити аналітично у вигляді відповідних рівнянь алгебри логіки.

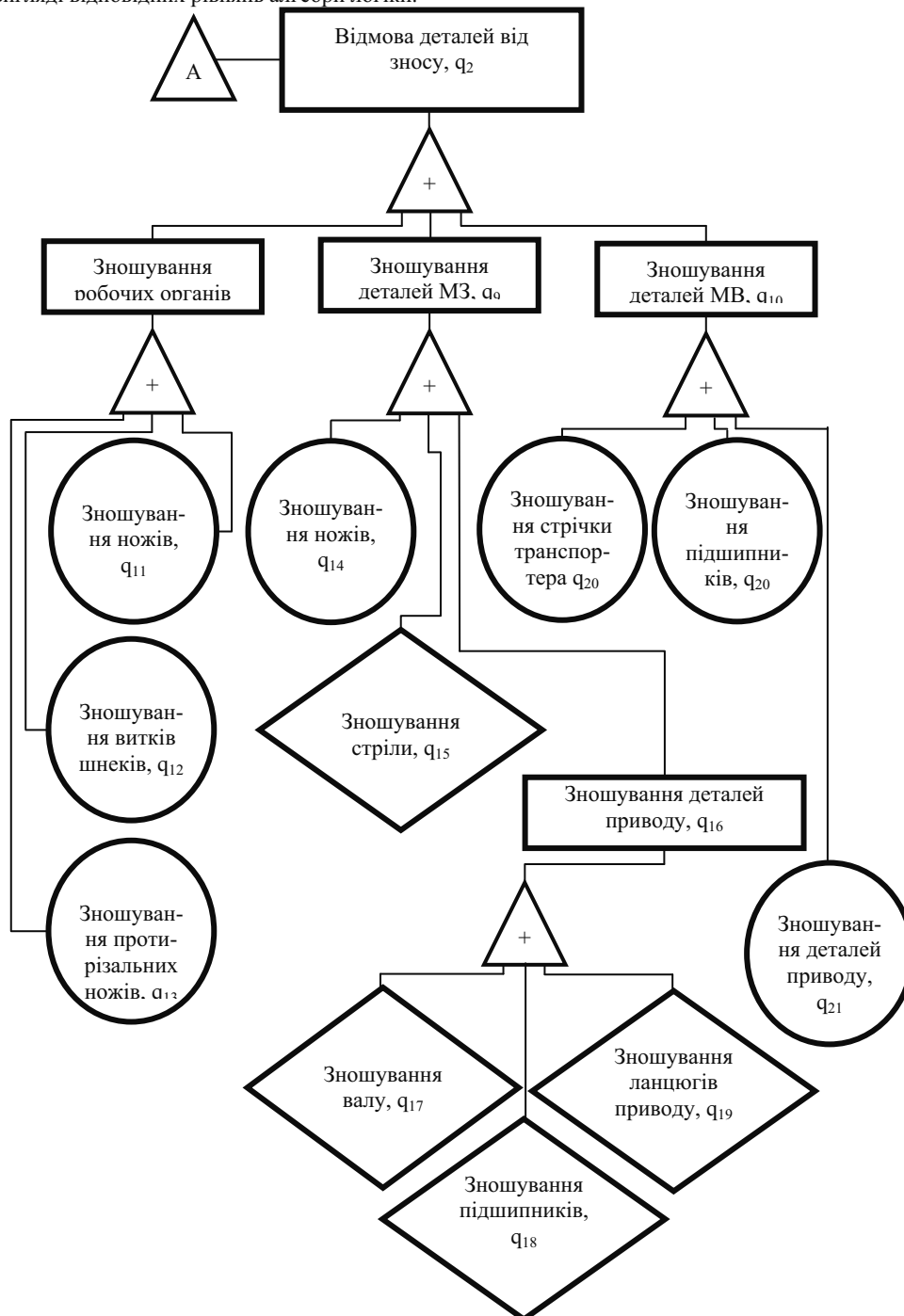


Рис. 2. Гілка дерева відмов "Зношування деталей"

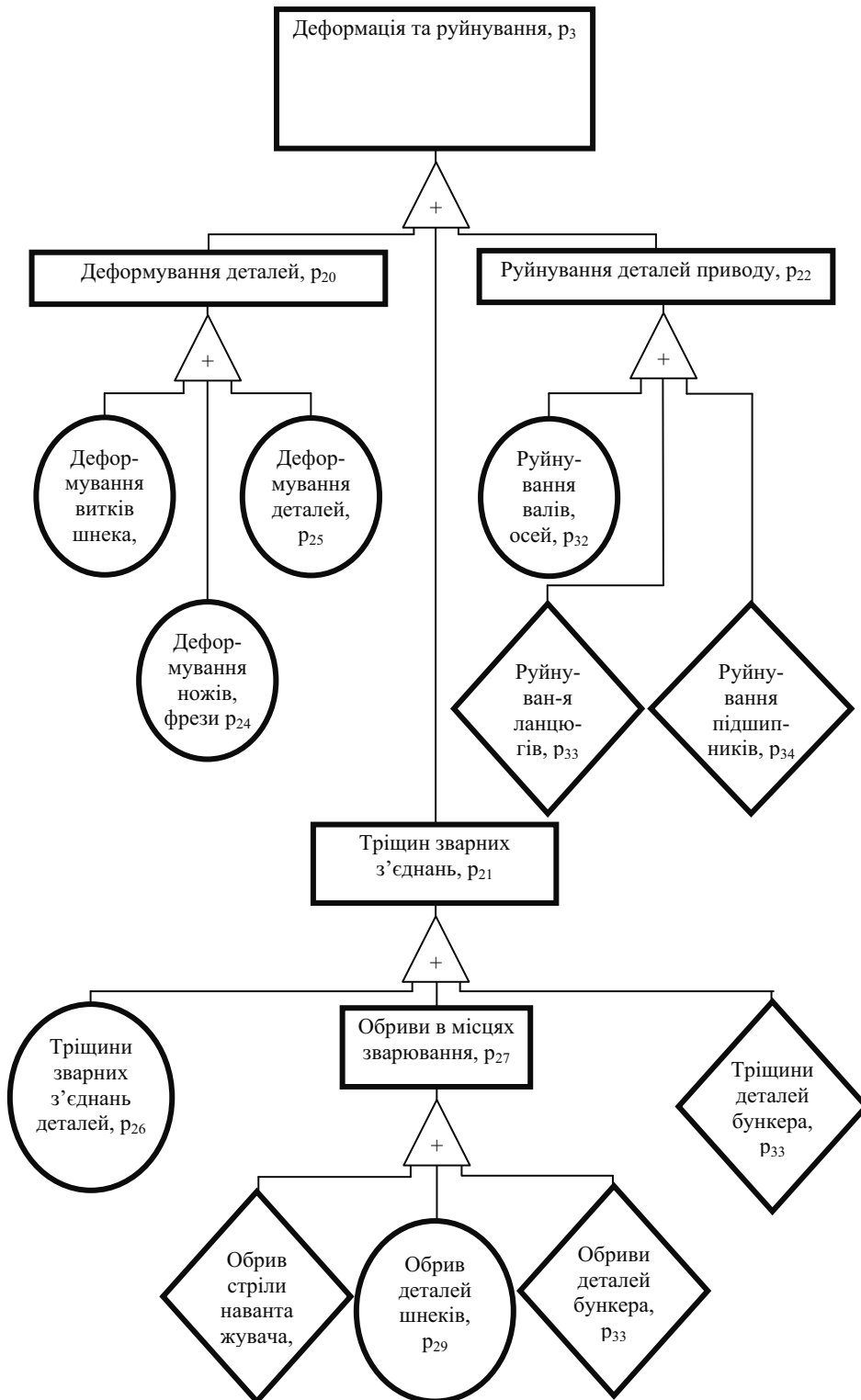


Рис. 3. Гілка дерева відмов “Деформації та руйнування деталей”

Ймовірності виникнення базових подій можна розрахувати згідно відомого рівняння:

$$P_i = \frac{n_i}{N} \quad (1)$$

де p_i – ймовірність виникнення базової події (відмови);
 n_i – кількість відмов i -го виду,
 N – загальна кількість відмов.

Для зручності побудови моделі (структура А), були введені наступні позначення: МПЗ – механізм подрібнення-змішування; МЗ – механізм завантаження; МВ – механізм вивантаження. У відповідності до положень булевої алгебри рівняння для визначення ймовірностей відмов деталей під впливом зношування можуть бути представлені на основі аналізу структури А, (рис. 2):

$$\begin{aligned} Q_8 &= Q_{11} + Q_{12} + Q_{13} - Q_{11} \cdot Q_{12} - Q_{11} \cdot Q_{13} - Q_{12} \cdot Q_{13} + Q_{11} \cdot Q_{12} \cdot Q_{13}, \\ Q_9 &= Q_{14} + Q_{15} + Q_{16} - Q_{14} \cdot Q_{15} - Q_{14} \cdot Q_{16} - Q_{15} \cdot Q_{16} + Q_{14} \cdot Q_{15} \cdot Q_{16}, \\ Q_{10} &= Q_{20} + Q_{21} + Q_{22} - Q_{20} \cdot Q_{21} - Q_{20} \cdot Q_{22} - Q_{21} \cdot Q_{22} + Q_{20} \cdot Q_{21} \cdot Q_{22}. \end{aligned} \quad (2)$$

Тоді ймовірність виникнення відмов деталей ЗПРК під впливом зношування можемо розрахувати за наступною залежністю:

$$Q_2 = Q_8 \cdot Q_9 + Q_{10} - Q_8 \cdot Q_9 - Q_8 \cdot Q_{10} - Q_9 \cdot Q_{10} + Q_8 \cdot Q_9 \cdot Q_{10}.$$

У випадку втрати працездатності ЗПРК при виникненні відмов причиною яких є деформація і руйнування деталей (структура В, рис. 3), ймовірності відмов визначаються за наступними рівняннями:

$$\begin{aligned} Q_{20} &= Q_{23} + Q_{24} + Q_{25} - Q_{23} \cdot Q_{24} - Q_{23} \cdot Q_{25} - Q_{24} \cdot Q_{25} + Q_{23} \cdot Q_{24} \cdot Q_{25}, \\ Q_{21} &= Q_{26} + Q_{27} + Q_{28} - Q_{26} \cdot Q_{27} - Q_{25} \cdot Q_{26} - Q_{26} \cdot Q_{27} + Q_{25} \cdot Q_{26} \cdot Q_{27}, \\ Q_{27} &= Q_{28} + Q_{29} + Q_{30} - Q_{28} \cdot Q_{29} - Q_{28} \cdot Q_{30} - Q_{29} \cdot Q_{30} + Q_{28} \cdot Q_{29} \cdot Q_{30}, \\ Q_{22} &= Q_{31} + Q_{32} + Q_{33} - Q_{31} \cdot Q_{32} - Q_{31} \cdot Q_{33} - Q_{32} \cdot Q_{33} + Q_{31} \cdot Q_{32} \cdot Q_{33}. \end{aligned} \quad (3)$$

На основі отриманих ймовірностей відмов q_{20} , q_{21} , q_{22} та q_{22} , запишемо рівняння для визначення ймовірності виникнення відмов деталей ЗПРК під впливом деформації та руйнування:

$$Q_3 = Q_{20} + Q_{21} + Q_{22} - Q_{20} \cdot Q_{21} - Q_{20} \cdot Q_{22} - Q_{21} \cdot Q_{22} + Q_{20} \cdot Q_{21} \cdot Q_{22}.$$

Відмови засобу для приготування і роздавання кормів, як складової системи «ЛМС», також пов'язані з відмовами деталей причиною яких є корозія, старіння та наростування (структура С, рис. 1) і можуть бути визначені наступним рівнянням:

$$Q_4 = Q_5 \cdot Q_6 + Q_7 - Q_5 \cdot Q_6 - Q_5 \cdot Q_7 - Q_6 \cdot Q_7 + Q_5 \cdot Q_6 \cdot Q_7. \quad (4)$$

Як показує аналіз структури С, на ймовірність відмови машини також впливають корозія, старіння та наростування. Але вказані події є вторинними і не розроблені до власної причини через відсутність повної інформації та низький ризик у порівнянні з представленими вище відмовами деталей та робочих органів ЗПРК.

Отримані ймовірності основних складових подій, які обумовлюють втрату працездатності ЗПРК сумісно з розробленою моделлю дозволяють записати математичну залежність для визначення ймовірності відмови всієї системи із врахуванням таких компонент, як q_2 , q_3 та q_4 :

$$Q_1 = Q_2 \cdot Q_3 + Q_4 - Q_2 \cdot Q_3 - Q_2 \cdot Q_4 - Q_3 \cdot Q_4 + Q_2 \cdot Q_3 \cdot Q_4. \quad (5)$$

Аналіз складових формули (5) вказує на те, що найбільший вплив на ймовірність виникнення відказу системи (дробарки) має поява незалежних подій p_2 , p_3 , p_4 , які складають близько 90% від загальної ймовірності виникнення відказу. Ймовірність сумісної появи двох незалежних подій, тобто одночасного виникнення двох видів пошкоджень (відказів) становить біля 3%. І лише до 1% припадає на ймовірність виникнення одночасно трьох незалежних подій – відмова деталей через зношування, відмова деталей через деформацію та руйнування, відмова машини через низьку надійність оператора.

Враховуючи, що ймовірність безвідмовної роботи та ймовірність відмови складають повну групу подій, рівняння для визначення ймовірності безвідмовної роботи системи (засобу для приготування і роздавання кормів) можна записати в наступному вигляді:

$$p_{б.р.з.} = 1 - q_1, \quad (6)$$

де: $p_{б.р.з.}$ – ймовірність безвідмовної роботи засобу для приготування і роздавання кормів.

ВИСНОВОК

Встановлення ймовірностей відмов деталей засобів для приготування і роздавання кормів, як складової системи «ЛМС» в залежності від основних видів пошкоджень дозволяють прогнозувати появу потенційних відмов в конструкції, а звідси - і проводити пошук відповідних конструктивно-технологічних заходів по їх запобіганню. Метод дає уявлення про поведінку системи, допомагає виявляти відмови; виконувати кількісний і якісний аналіз надійності; полегшує оцінку надійності складних систем. Перспективними в цьому напрямку можуть бути дослідження, які направлені на більш детальний опис впливу на надійність системи «ЛМС» таких складових, як «оператор» та «середовище».

ЛІТЕРАТУРА

1. Бойко А.І. Аналіз надійності кормодробарок методом дерева відказів / А.І. Бойко, А.В. Новицький // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник «Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин». – Кіровоград: КДТУ, 1999. – Вип. 28. – С. 46-54.
2. Берман А.Ф. Метод «дерева отказов» для анализа надежности и безопасности технологических трубопроводов / А.Ф. Берман // Надежность и контроль качества. – 1990. – №10. – С. 58–62.
3. Ветошкин А.Г. Надёжность и безопасность технических систем / А.Г. Ветошкин, В.И. Марунин, под ред. А.Г. Ветошкина. – Пенза: Пензенский государственный университет, 2002. – 129 с.
4. Димлон Б. Инженерные методы обеспечения надежности систем / Б. Димлон, Ч. Синх ; [Пер. с англ.]. – М.: Мир, 1984. – 318 с.
5. Лехман С.Д. Запобігання аварійності і травматизму у сільському господарстві / Лехман С.Д., Рубльов В.І., Рябцев Б.І. – К.: Урожай, 1993. – 272 с.
6. Панич Л. Анализ надежности механических систем методом дерева отказов / Л. Панич, Г. Иванович // Вестник машиностроения. – 1997. – №8. – С. 24–30.
7. Рябинин А.И. Надёжность и безопасность структурно-сложных систем / Рябинин А.И. – Санкт-Петербург: Политехника, 2000. – 248 с.
8. Хенли Х. Дж., Кумамото Х. Надёжность технических систем и оценка риска / Х. Хенли, Х. Кумамото ; под ред. В.С. Сыромятникова. – М.: Машиностроение, 1984. – 528 с.
9. Кочкаров А.А. Стойкость и обоснование стойкости сложных технических и социально-технических систем / А.А. Кочкаров, Г.Г. Малинецкий. – М. : Мир, 1976. – 455 с.
10. Дедков В.К. Основные вопросы эксплуатации сложных систем / В.К. Дедков, Н.А. Северцев. – М.: Высшая школа, 1976. – 406 с.

ANALYSIS OF RELIABILITY OF MEANS FOR PREPARATION AND DISPENSE OF FORAGE BY METHOD OF TREE OF FAILURES

Summary. In paper the methodology of estimation of reliability of means by method of tree of failures is presented. The analysis of refuses and disrepairs of facilities for preparation and distribution of forage is conducted.

Key words: reliability, failures, means for preparation and dispense of forage, tree of failures.

УДК 621.87

БАГАТОМАСОВА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ КОРМОЗМІШУВАЧА ГВИНТОВОГО ТИПУ ЗІ ЗМІННИМ ОПОРОМ

Vyatcheslav Loveykin, Alla Yavorska

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. У статті приведено багатомасову математичну модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу. Наведено результати досліджень динаміки пуску конвеєра з урахуванням змінного моменту опору.

Ключові слова: гвинтовий конвеєр, динамічні навантаження, багатомасова модель, коефіцієнт жорсткості, момент опору.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Динамічні навантаження в машинах і механізмах виникають при неусталених режимах роботи системи (при пусках і зупинках), а також при змінному моменті корисного навантаження. Динамічні навантаження діють на приводний механізм та гвинтовий вал.

Для дослідження динамічних властивостей машин і механізмів, їх представляють у вигляді одномасових, двомасових і тримасових моделей, які описуються диференціальними рівняннями руху другого порядку [5].

Для більш глибокого вивчення динаміки машин і механізмів, які мають складну кінематичну схему, використовують моделі третього і більш високих порядків.

З огляду на це, для дослідження динамічних навантажень кормозмішувача гвинтового типу і отримання більш точних результатів досліджень, пропонується розглянути багатомасову модель.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Аналіз наукових досліджень показує, що розв'язання проблеми кінематики та динаміки руху гвинтових конвеєрів спирається на науковий доробок Комарова М.С. [7], Гевка Б.М. [11], Давидова Б.Л. [2], Дмитриченко М.Ф. [4], Рогатинського Р.М. [13].

Кінематичні та динамічні параметри системи гвинтовий конвеєр-вантаж та параметри ударного навантаження на гвинтовий робочий орган у період запуску показано у роботі [3]; динамічна модель роботи гнучкого гвинтового конвеєра в критичних режимах навантаження, аналітичні розв'язки для конкретних випадків, які дозволили дослідити конструктивні параметри конвеєра, параметри навантаження та їх вплив на час наростання критичного навантаження – досліджено у праці [1].

В роботі [9] описано характеристики режимів руху механізмів і машин на ділянках перехідних процесів, а також їх вплив на ефективність роботи, подано динамічні критерії оцінки динаміки руху механізмів.

Разом з тим, для проведення теоретичного дослідження динамічної оптимізації режимів руху кормозмішувачів є потреба в побудові багатомасової математичної моделі динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу.

Мета цієї статті полягає в побудові багатомасової математичної моделі динаміки руху кормозмішувачів гвинтового типу на ділянках перехідних процесів і визначення за допомогою цієї моделі дійсних навантажень, що діють в елементах конвеєра.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДИСКУСІЯ

При побудові динамічної моделі намагаються врахувати якнайбільше параметрів, і в той же час намагаються отримати такі моделі, для яких системи рівнянь руху дозволяють точніше і простіше вирішувати поставлені задачі [9].

Вважаємо, що основні елементи гвинтового кормороздавача (рис. 1) є абсолютно твердими тілами, окрім елементів передавального механізму, які володіють пружними властивостями, а також гвинтового вала, представленого зосередженими масами, що з'єднані пружними елементами.

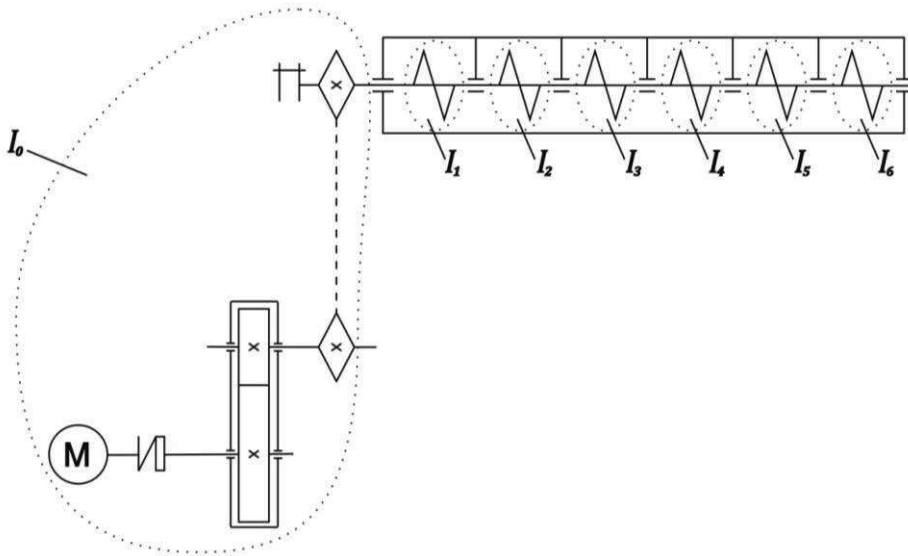


Рис. 1. Кінематична схема кормозмішувача гвинтового типу

Для визначення динамічних навантажень кормороздавача побудовано багатомасову динамічну модель (рис.2). В цій моделі гвинтовий вал представлено у вигляді шести зосереджених мас, що з'єднані пружними зв'язками, а приводний механізм замінено зосередженою масою, яка за допомогою пружного елемента з'єднана з гвинтовим валом.

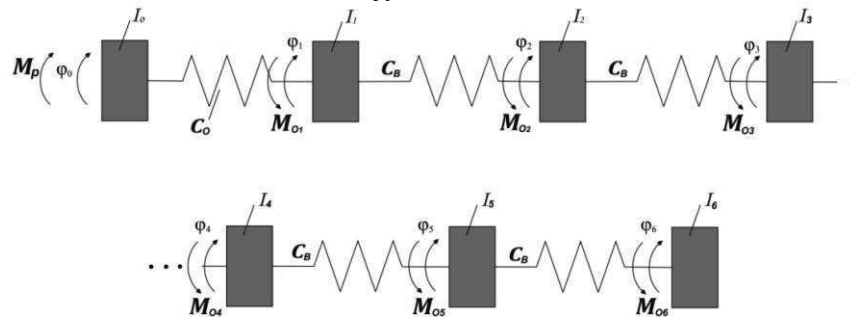


Рис. 2. Динамічна модель гвинтового кормозмішувача

В цій моделі прийняті такі позначення: $I_0, I_1, I_2, I_3, I_4, I_5, I_6$ - відповідно моменти інерції ланок приводного механізму та елементів гвинтового вала з вантажем, що транспортується, зведених до осі повороту гвинта; $\varphi_0, \varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \varphi_4, \varphi_5, \varphi_6$ - узагальнені кутові координати повороту зосереджених мас відповідно приводного механізму та гвинтового вала з вантажем; M_p - рушійний момент на валу електродвигуна, приведений до осі повороту

гвинтового вала; $M_{O_1}, M_{O_2}, M_{O_3}, M_{O_4}, M_{O_5}, M_{O_6}$ - моменти сил опору переміщенню вантажу на ділянках гвинтового вала; C_0, C_B - відповідно зведена до осі повороту гвинтового вала жорсткість ланок приводного механізму і жорсткість ділянки гвинтового вала, яка представлена відокремленим елементом.

Використовуючи принцип Даламбера, отримали диференціальні рівняння руху гвинтового кормороздавача, які матимуть такий вигляд:

$$\begin{cases} I_0 \ddot{\varphi}_0 = M_p(\dot{\varphi}_0) - C_0(\varphi_0 - \varphi_1), \\ I_1 \ddot{\varphi}_1 = C_0(\varphi_0 - \varphi_1) - C_B(\varphi_1 - \varphi_2) - M_{O_1}(\dot{\varphi}_1), \\ I_2 \ddot{\varphi}_2 = C_B(\varphi_1 - \varphi_2) - C_B(\varphi_2 - \varphi_3) - M_{O_2}(\dot{\varphi}_2), \\ I_3 \ddot{\varphi}_3 = C_B(\varphi_2 - \varphi_3) - C_B(\varphi_3 - \varphi_4) - M_{O_3}(\dot{\varphi}_3), \\ I_4 \ddot{\varphi}_4 = C_B(\varphi_3 - \varphi_4) - C_B(\varphi_4 - \varphi_5) - M_{O_4}(\dot{\varphi}_4), \\ I_5 \ddot{\varphi}_5 = C_B(\varphi_4 - \varphi_5) - C_B(\varphi_5 - \varphi_6) - M_{O_5}(\dot{\varphi}_5), \\ I_6 \ddot{\varphi}_6 = C_B(\varphi_5 - \varphi_6) - M_{O_6}(\dot{\varphi}_6). \end{cases} \quad (1)$$

Для розглянутої системи визначили моменти інерції окремих ланок. Момент інерції приводу I_0 включає в себе моменти інерції двигуна, муфти, редуктора, ведучої зірочки ланцюгової передачі, ланцюга, веденої зірочки ланцюгової передачі і пружної муфти відповідно власних осей обертання, які приведено до осі повороту гвинтового вала.

Моменти інерції зосереджених мас гвинтового вала мають такі складові: момент інерції лопатей, валу, також враховується зведений момент інерції маси вантажу, що переміщається лінійно, і обертається з гвинтовим валом.

Знайдемо зведену жорсткість приводу і елементів гвинтового вала, а також рушійний момент, який розраховуємо за формулою:

$$M_p = M_{O_6} \cdot u_1 \cdot u_2 \cdot \eta_1. \quad (2)$$

де: M_{O_6} - момент на валу електродвигуна приводного механізму; u_1, u_2 - передаточні числа відповідно редуктора і ланцюгової передачі; η_1 - к.к.д. приводного механізму.

В представленій моделі момент M_{O_6} визначається з механічної характеристики електродвигуна, яка для асинхронного двигуна виражається формулою Клосса [14].

Момент опору не є сталою величиною. Його значення залежить від швидкості:

$$\begin{cases} F_{on} \cdot V = P, \\ M_{on} \cdot \omega = P, \end{cases} \Rightarrow F_{on} \cdot V = M_{on} \cdot \omega \Rightarrow M_{on} = \frac{F_{on} \cdot V}{\omega}$$

де: F_{on} - сумарна сила опору; V - швидкість транспортування вантажу; P - потужність, яка затрачається на подолання сил опору; M_{on} - момент сил опору; ω - кутова швидкість обертання гвинтового вала.

До сумарної сили опору входять такі складові:

- 1) сила на подолання тертя матеріалу об жолоб конвеєра,
- 2) складова сили опору, яка виникає внаслідок тертя шнека об жолоб,
- 3) складова сили опору, яка виникає при терті матеріалу об опорні підшипники,
- 4) складова сили опору, яка виникає при терті матеріалу об підвісний проміжні підшипники,

5) складова сили опору, яка виникає від внутрішнього тертя між частинками матеріалу,

6) складова втрат в приводі.

Загальна складова сил опору – це сума всіх вищезгаданих складових сил опору.

Експериментальними дослідженнями встановлено, що на початку руху момент опору більший в 1,8 рази в порівнянні з усталеним рухом конвеєра.

Вважаємо, що залежність моменту сил опору від кутової швидкості гвинтового вала описується кривою другого порядку:

$$M_{on} = A_0 + A_1 \cdot \omega + A_2 \cdot \omega^2,$$

де A_0, A_1, A_2 – постійні коефіцієнти, які знаходяться з крайових умов руху; ω – частота обертання гвинтового вала:

$$\begin{aligned} \text{Крайові умови:} \quad & \text{при } \omega = 0: \quad M_{on} = M_{\max}, \\ & \text{при } \omega = \omega_n: \quad M_{on} = M_n, \quad M'_{on} = 0. \end{aligned}$$

Тут M_n, M_{\max} – номінальне та максимальне значення моменту сил опору; ω_n – номінальна швидкість обертання гвинтового вала.

Знаючи крайові умови, визначаємо коефіцієнти і отримуємо залежність моментів опору від кутової швидкості:

$$M_{on} = M_{\max} - 2 \left(\frac{M_{\max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \omega + \left(\frac{M_{\max} - M_n}{\omega_n^2} \right) \cdot \omega^2. \quad (3)$$

В отримане рівняння (3) підставляємо значення F_{on} і M_{\max} для кожного відрізка гвинтового вала. В результаті чого отримаємо залежності моментів сил опору.

В рівняння (1) підставляємо значення рушійного моменту (2) з урахування формули Клосса, змінні моменти сил опору на різних відрізках (3). Отримаємо диференціальні рівняння руху, які є нелінійними рівняннями II-го порядку. Розв'язуємо їх за допомогою програми Mathematica.

Характеристики швидкості і прискорення, які показано на рис. 3, були отримані для таких вихідних даних:

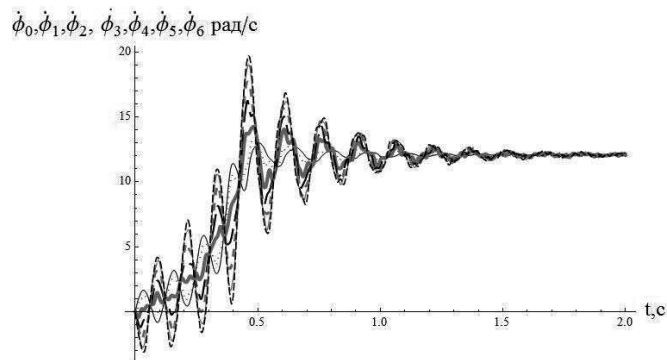
$$I_0 = 4,14 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad I_1 = I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = I_6 = 0,632 \text{ кг} \cdot \text{м}^2, \quad u_1 = 3.15; \quad u_2 = 2,$$

$$\eta_1 = 0.95; \quad M_k = 159.4 \text{ Н} \cdot \text{м}; \quad C_0 = 29350,7 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \quad C = 15517,2 \frac{\text{Н} \cdot \text{м}}{\text{рад}}; \quad \omega_n = 75.7 \frac{\text{рад}}{\text{с}},$$

$$\omega_o = 78.5 \frac{\text{рад}}{\text{с}}; \quad \omega_k = 62.8 \frac{\text{рад}}{\text{с}}.$$

Аналізуючи графіки, бачимо, що в початковий момент запуску конвеєра момент зрушення вантажу супроводжується збільшенням швидкості від нуля до номінального значення. Зміна швидкості має коливальний характер. З вказаними вихідними даними, конвеєр виходить на номінальну швидкість транспортування вантажу за 2 с.

Графік зміни прискорень наочно показує, що в початковий момент прискорення різко зростає до значення 150 рад/с^2 , потім зменшується до поділки -220 рад/с^2 , а далі амплітуда коливань поступово згасає.



а) графік швидкості

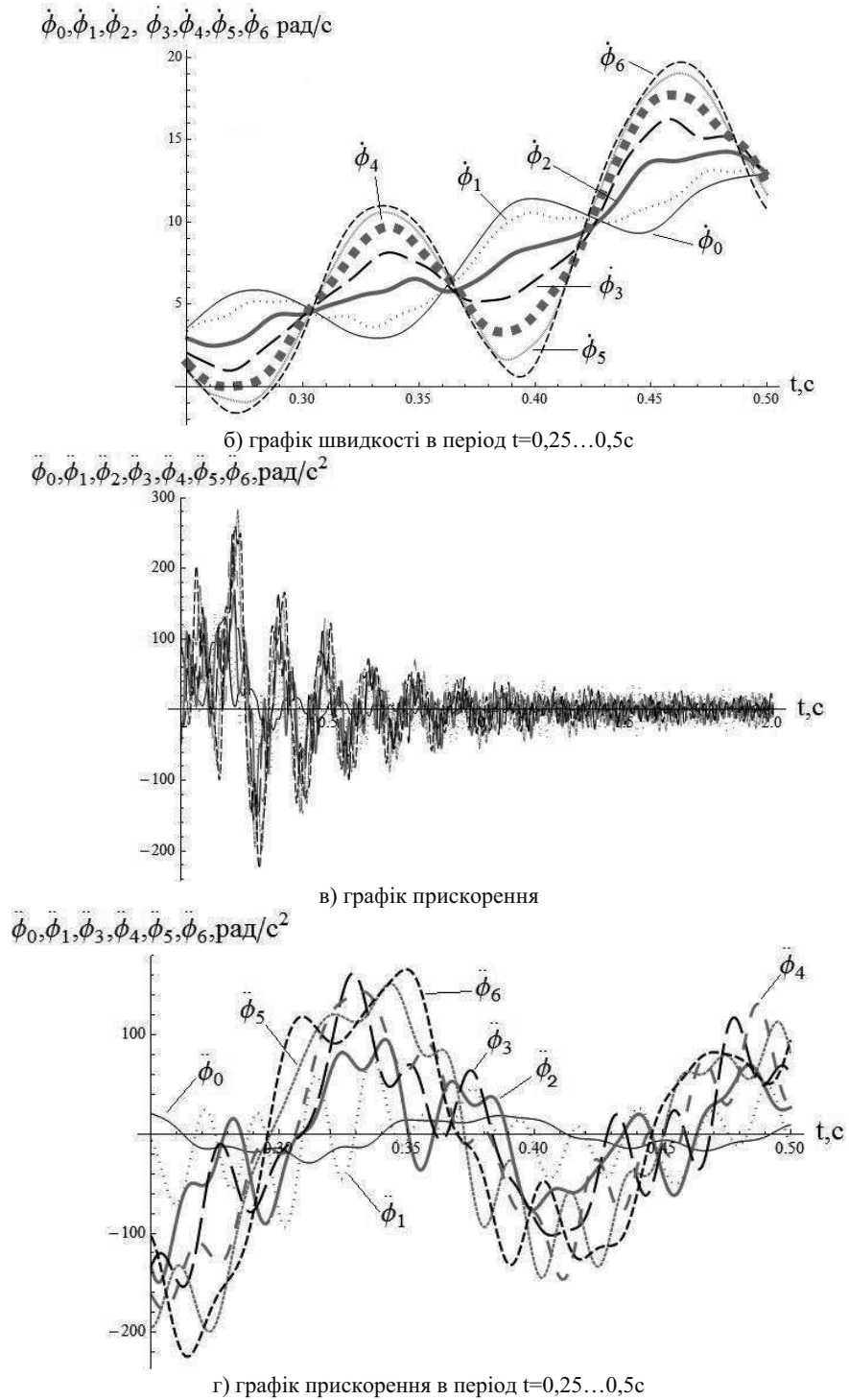


Рис. 3. Результати дослідження динаміки пуску кормозмішувача гвинтового типу: а, б - графіки зміни швидкості; в, г - графіки зміни прискорення

ВИСНОВОК

Розроблено багатомасову модель кормозмішувача гвинтового типу. Побудовано графіки, які показують динаміку руху кормороздавача на початку роботи. Показано характер зміни навантажень, а також коливальний процес зі зміною швидкості і прискорення. Це, в свою чергу, призводить до виникнення динамічних навантажень. Для зменшення яких, необхідно провести оптимізацію режиму руху конвеєра.

ЛІТЕРАТУРА

1. Гевко І.Б. Динамічна модель процесу транспортування сипких матеріалів гвинтовим конвеєром / І.Б. Гевко, А.О. Вітровий, О.Я. Гурик // Сільськогосподарські машини. Збірник наукових статей. – 2001. – Вип. 8. – С. 72–82.
2. Давыдов Б.Л. Статика и динамика машин. / Б.Л. Давыдов, Б.А. Скородумов – М.: Машиностроение, 1967. – 431 с.
3. Динаміка гвинтових конвеєрів / В.С. Ловеїкін, О.Р. Рогатинська, Л.Р. Рогатинська [та ін.] // Вісник ТНТУ. – 2010. – Том 15. – № 3. – С. 100–105. – (машинобудування, автоматизація виробництва та процеси механічної обробки).
4. Динаміка мобільних машин з начіпними функціональними елементами: монографія / М.Ф. Дмитриченко, І.А. Вікович ; Нац. транспорт. ун-т, Нац. ун-т "Львів. політехніка". – Л., 2008. – 496 с.
5. Динамические нагрузки машин и механизмов [Электронный ресурс]. – Режим доступа: URL: http://www.onlain-library.ru/teoriya_elektroprivoda.html.-Назва з екрану.
6. Иванченко Ф.К. Расчеты грузоподъемных и транспортирующих машин / Ф.К. Иванченко. – К.: Вища школа, 1978. – 574 с.
7. Комаров М.С. Динамика механизмов и машин / М.С. Комаров. – М.: Машиностроение, 1969. – 296 с.
8. Ловеїкін В.С. Теорія технічних систем / Ловеїкін В.С., І.І. Назаренко, О.Г. Онищенко. – Київ-Полтава: ІЗМН-ПДТУ, 1998. – 175 с.
9. Ловеїкін В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин: Учебн. пособие. / Ловеїкін В.С. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
10. Машиностроение. Энциклопедия. Ред. совет: К.В. Фролов и др. – М.: Машиностроение. Динамика и прочность машин. Теория механизмов и машин. Т.1-3. В 2-х кн. Кн. 2. / А.В. Александров, Н.А. Алфутов, В.В. Астанин и др. ; Под общ. ред. К.С. Колесникова. 1995 – 624 с.
11. Механізми з гвинтовими пристроями / Гевко Б.М., Данильченко М.Г., Рогатинський Р.М., Пилипець М.І., Матвійчук А.В. – Львів: Світ, 1993. – 208 с.
12. Поліщук Л.К. Дослідження динаміки привода конвеєра зі змінним навантаженням / Л.К. Поліщук, О.О. Адлер // Вібрації в техніці та технологіях. – 2009. – № 3(55). – С. 35–37.
13. Рогатинський Р.М. Моделювання процесів взаємодії шнекових робочих органів із кореневульбоплодами. Збірник наукових праць НАУ. – К., 1997. – Т.1. – С. 62–66.
14. Яворська А.В., Ловеїкін В.С. Математична модель динаміки руху кормозмішувача гвинтового типу // Сільськогосподарські машини. – 2011. – Вип. 21, т. 2. – С. 255–264.

MULTIMASS MODEL OF DYNAMICS OF MOVEMENT OF FEEDER OF SCREW TYPE WITH VARIABLE RESISTANCE

Summary. In paper presents the multimass mathematical model of dynamics of movement of feeder of screw type. Results of researches of dynamics of start-up of conveyor taking into account the variable moment of resistance are resulted.

Key words: screw conveyor, dynamic load, multimass model, stiffness factor, moment of resistance.

УДК 627.23.4

УТОЧНЕНА ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ВІЗКА З ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ

Yuriy Chovnyuk

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Приведено метод „некласичного” фазового портрету та вказані його переваги для аналізу руху динамічних систем. Побудовані „некласичні” фазові портрети для перехідного режиму руху кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі при різноманітних параметрах динамічної системи (довжина гнучкого підвісу, коефіцієнт опору коліс візка з рейками). Виконано аналіз фазових портретів.

Ключові слова: вантажопідійомний кран, динамічна модель, фазовий портрет.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

При дослідженні нелінійних коливних систем одна з основних задач відноситься до з’ясування запасу стійкості періодичних режимів з урахуванням можливих змін початкових умов і параметрів системи. Ця задача виникає у зв’язку з багаторежимністю у суттєво-нелінійних системах і є нелокальною у тому сенсі, що для її розв’язку, як правило, необхідні дані не тільки про конкретний режим, але й про інші можливі режими, тому з’являється необхідність у дослідженні наступних питань:

- пошук глобальної системи стійких періодичних режимів для заданої динамічної системи із врахуванням можливих змін параметрів системи (параметрів пружних, дисипативних та вимушених сил);
- побудова областей протягування можливих стаціонарних режимів (періодичних, у т.ч. суб – і супергармонічних, майже-періодичних, стохастичних) і оцінка їх запасу стійкості;
- дослідження типових біфуркацій областей протягування при зміні параметрів системи, тобто дослідження змін топології областей притягування;
- вивчення характеру перехідних режимів при різних початкових умовах і параметрах системи.

Ці питання можна частково вирішити, використовуючи метод фазових портретів вищого порядку, наведений у роботі.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Дослідженню динамічних режимів руху системи „візок-вантаж” присвячено багато робіт [1-10]. У них, як правило, динаміка руху крана описується лінійними моделями, які допускають безпосереднє інтегрування і, у подальшому, динамічний аналіз руху. Однак, для аналізу динаміки руху реальної системи необхідно враховувати різноманітні нелінійності, притаманні системі та збурюючим силам. Цьому напрямку досліджень приділено мало уваги. Не врахування нелінійностей призводить до спрощених і не завжди адекватних реальному руху результатів.

Метою дослідження є аналіз руху динамічної системи „крановий візок - вантаж” протягом розгону візка на природній механічній характеристиці його приводного двигуна (асинхронний двигун з короткозамкненим ротором). У відповідності до мети ставляться такі завдання: 1) викласти сутність методу фазового портрету руху динамічних систем, за допомогою якого буде здійснено аналіз руху вказаної динамічної системи; 2) виконати аналіз

динаміки руху системи „візок-вантаж” за допомогою вказаного методу; 3) вказати подальші напрямки модифікації методу та його узагальнення.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

При вивченні коливних процесів у системі „візок з вантажем на гнучкому підвісі” вдається виділити три групи сил, котрі визначають поведінку вказаної динамічної системи: 1) пружні відновлювачі; 2) дисипативні; 3) вимушені сили. При такому підході рівняння руху коливної системи (у даному випадку з двома ступенями вільності руху) набуває вигляду:

$$m\ddot{x} + R(x, \dot{x}, \ddot{x}) + f(x) = H(t), \quad (1)$$

де x – узагальнена координата (лінійна чи кутова); t – час; m – маса чи момент інерції; $f(x)$ – пружна відновлююча сила (пружна характеристика); $R(x, \dot{x}, \ddot{x})$ – дисипативна сила (дисипативна характеристика); $H(t)$ – вимушена сила (може бути періодичним зовнішнім впливом/збудженням з періодом T).

У найбільш загальному випадку модель (1) коливань описує динаміку нелінійних коливних систем із зосередженими параметрами, яким притаманні стохастичні явища.

Слід зазначити, що прояв саме стохастичності при певних співвідношеннях параметрів динамічної системи (нелінійної) є одним із найцікавіших явищ / властивостей таких систем. Стохастичність може спостерігатись при слабкій взаємодії багатьох форм вільних коливань і зовнішнього збудження, тобто майже періодичних коливаннях у подібних системах з багатьма ступенями вільності руху за наявності незначної дисипації. Інша можливість появи своєрідної стохастичності, корта може мати місце у неавтономних коливних системах типу (1), пов'язана з утворенням так званої гомоклінійної структури.

Зупинимось на фізичній стороні питання стосовно нелінійної механічної коливної системи, дослідженої у даній роботі. Коливання, котрі можна трактувати як стохастичні, представляються періодичними у нелінійних системах за певних умов, так само як і періодичні чи майже періодичні коливання. Зрозуміло, що коливання, близькі до стохастичних, можливі у тому випадку, якщо структура системи за деяких параметрів відновлюючих чи вимушених сил стає настільки тонкою, що навіть невеликі відхилення фазових координат (x, \dot{x}, \ddot{x} і вищих похідних по t) призводять до значних змін діючих у системі сил і, відповідно, характеру руху системи. Причина стохастичності може бути обумовлена наявністю нестійких положень рівноваги, з котрих може „виходити” кілька різних траєкторій, що свідчить про існування фізичної невизначеності у нелінійних системах. Аналогічна невизначеність зберігається й у відповідних детермінованих моделях на границях областей притягування різноманітних періодичних режимів, котре проявляє себе у вигляді т.з. гомоклінічних структур.

Зупинимось на гіпотезах про умови виникнення стохастичності у досліджуваній неавтономній коливній системі типу (1), в основу котрих покладені припущення про підвищену чутливість за деяких співвідношень параметрів законів руху (зокрема суб- та супергармонічних коливань) до зміни початкових умов у результаті взаємодії внутрішніх коливних властивостей і параметрів зовнішнього впливу.

Ця гіпотеза припускає наступне:

1) стохастичні явища можуть мати місце, якщо виконуються необхідні умови існування кількох різних періодичних режимів на одній частоті збудження;

2) невеликі відхилення близьких початкових умов, які відповідають цим режимам, повинні призводити до значних змін частоти вільних коливань системи, на котрій „формується” інші (зокрема вказані вище суб- чи супергармонічні) коливання, тобто відповідна ділянка скелетної кривої повинна бути достатньо пологою;

3) параметри вимушеної сили повинні бути такими, щоб на одній частоті збудження виконувались необхідні умови існування кількох різних режимів з близькими початковими умовами.

Відомо, що для неавтономної системи розширений фазовий простір є $(2n+1)$ -вимірним, де n – число ступенів вільності руху динамічної системи. Початковий стан задається вектором \vec{X}_0 . Наприклад, початковий стан неавтономної системи з одним ступенем вільності руху має

початкові умови $x(t_0) = x_0$, $\dot{x}(t_0) = \dot{x}_0$ характеризується двома фазовими координатами x_0 , \dot{x}_0 й часом t , тобто вектором $\vec{X}_0(x_0, \dot{x}_0, t_0)$. Кожному вектору \vec{X}_0 відповідає своя інтегральна крива. Якщо координати точки інтегральної кривої через один чи кілька періодів вимушеної сили $H(t)$ співпадуть по x та \dot{x} з початковими умовами точки вихідної (початкового стану системи у t_0), тоді інтегральна крива буде відповідати періодичному режиму кратності n . Якщо таке співпадіння буде мати місце через один період T_ω вимушеної сили, тоді відповідний режим буде основним. (У подальшому початкову точку руху системи назвемо B , а кінцеву B').

Субгармонічним режимом порядку $\frac{1}{n}$ є періодичний режим, який відповідає

інтегральній кривій BB' , для котрої координати (x та \dot{x}) точки B та точки B^n співпадають. При цьому точка B^n лежить у площині $t = t_0 + nT_\omega$, де $n=1, 2, 3\dots$ у залежності від порядку субгармонічного режиму. Завжди можна виділити область протягування періодичного режиму (т.з. область притягування). Для цього виділяють всю область початкових умов, котрі при $t \rightarrow \infty$ призводять до періодичного режиму E , який відповідає інтегральній кривій BB' . Така область $\pi(E)$ є новою областю притягування періодичного режиму E . Зазвичай періодичні збудження системи дозволяють зображувати відповідні області притягування у тороїдальній системі координат. У цьому випадку час t відкладається вздовж вісі тора, а фазові координати x та \dot{x} у рухомій площині, нормальній до вісі тора і такій, що обертається з кутовою швидкістю, яка дорівнює $\frac{2\pi}{T_\omega}$. Цей спосіб зображення умовно називають зображенням у торі.

Розбиття всього фазового простору на повні області притягування дозволяє відповісти на питання про число можливих режимів та їх стійкість у великому за будь-яких значень фазових координат. У багатьох випадках достатньо обмежитись більш простою задачею – з'ясуванням якісної топології області притягування і характеру інтегральних кривих за перерізами повної області притягування. Для цієї мети використовується метод точкових відображень.

У відповідності з методом точкових відображень вивчення поведінки інтегральних кривих замінюють дослідженням поведінки відображення точок перетину інтегральних кривих з деякими січними площинами.

За стробоскопічного варіанту методу точкових відображень (Т-відображення) на одну й ту ж площину $t = t_0$ проєктуються всі точки перетину інтегральної кривої з площинами $t = t_0 \pm nT_\omega$, $n=1, 2, 3\dots$

Якщо у якості січної площини використовується площина $x = const$, тоді відображення називають позиційним (Х-відображенням). При виборі у якості січної площини $\dot{x} = const$ відповідне відображення називають відображенням за швидкістю (V-відображенням).

При використанні стробоскопічного варіанту методу точкових відображень січну поверхню/площину слід обирати таким чином, щоб отримувати зображення через один чи кілька періодів вимушеної сили, початкове значення t_0 (фаза вимушеної сили) при цьому може бути будь-яким. Коли застосовують Х- чи V-відображення, то при виборі січної площини необхідно враховувати особливості коливних процесів, що вивчаються, для того аби отримати достатню кількість точок при відображенні.

Найбільш розповсюдженим зараз є стробоскопічний варіант методу точкових відображень (Т-відображення). Але для віброударних та кусково-лінійних систем, крім того, застосовується Х-відображення. Варіант відображення по швидкості (V-відображення) представляється також корисним, особливо при вивченні характеру періодичних чи перехідних процесів.

Модифікований варіант точкових відображень, запропонований у даній роботі, реалізується у просторі фазових координат (x, \dot{x}, \ddot{x}) , які, у свою чергу, є залежними від t . Оскільки функції R та f у (1) залежать не тільки від x , \dot{x} та t , а й від \ddot{x} , доцільно враховувати цю обставину при аналізі наявних у динамічній системі особливостей руху. Таким чином, наприклад, для січної площини $\dot{x} = const$, чи для січної площини $x = const$, можна виявити особливості стохастизації руху системи у даний момент часу t , за який вона виникає внаслідок взаємодії X та \ddot{X} - фазових координат (V-відображення) чи \dot{X} та \ddot{X} - фазових координат (X-відображення) відповідно.

\ddot{x} -відображення, відповідно, дозволяє зафіксувати особливості стохастизації руху системи у просторі фазових координат $(x, \dot{x}$ - класичний фазовий портрет), за певного значення \ddot{x} - прискорення системи у момент часу t .

Виконаємо аналіз руху динамічної системи „візок-вантаж” на сонві запропонованого методу.

У якості моделі руху візка з вантажем на гнучкому підвісі розглянемо наступну (рис. 1.)

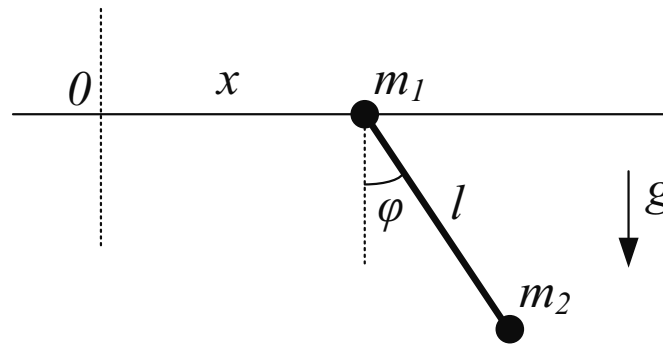


Рис. 1. Розрахункова схема задачі

На схемі (рис. 1) введені наступні позначення: O – початок координат, у якій відбувається рух візка масою m_1 ; m_2 – маса вантажу; l – довжина канату; g – прискорення вільного падіння; x – початкова координата руху візка по горизонтальній прямій. На візок m_1 діють сили: рушійна сила двигуна F та сила сухого тертя W . Обидві сили є функціями швидкості руху візка.

У подальшому будемо вважати, що плоский маятник з масою вантажу m_2 , точка підвісу якого з масою візка m_1 може здійснювати рух по горизонтальній прямій (рис. 1).

Спочатку введемо координату x точки m_1 (візка) й кут φ між канатом маятника та вертикаллю. Для такої системи у [11] отримана наступна форма функції Лагранжа L :

$$L = \frac{m_1 + m_2}{2} (\dot{x})^2 + \frac{m_2}{2} (l^2 \dot{\varphi}^2 + 2l\dot{x}\dot{\varphi} \cos \varphi) + m_2 g l \cos \varphi, \quad (2)$$

де: $\dot{() \equiv \frac{d}{dt}()}$, t – час. У функції L не враховані сили F та W . Вони будуть введені нижче у точних рівняннях Лагранжа:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 l \{ \ddot{\varphi} \cos \varphi - (\dot{\varphi})^2 \sin \varphi \} = F - W \text{sign}(\dot{x}), & (3) \\ m_2 l \ddot{x} \dot{\varphi} (-\sin \varphi) + m_2 g l (-\sin \varphi) - m_2 l^2 \ddot{\varphi} - m_2 l \{ \ddot{x} \cos \varphi - \dot{x} \sin \varphi \dot{\varphi} \} = 0. & (4) \end{cases}$$

У (3), (4) прийнято $\ddot{() \equiv \frac{d^2}{dt^2}()}$. Після нескладних перетворень систему (3), (4) можна подати у вигляді:

$$\begin{cases} (m_1 + m_2)\ddot{x} + m_2 l \{ \dot{\varphi} \cos \varphi - (\dot{\varphi})^2 \sin \varphi \} = F(\dot{x}) - W \text{sign}(\dot{x}), \\ l \ddot{\varphi} + g \sin \varphi + \ddot{x} \cos \varphi = 0. \end{cases} \quad (5)$$

У системі диференціальних рівнянь (5) для $x(t)$ та $\varphi(t)$ доцільно перейти до безрозмірних змінних:

$$t \Rightarrow \tau = \Omega t, \quad \Omega^2 = \frac{g}{l}; \quad x \Rightarrow \tilde{x} = \frac{x}{l}. \quad (6)$$

Тоді: $\frac{d}{dt}() \Rightarrow \Omega \frac{d}{d\tau}()$; $\frac{d^2}{dt^2}() \Rightarrow \Omega^2 \frac{d^2}{d\tau^2}()$, а система (5) переходить у наступну:

$$\begin{cases} \tilde{x}_{\tau\tau} + \frac{m_2}{m_1 + m_2} (\varphi_{\tau\tau} \cos \varphi - \varphi_{\tau}^2 \sin \varphi) = \frac{F(\Omega l \tilde{x}_{\tau})}{(m_1 + m_2) \Omega^2 l} - \frac{W \text{sign}(\Omega l \tilde{x}_{\tau})}{(m_1 + m_2) \Omega^2 l}, \\ \varphi_{\tau\tau} + \sin \varphi + \tilde{x}_{\tau\tau} \cos \varphi = 0. \end{cases} \quad (7)$$

Врахуємо наступні залежості $F(\dot{x})$ та W : $W = (m_1 + m_2) g f$, де f - коефіцієнт опору коліс візка з рейками, вповодж котрих він рухається (розглядається типова схема моделювання мостового крану); для $F(\dot{x})$:

$$F(\dot{x}) = \frac{2M_{\text{кр}} \left(\frac{i\eta}{R} \right)}{\begin{bmatrix} 1 - \frac{\dot{x}i}{\dot{\varphi}_0 R} \\ \frac{\dot{\varphi}_0 R}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \frac{\dot{x}i}{\dot{\varphi}_0 R}} \end{bmatrix}}, \quad (8)$$

де: $M_{\text{кр}} = M_{\text{max}} = 1252$ Нм (максимальне значення крутного моменту двигуна); i - передаточне число привода ($i=27, 83$); η - коефіцієнт корисної дії привода ($\eta=0,8$); R - радіус колеса візка ($R=0,275$ м); $s_{\text{кр}}$ - критичне ковзання двигуна (приймаємо $s_{\text{кр}}=1$); $\dot{\varphi}_0$ - синхронна кутова швидкість двигуна ($\dot{\varphi}_0=104,6$ рад/с).

Враховуючи подані вище вирази для W та $F(\dot{x})$, а також ту обставину, що зрозуміло $\Omega > 0$, $l > 0$, замість (7) можна записати:

$$\begin{cases} \tilde{x}_{\tau\tau} + \frac{1}{1 + \frac{m_1}{m_2}} (\varphi_{\tau\tau} \cos \varphi - \varphi_{\tau}^2 \sin \varphi) = \frac{2M_{\text{кр}} \left(\frac{i\eta}{R(m_1 + m_2) \Omega^2 l} \right)}{\begin{bmatrix} 1 - \frac{\Omega l \tilde{x}_{\tau} i}{\dot{\varphi}_0 R} \\ \frac{\dot{\varphi}_0 R}{s_{\text{кр}}} + \frac{s_{\text{кр}}}{1 - \frac{\Omega l \tilde{x}_{\tau} i}{\dot{\varphi}_0 R}} \end{bmatrix}} - f \text{sign}(\tilde{x}_{\tau}), \\ \varphi_{\tau\tau} + \sin \varphi + \tilde{x}_{\tau\tau} \cos \varphi = 0. \end{cases} \quad (9)$$

Враховуючи чисельні значення характерних параметрів двигуна у (9) можна зробити низку спрощень. Вважаємо, що $m_1 = 17873$ кг; $m_2 = 20000$ кг. Тоді (9) зводиться до наступної системи:

$$\begin{cases} \tilde{x}_{\tau\tau} + 0,5281 (\varphi_{\tau\tau} \cos \varphi - \varphi_{\tau}^2 \sin \varphi) = \frac{0,5456(1 - 3,03\sqrt{|\tilde{x}_{\tau}|})}{\left[(1 - 3,03\sqrt{|\tilde{x}_{\tau}|})^2 + 1 \right]} - f \text{sign}(\tilde{x}_{\tau}), \\ \varphi_{\tau\tau} + \sin \varphi + \tilde{x}_{\tau\tau} \cos \varphi = 0. \end{cases} \quad (10)$$

Слід зазначити, що система (10) є точною (у межах прийнятої моделі руху системи „візок-вантаж” мостового крану).

У подальшому розглядаємо такі варіанти значень довжини канату: $l=(5; 20)$ м. Коефіцієнт опору коліс візка з рейками f приймаємо $f=(0,01; 0,25)$.

Систему диференціальних рівнянь (10) для різних комбінацій значень f та l розв'язуємо чисельно за допомогою комп'ютерної програми Mathematica [12]. Нижче подані для кожного варіанту значень f та l наступні „некласичні” фазові портрети руху візка (рис. 2) та коливань вантажу (рис. 3) (точкою на графіках позначено початок координат).

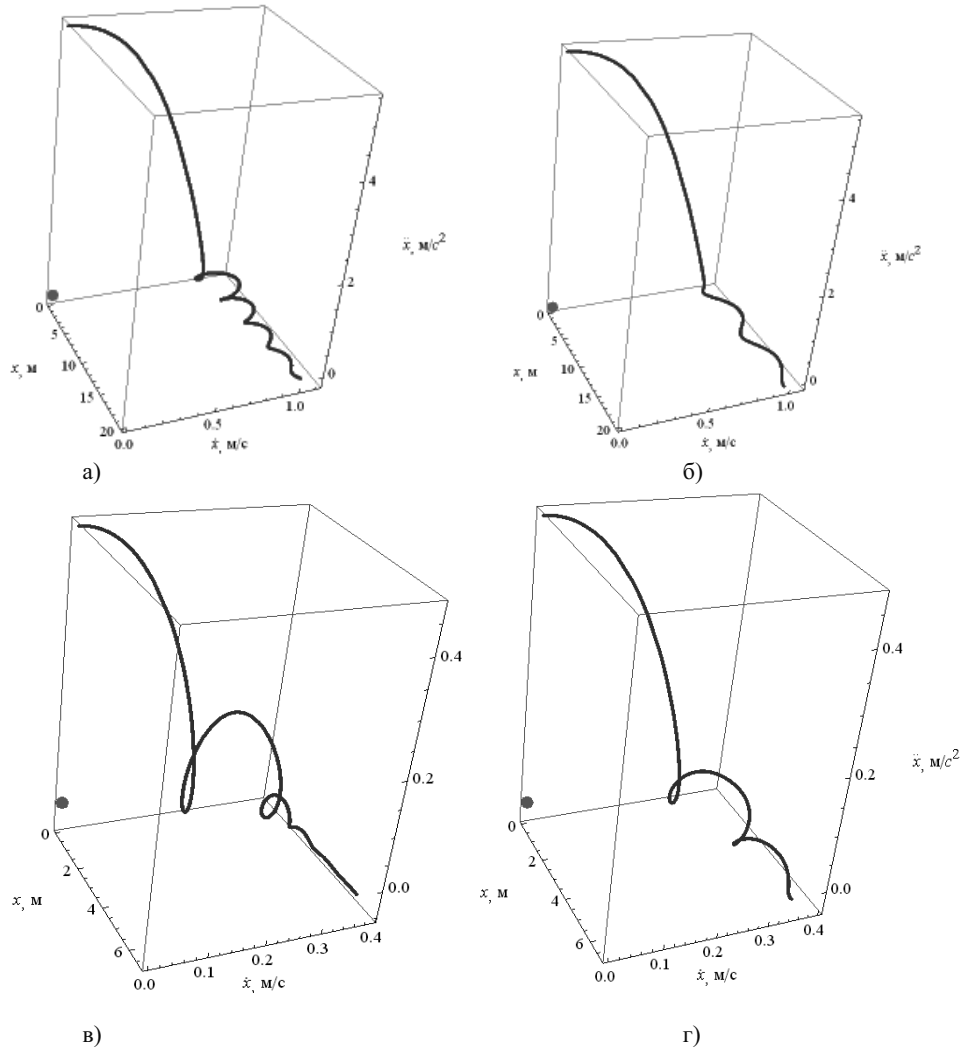


Рис. 2. „Некласичні” фазові портрети руху візка при: а) $l=5$ м, $f=0,01$; б) $l=20$ м, $f=0,01$; в) $l=5$ м, $f=0,25$; г) $l=20$ м, $f=0,25$

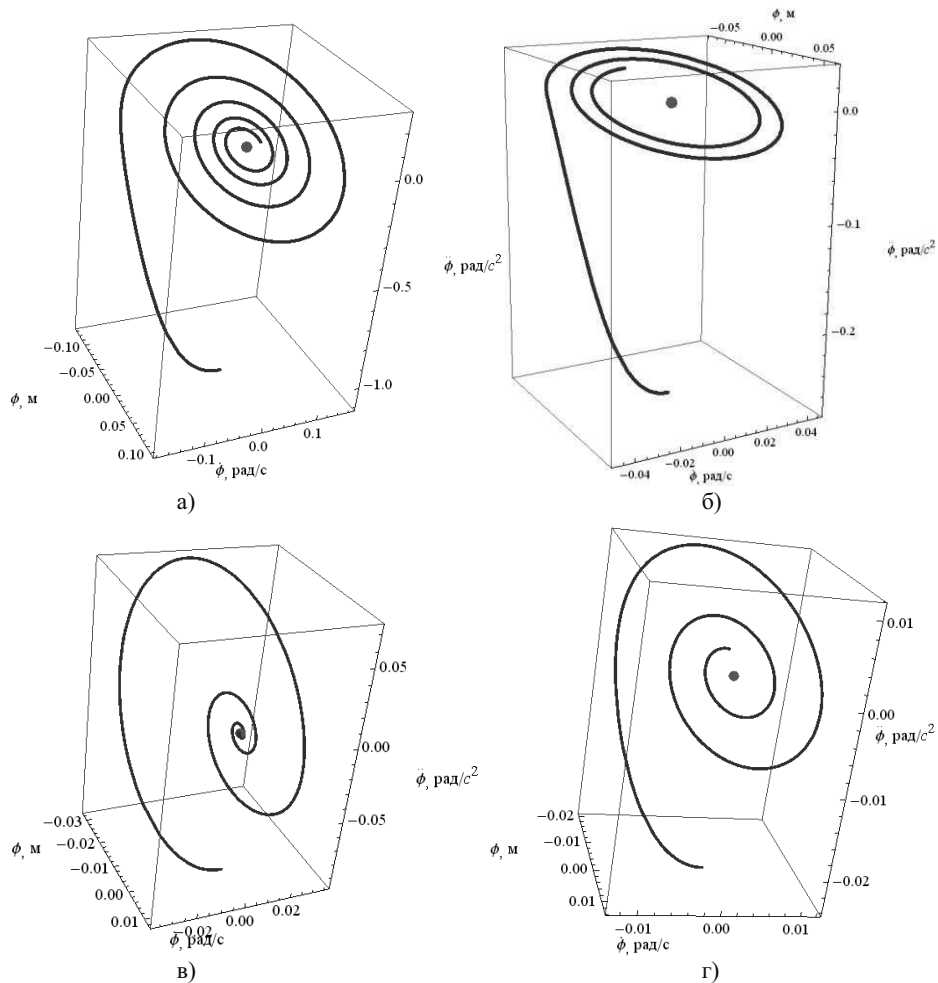


Рис. 3. Некласичні „фазові” портрети коливання вантажу відносно візка при: а) $l=5$ м, $f=0,01$; б) $l=20$ м, $f=0,01$; в) $l=5$ м, $f=0,25$; г) $l=20$ м, $f=0,25$

Приведені „некласичні” фазові портрети з легкістю дають змогу проаналізувати динаміку руху кранового візка з вантажем. З рис. 2 видно, що візок на початку руху має велике прискорення. Це можна пояснити тим, що пусковий момент двигуна значний, а кутлова координата відхилення канату з вантажем від вертикалі рівна нулю і відсутня сила горизонтального натягу канату, яка на початку руху направлена проти руху візка. З плином часу прискорення візка зменшується. Що стосується швидкості його руху, то з фазових портретів видно, що вона у кінці розгону стабілізується у деякому діапазоні, тобто візок рухається з деякою швидкістю, яка здійснює коливання відносно усталеного значення. Коливання швидкості візка залежать від власної частоти коливань динамічної системи „візок-вантаж”.

З рис. 2 добре видно, як впливає коефіцієнт опору коліс візка з рейками на рух динамічної системи: збільшення цього коефіцієнту призводить до зменшення швидкості руху візка, оскільки збільшується сухе тертя в системі.

Проведемо аналіз фазових портретів приведених на рис. 3. Найбільш цікавим є те, що фазова точка на усіх графіках з плином часу наближається до початку координат. Це пояснюється зменшенням енергії коливань вантажу. Причина „відтоку” енергії полягає у демпфуючій здатності електроприводу візка: як тільки вантаж відхиляється по напрямку руху візка горизонтальний натяг канатів компенсує силу сухого тертя W (статичний опір

переміщенню візка) та розганяє візок вище швидкості, яка відповідає швидкості ідеального холстого ходу електроприводу візка. При цьому електродвигун переходить у режим рекуперативного гальмування з віддачею енергії у мережу. Ця енергія є енергією коливальних.

ВИСНОВОК

На основі методу „некласичного” фазового портрету всебічно проаналізовано динаміку руху кранового візка з вантажем на гнучкому підвісі. У подальшому даний метод можна розповсюдити й на інші фазові координати системи (прискорення вищого порядку - \ddot{x} , \dot{x} і т.д.) для вивчення особливостей перехідних процесів у нелінійних динамічних системах, котрим притаманні залежності силових характеристик системи від кінематичних та динамічних характеристик (прискорень вищих порядків).

ЛІТЕРАТУРА

1. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Лобов Н.А. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
2. Комаров М.С. Динамика грузоподъемных машин / Комаров М.С. – М.: Машиностроение, 1969. – 206 с.
3. Казак С.А. Динамика мостовых кранов / Казак С.А. – М.: Машиностроение, 1968. – 331 с.
4. Ковальский Б.С. Грузоподъемные машины. Передвижение кранов / Ковальский Б.С. – Х.: ХВКИУ, 1963. – 167 с.
5. Гайдамака В.Ф. Работа грузоподъемных машин при бесступенчатом торможении / Гайдамака В.Ф. – Х.: Вища школа, 1988. – 141 с.
6. Грузоподъемные краны. Кн. 1 / Шеффлер М., Дресиг Х., Курт Ф.; [пер. с немецкого М.М. Рунов, В.Н. Федосеев]; под ред. М.П. Александрова. – М.: Машиностроение, 1981. – 195 с.
7. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н. И. Срофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
8. Будиков Л.Я. Многопараметрический анализ динамики грузоподъемных кранов мостового типа / Будиков Л.Я. – Луганск: Издательство ВУГУ, 1997. – 210 с.
9. Моделювання динаміки механізмів вантажопідійомних машин / [Ловейкін В.С., Човнюк Ю.В., Діктерук М.Г., Пастушенко С.І.], – К.-Миколаїв: РВВ МДАУ, 2004. – 286 с.
10. Cranes – Design, Practice, and Maintenance / J. Verschoof. – London: Professional Engineering Publishing Limited, 2002. – 328 p.
11. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Т.1. Механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1965. – 204 с.
12. Дьяконов В. П. Mathematica 4.1/4.2/5.0 в математических и научно-технических расчетах / Дьяконов В. П. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.

ACCURATELY DYNAMIC MODEL OF MOTION OF CART OF THE CRANE WITH CARGO ON FLEXIBLE THREADS

Summary. The method of „nonclassical” phase portrait is resulted and its advantages to analysis of movement of dynamic systems are specified. „Nonclassical” phase portraits for transitive mode of movement of cart of the crane with cargo on flexible threads are constructed at various parameters of dynamic system (it is long a flexible thread, factor of resistance of wheels of the cart with laths). The analysis of phase portraits is given.

Key words: oad-lifting crane, dynamic model, phase portrait.

УДК 621-83: 621.313.333

ЕЛЕКТРОМАГНІТНА СУМІСНІСТЬ КОМПЕНСОВАНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ІЗ МЕРЕЖЕЮ ЖИВЛЕННЯ

Roman Chuyenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Досліджено електромагнітну сумісність асинхронного двигуна із внутрішньою ємнісною компенсацією реактивної потужності з мережею живлення

Ключові слова: компенсований асинхронний двигун, електромагнітна сумісність, мережа живлення, гармоніка, реактивна потужність.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Трифазний асинхронний двигун (АД), який складає основу електроприводу робочих машин у сільському господарстві, характеризується високими номінальними енергетичними показниками [1-3]. Проте внаслідок технологічних похибок при виготовленні АД, недовантаження та важких умов експлуатації його реальні енергетичні показники погіршуються, що призводить до підвищених витрат електроенергії та зниження енергоефективності споживачів [4-6]. Для покращання енергетичних характеристик АД пропонується застосовувати внутрішню ємнісну компенсацію реактивної потужності [7-10].

Метою досліджень є аналіз електромагнітної сумісності компенсованого асинхронного двигуна (КАД) з внутрішньою ємнісною компенсацією реактивної потужності із мережею живлення.

МАТЕРІАЛИ ТА МЕТОДИКА ДОСЛІДЖЕНЬ

Реалізація внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в АД може бути здійснена різними способами у залежності від прийнятої схеми та кількості паралельних віток обмотки статора базової машини [2, 3]. Перший спосіб внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в АД полягає у тому, що при послідовному з'єднанні напівобмоток статора одна з них шунтується конденсатором електричної ємності (рис. 1, а). При цьому зашунтована напівобмотка обмінюється реактивною потужністю не з мережею живлення, а з конденсатором. Внаслідок чого незашунтована напівобмотка фази обмотки статора частково або повністю звільняється від передачі реактивної потужності зашунтованій напівобмотці, а струм незашунтованої напівобмотки зменшується.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

Характерною рисою даного способу внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності в АД є зменшення струму та втрат потужності не лише у мережі живлення, як це відбувається при підключенні конденсаторів паралельно споживачу, але і у самому двигуні за рахунок зменшення струму в одній із напівобмоток статора [1].

При цьому ємнісні струми конденсаторів, з'єднаних трикутником, випереджають свої відповідні напруги на 90° (рис. 2, а) та до середніх точок фазних обмоток статора a , b , c підходять сумарні ємнісні струми, що випереджають фазні напруги зашунтованих

напівобмоток на 90° , наприклад, для фази A - a цей струм дорівнює $\dot{I}_a^c = \dot{I}_{ba} - \dot{I}_{ac}$, він випереджає напругу U'_{1A} зашунтованої напівобмотки на 90° , що компенсує її реактивний струм, а загальний струм іншої напівобмотки $\dot{I}_{1A} = \dot{I}'_{1A} + \dot{I}_a^c$ зменшується і зміщується за фазою відносно струму зашунтованої напівобмотки на кут α . За рахунок використання внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності струм холостого ходу КАД зменшується на 30-40%, а у режимі номінального навантаження на валу струм, споживаний з мережі живлення, зменшується на 12-15%, коефіцієнт потужності зростає на 12-15% та на 2-3% збільшується коефіцієнт корисної дії двигуна, а при недовантаженні на 5-6% (рис. 2, б). Внаслідок зниження загальної споживаної потужності та струму КАД на 25-40% зменшуються транспортні втрати активної електроенергії в усіх елементах електричної системи [2, 3].

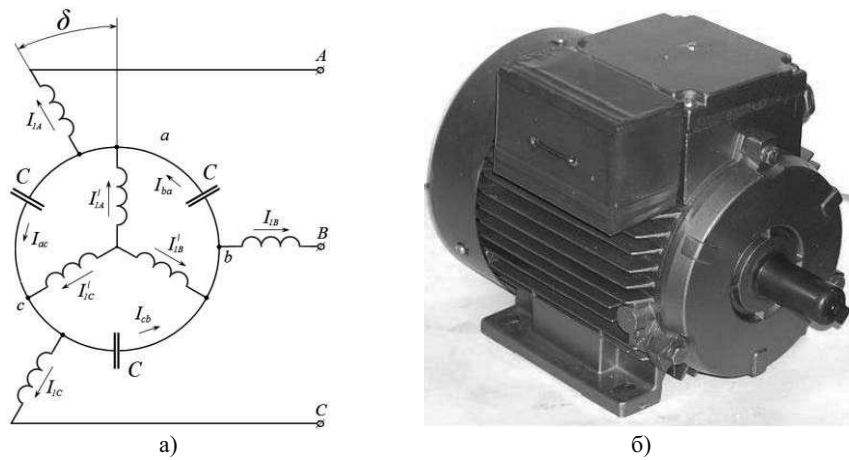


Рис. 1. Схема обмоток статора (а) та зовнішній вигляд (б) компенсованого асинхронного двигуна

Зміщення за фазою струмів напівобмоток \dot{I}'_{1A} і \dot{I}_{1A} просторово зміщує одну відносно іншої обертові хвилі їхніх магніторушійних сил (МРС), що призводить до деякого збільшення струмів намагнічування, необхідних для створення заданих МРС і магнітного потоку. Для компенсації даного явища напівобмотки повинні бути просторово зміщені одна відносно іншої на деякий кут δ .

Дійсно, якщо виразити МРС зовнішніх напівобмоток на їхніх осях як:

$$F_{1A} = F_{m1} \cos \omega t, F_{1B} = F_{m1} \cos(\omega t - \rho), F_{1C} = F_{m1} \cos(\omega t + \rho), \quad (1)$$

а внутрішніх:

$$F'_{1A} = F'_{m1} \cos(\omega t - \alpha), F'_{1B} = F'_{m1} \cos(\omega t - \rho - \alpha), F'_{1C} = F'_{m1} \cos(\omega t + \rho - \alpha), \quad (2)$$

то їхня сумарна дія з урахуванням просторового зсуву фаз на кут $\rho=120^\circ$ і між собою у фазах на кут δ визначає величини МРС зовнішніх напівобмоток:

$$F_1 = F_{1A} + F_{1B} e^{j\rho} + F_{1C} e^{-j\rho} = \frac{3}{2} F_{m1} e^{j\omega t}, \quad (3)$$

а внутрішніх, зашунтованих ємністю, напівобмоток:

$$F'_1 = F'_{1A} e^{j\delta} + F'_{1B} e^{j(\delta+\rho)} + F'_{1C} e^{j(\delta-\rho)} = \frac{3}{2} F'_{m1} e^{j(\omega t + \delta - \alpha)}, \quad (4)$$

де: $F_{m1} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I_1 w_1}{p} k_{o1}$, $F'_{m1} = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot \frac{I'_1 w'_1}{p} k_{o1}$ – амплітуди МРС на осі напівобмоток фаз, відповідно зовнішніх F_{m1} і внутрішніх F'_{m1} ; I_1 і I'_1 – струми напівобмоток; W_1 і W'_1 – кількості витків напівобмоток (зазвичай $W_1 = W'_1 = \frac{W}{2}$); k_{o1} – обмотувальний коефіцієнт; p – кількість пар полюсів напівобмотки обмотки й обмотки статора в цілому.

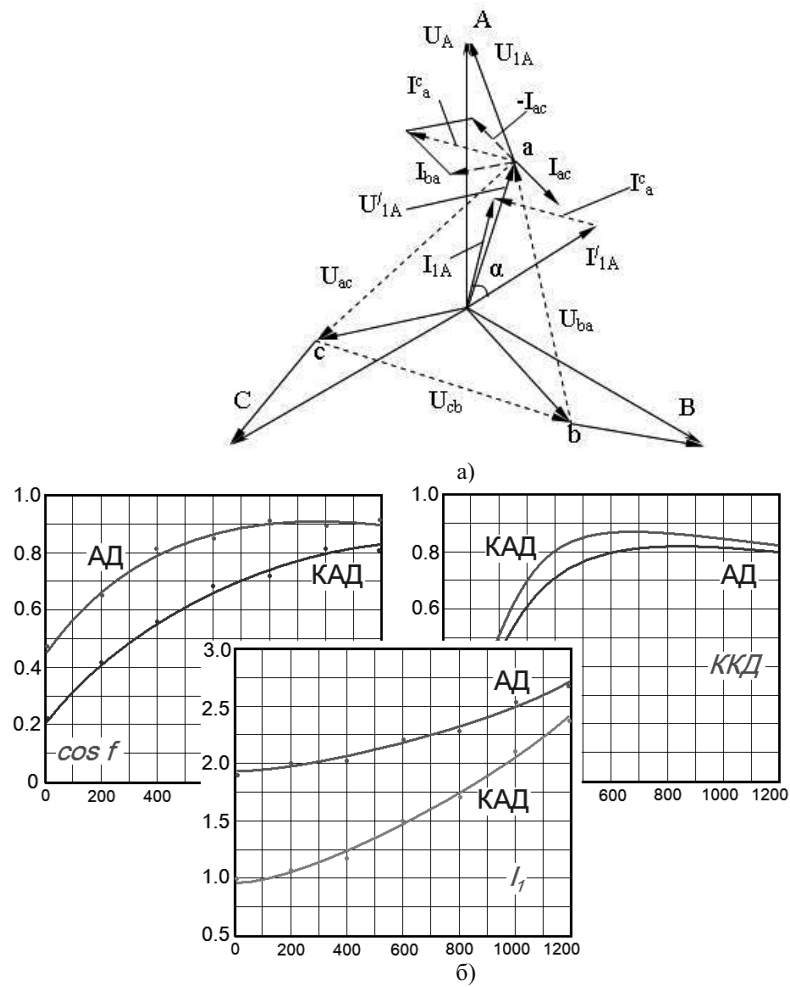


Рис. 2. Спрощена векторна діаграма (а) та робочі характеристики (б) КАД

Вирази (3), (4) своїми поворотними множниками $e^{j\omega t}$ і $e^{j(\omega t + \delta - \alpha)}$ вказують на обертовий характер хвиль МРС напівобмоток, що просторово зміщені одна відносно іншої на кут $(\delta - \alpha)$. Сумарна МРС обмоток статора буде максимальною за умови збігання осей МРС напівобмоток, тобто при $\delta - \alpha = 0$, коли струми у відповідних напівобмотках фаз зміщені просторово і в часі на рівні і протилежні кути, наприклад, у фазі A струм i'_{1A} зашунтованої напівобмотки відстає в часі від струму зовнішньої напівобмотки на кут α , а просторово випереджає його на кут δ , причому $\delta - \alpha = 0$. З іншого боку, для забезпечення заданих МРС і

магнітного потоку магнітного кола машини за умови $\delta-\alpha=0$ вимагаються мінімальні значення струму намагнічування і загального струму машини [1].

Для двигунів малої потужності (до 11 кВт) з номінальним коефіцієнтом потужності $\cos \varphi_n=0,8-0,87$ ($\varphi_n=29-35$, при повній компенсації $\varphi_n \approx \alpha \approx 30^\circ$) для забезпечення умови $\delta-\alpha=0$ кут просторового зсуву напівобмоток одна відносно одної зручно прийняти $\delta=30^\circ$, який досягається розподілом фазної зони 60° обмотки статора на дві рівні частини.

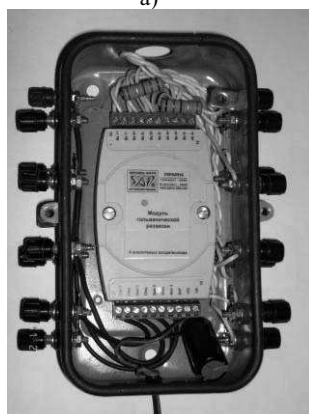
Зазвичай трифазна ($m=3$) система струмів електричної машини своїми прямими і зворотними струмами котушок фази обмотки статора створює $2m=6$ фазних зон по 60° кожна. При розділенні такої фазної зони на дві рівні частини по 30° кожна зі струмами, зміщеними у часі в напівобмотках на 30° , наприклад, за рахунок ємнісної компенсації струму в одній з напівобмоток, відбувається подвоєння кількості фазних зон обмотки статора до $2m'=12$, що еквівалентно подвоєнню кількості фаз обмотки статора до $m'=2m$.

Подвоєння кількості фазних зон обмотки статора виключає з гармонійного складу магнітного поля машини найбільш небезпечні паразитні гармоніки зворотну $v_{3g}=5$ та пряму $v_{np}=7$, просторове зміщення яких у напівхвилях МРС складає $v\delta-\alpha = \pm 180^\circ$, тобто вони знаходяться у протифазі.

Для експериментального дослідження електромагнітної сумісності КАД із мережею живлення за рівнем вищих просторових гармонік було використано цифровий осцилограф Metrix-3252 із відповідним програмним забезпеченням та модуль гальванічної розв'язки SDI-AIU-4U (рис. 3).



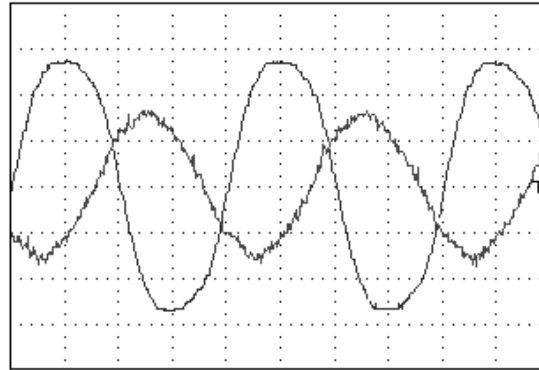
а)



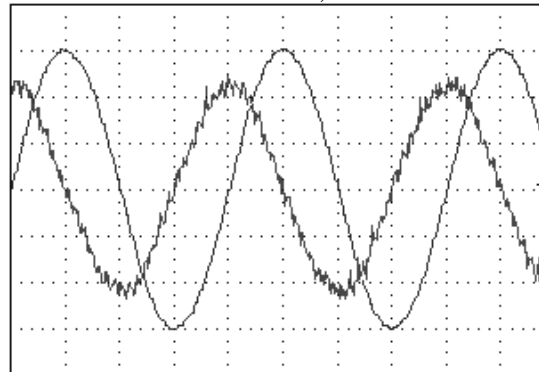
б)

Рис. 3. Цифровий осцилограф (а) та модуль гальванічної розв'язки (б)

При цьому знімалися осцилограми напруги на фазній обмотці статора та струму, що споживається КАД з мережі живлення для двох випадків: за холостого ходу та за номінального навантаження. На рис. 4 наведені осцилограми базового АД, а на рис. 5 – КАД.

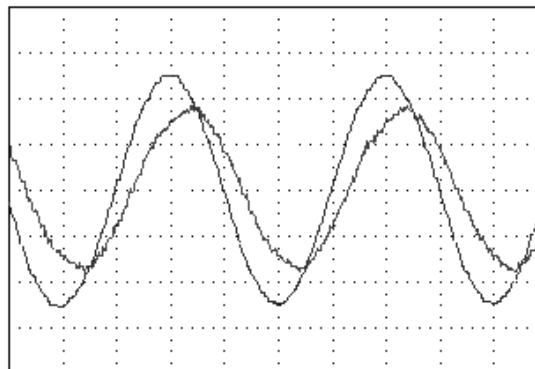


a)

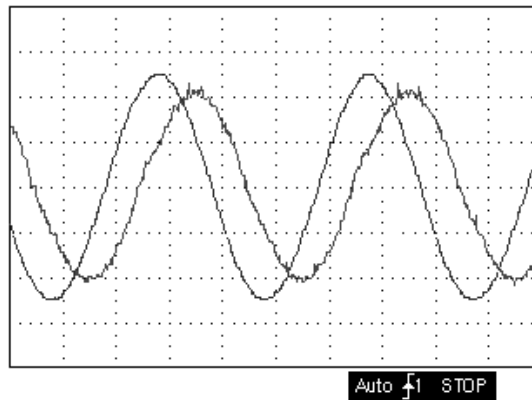


б)

Рис. 4. Осцилограми напруги та струму базового АД на холостому ходу (а) та за номінального навантаження на валу (б)



a)



б)

Рис. 5. Осцилограми напруги та струму КАД на холостому ході (а) та за номінального навантаження на валу (б)

Також на рис. 6 наведений гармонійний склад струму споживаного двигуном з мережі живлення, який був отриманий за допомогою функції *fft* (*Fast Fourier Transformation*) для базового АД та КАД. Очевидно, що за рахунок використання внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності за умови $\delta - \alpha = 0$ спостерігається зменшення рівня 5-ї та 7-ї гармонік.

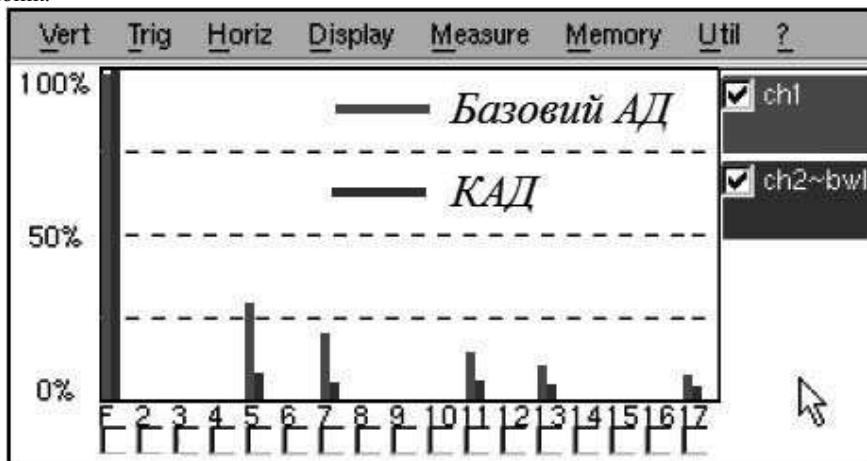


Рис. 6. Спектральний склад струму споживаного КАД з мережі живлення

Даний спосіб внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності є простим, дешевим і надійним. Питома ємність конденсаторів становить 8 мкФ на фазу на 1 кВт номінальної потужності двигуна [4].

ВИСНОВКИ

Використання внутрішньої ємнісної компенсації реактивної потужності покращує електромагнітну сумісність КАД порівняно із базовим АД за величиною реактивної потужності та рівнем вищих гармонік.

Фундаментальною умовою оптимальної компенсації, яку необхідно дотримуватися при створенні КАД є умова $\delta - \alpha = 0$, де δ – кут просторового зсуву осей напівобмотки статора, α – кут фазового зсуву між струмами напівобмоток.

ЛІТЕРАТУРА

1. Патент України №51814 Н02К 17/34, Асинхронний електродвигун [Мишин В.І., Чуєнко М.О., Чуєнко Р.М., Лісовий С.С.], Бюл. №12, 2002.
2. Чуєнко Р.М. Енергозбереження у підготовці кормів до згодовування при використанні асинхронних електродвигунів з внутрішньою ємнісною компенсацією реактивної потужності: Автореф. дис. канд. техн. наук: 05.09.16. – К. НАУ, 2002. – 20 с.
3. Мишин В.І., Чуєнко Р.М., Кулинич А.Н. Особенности физических процессов в компенсированном асинхронном двигателе. Научно-практический журнал національного технічного університету „ХПІ” // Електротехніка і електромеханіка. Харків. – 2005. – №2. – С. 48–53.
4. Мишин В. И., Чуєнко Р. Н., Гаврилюк В. В. Эффект внутренней емкостной компенсации реактивной мощности в асинхронном электродвигателе // Электротехника, №8. М. – 2009. – С. 30–36.
5. Cranes – Design, Practice, and Maintenance / J. Verschoof. – London: Professional Engineering Publishing Limited, 2002. – 328 p.
6. Ландау Л.Д. Теоретическая физика. Т.1. Механика / Л.Д. Ландау, Е.М. Лифшиц. – М.: Наука, 1965. – 204 с.
7. Дьяконов В. П. Mathematica в математических и научно-технических расчетах / Дьяконов В.П. – М.: СОЛОН-Пресс, 2004. – 696 с.
8. Stuart J. Birrell, Kenneth A. Sudduth, Steven C. Borgelt. Comparison of sensors and techniques for crop yield mapping. Computers and Electronics in Agriculture 14 (1996), p. 215–233.
9. Захарин Ф.М. Методы и алгоритмы прикладного анализа. Выпуск 2. Статистическая фильтрация / Ф.М. Захарин. – К.: КВВАИУ, 1978. – 148 с.
10. Корн Г. Справочник по математике для научных работников / Г. Корн, Т. Корн. – М.: Наука, 1968. – 720 с.

RESEARCH THE COMPENSATED INDUCTION MOTOR ELECTROMAGNETIC COMPATIBILITY WITH POWER LINE

Summary. There was researched the compensated induction motor electromagnetic compatibility with a power line.

Key words: compensated induction motor, electromagnetic compatibility, power line, harmonic, reactive power.

УДК 539.374, 624.131.4

ФІЗИЧНІ РІВНЯННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ҐРУНТУ З СУТТЄВИМ ПРОЯВОМ В'ЯЗКОПЛАСТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ

Volodymyr Kovbasa, Oleksandr Gutsol, Vitaliy Kurka

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. розроблена механічна модель та складені фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій в просторовій постановці для пружно-в'язкопластичного середовища з застосуванням модифікованого критерія міцності Кулона-Мора.

Ключові слова: критерій міцності, пружно-в'язкопластичність, компоненти швидкостей деформацій, компоненти напружень.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

В багатьох задачах пов'язаних з аналізом взаємодії робочих органів з матеріалами та середовищами виникає необхідність застосування фізичних рівнянь зв'язку напружень з деформаціями. При цьому цей зв'язок може проявлятися у вигляді суттєвого впливу пружних, в'язких та пластичних властивостей. Для формалізації матеріалів та середовищ у вигляді моделей з суттєвим проявом окремих видів цих властивостей існують фундаментальні закони та фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій), але при складних видах впливу властивостей, зокрема у випадках коли проявляються всі три властивості у рівній мірі моделі зв'язку напружень з деформаціями (швидкостями деформацій) побудовані для часткових випадків тобто тільки для нормальних або зсувних деформацій. Якщо такі моделі побудовані для повних тензорів напружень та деформацій, то їх застосування у повному вигляді не дозволяє розв'язати задачу про напружено-деформований стан середовища або матеріалу через те, що після підстановки цих фізичних рівнянь у рівняння рівноваги середовища вони стають суттєво нелінійними та стають гіперболічними рівняннями у часткових похідних третього порядку.

Такі задачі (пов'язані з аналізом напружено-деформованого стану середовища виникають, зокрема при аналізі взаємодії робочих органів машин з ґрунтом. В останньому випадку ґрунт формалізується як суцільне середовище з властивостями пружності, в'язкості та пластичності. Правомірність такої формалізації та результати аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтом ґрунтується на результатах досліджень Кушнар'ова А.С., Ковбаси В.П та ін. [1, 2, 3].

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

При суттєвому прояві пластичності для визначення умови пластичної течії ґрунту може бути використаний модифікований критерій переходу у пластичний стан (умова руйнування суцільності) Кулона-Мора [4]:

$$k = -\frac{3(\sigma \sin[\varphi] + \tau_0 \cos[\varphi])}{-3 + \sin[\varphi]}, \quad (1)$$

де: σ -- середнє (гідростатичне) напруження;

φ -- коефіцієнт внутрішнього тертя матеріала (ґрунта);

τ_0 -- напруження початкового зсуву матеріала (ґрунта).

Правомірність застосування такого критерію ґрунтується на тому, що у ґрунті можуть суттєво проявлятися пластичні властивості характерні для сипкого дискретного середовища, яким формалізують ґрунти у будівельній механіці ґрунтів, а у відповідності до висновків Хаара та Кармана [5] між механікою ґрунтів та теорією пластичності не існує різниці з точки зору зв'язків напружень з деформаціями (швидкостями деформацій).

Застосування такого критерію дозволяє визначити умови початку пластичної течії в залежності від властивостей ґрунту та гідростатичного напруження на площадках можливого ковзання, яке залежить від модуля пружності (для пружного матеріалу) та коефіцієнта в'язкості (для в'язкого матеріалу) а також величини деформації (швидкості деформації), що передували пластичному деформуванню.

Метою досліджень є знаходження фізичних рівнянь зв'язку напружень з швидкостями деформацій для матеріалу або середовища (зокрема ґрунту) у якого суттєво проявляються пружно-в'язкі властивості до початку пластичної течії та в'язкопластичні – в процесі його течії.

Графічно модель пружно-в'язкопластичного матеріалу з таким проявом процесів деформування може бути представлена у вигляді двох послідовно з'єднаних складних тіл: пружно-в'язкого (тіло Кельвіна-Фойгта) та в'язкопластичного матеріалу (тіло Бінгама). Для розробки моделі та визначення фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій необхідно ввести поняття інваріантів тензорів напружень, оскільки через величину другого інваріанта девіатора напружень визначається критерій міцності Кулона-Мора. Величина другого інваріанта дефіатора має вигляд.

Девіатора тензора напружений:

$$I_{D2} = (s_1s_2 + s_2s_3 + s_1s_3) = \frac{1}{6}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2) =$$

$$= (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 - (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2), \quad (2)$$

де: $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ - головні напруження;

s_1, s_2, s_3 - різниці між компонентами головних напружень та середнім нормальним напруженням: $\sigma = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) = \frac{1}{3}(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)$;

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$ - компоненти нормальних та зсувних напружень.

Цей інваріант з точністю до постійного множника зв'язаний з інтенсивністю зсувних напружень, які в свою чергу зв'язані з величиною, що характеризує властивості матеріала (ґрунту) (1) [6]:

$$\tau_i = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2)} =$$

$$= \frac{\sqrt{2}\sigma}{3} = k. \quad (3)$$

Згідно з прийнятою моделлю (рис. 1) на прешій стадії деформування відбувається в'язкопружне деформування матеріалу який може бути формалізований паралельно з'єднаною пружиною та в'язким елементом (тіло Кельвіна-Фойгта). При виведенні рівнянь зв'язку напружень з швидкостями деформування необхідно просумувати напруження пружного та в'язкого деформування. Лінійно пружне середовище описується узагальненим законом Гука:

$$\sigma_x = 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_x - \varepsilon), \quad \sigma_y = 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_y - \varepsilon),$$

$$\sigma_z = 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_z - \varepsilon), \quad \tau_{xy} = G\gamma_{xy}, \quad \tau_{yz} = G\gamma_{yz}; \quad \tau_{xz} = G\gamma_{xz}, \quad (4)$$

де K - об'ємний модуль пружності, $K = \frac{E}{3(1-2\nu)}$,

E - модуль пружності лінійних деформацій,

G – модуль зсуву, $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$,

ν – коефіцієнт Пуассона,

$\varepsilon = \frac{1}{3}(\varepsilon_x + \varepsilon_y + \varepsilon_z)$, де $\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z$ -- компоненти лінійних деформацій;

$\gamma_{xy}, \gamma_{xz}, \gamma_{yz}$ -- компоненти зсувних деформацій.

Залежності (4) можуть бути виражені через дві пружні постійні наступним чином:

$$\sigma_x = \frac{E(\varepsilon_x(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_z)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2}, \sigma_y = \frac{E(\varepsilon_y(-1+\nu) - (\varepsilon_x + \varepsilon_z)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2},$$

$$\sigma_z = \frac{E(\varepsilon_z(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_x)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2},$$

$$\tau_{xy} = \frac{E\gamma_{xy}}{2(1+\nu)}; \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}}{2(1+\nu)}; \tau_{xz} = \frac{E\gamma_{xz}}{2(1+\nu)}. \tag{5}$$

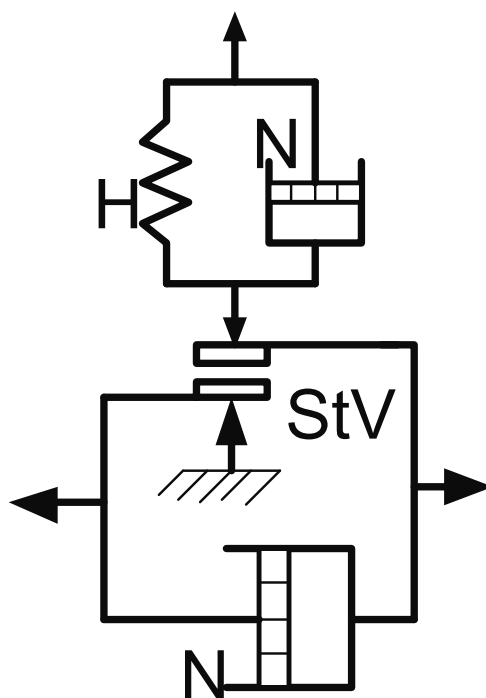


Рис. 1. Механічна модель пружно-в'язкопластичного середовища (ґрунту)

Рівняння (4),(5) характеризують поведінку пружного елемента моделі «Н». Рівняння, що характеризують лінійну в'язкість «N» можуть бути виражені залежностями зв'язку напружень зі швидкостями деформацій наступними залежностями [7]:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}) + \sigma; \sigma_y = 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}) + \sigma, \\ \sigma_z &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}) + \sigma,\end{aligned}\quad (6)$$

де: μ_0 – коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій, $\mu_0 = \frac{2}{3}\left(\frac{1+\nu}{1-2\nu}\right)\mu$;

μ – коефіцієнт в'язкості зсувних деформацій;

$\dot{\varepsilon} = \frac{1}{3}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)$, де $\dot{\varepsilon}_x, \dot{\varepsilon}_y, \dot{\varepsilon}_z$ – компоненти швидкостей лінійних деформацій.

З урахуванням введених позначень вирази (6) набудуть вигляду:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_x - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z))}{-9+18\nu}, \\ \sigma_y &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_y - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z))}{-9+18\nu}, \\ \sigma_z &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_z - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x))}{-9+18\nu}, \\ \tau_{xy} &= \mu(\dot{\gamma}_{xy}); \tau_{xz} = \mu(\dot{\gamma}_{xz}); \tau_{yz} = \mu(\dot{\gamma}_{yz}).\end{aligned}\quad (7)$$

Суми компонент напружень пружної та в'язкої складових у можуть бути записані з урахуванням того, що компоненти деформацій та швидкостей деформацій можуть бути переписані у вигляді зручному для розуміння типу рівнянь та зручному для розв'язання рівнянь відносно компонентів деформацій:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E(\varepsilon_x[t](-1+\nu) - (\varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_x'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_y'[t] + \varepsilon_z'[t]))}{-9+18\nu}, \\ \sigma_y &= \frac{E(\varepsilon_y[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_y'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_z'[t]))}{-9+18\nu},\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_z &= \frac{E(\varepsilon_z[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\ &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon'_z[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon'_x[t] + \varepsilon'_y[t]))}{-9+18\nu}, \\ \tau_{xy} &= \frac{E\gamma_{xy}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma'_{xy}[t]); \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma'_{yz}[t]), \\ \tau_{xz} &= \frac{E\gamma_{xz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma'_{xz}[t]).\end{aligned}\quad (8)$$

Розв'язок диференціальних рівнянь (8) відносно компонент нормальних деформацій має вигляд:

$$\begin{aligned}\varepsilon_x[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\begin{aligned} &3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)) + \\ &+ e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right), \\ \varepsilon_y[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\begin{aligned} &-3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (-\sigma_y + \nu(\sigma_x + \sigma_z)) - \\ &- e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right), \\ \varepsilon_z[t] &= \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\begin{aligned} &-3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (\nu(\sigma_x + \sigma_y) - \sigma_z) - \\ &- e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right).\end{aligned}$$

Постійні інтегрування визначаються з умови, що при часі $t = 0$, $\varepsilon_x[t] = \varepsilon_y[t] = \varepsilon_z[t] = 0$, звідки:

$$\begin{aligned}C[1] &= -\frac{\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z}{E}; C[2] = -\frac{-\nu\sigma_x + \sigma_y - \nu\sigma_z}{E}, \\ C[3] &= -\frac{-\nu\sigma_x - \nu\sigma_y + \sigma_z}{E}.\end{aligned}$$

Значення компонент швидкостей нормальних в'язкопружних деформацій визначаються шляхом диференціювання по часу останніх виразів з урахуванням постійних інтегрування:

$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon}_x &= \frac{\check{a}^{\frac{3EEt}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\check{a}^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{1+\nu} \right)}{6\mu}, \\ \dot{\varepsilon}_y &= \frac{\check{a}^{\frac{3EEt}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\check{a}^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_y - \sigma_x - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu}, \\ \dot{\varepsilon}_z &= \frac{\check{a}^{\frac{3EEt}{2\mu+2\mu\nu}} \left(\check{a}^{\frac{EEt}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_z - \sigma_x - \sigma_y) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu}.\end{aligned}\quad (9)$$

З виразів (9) компоненти нормальних напружень виражаться через компоненти швидкостей нормальних деформацій наступним чином:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2}{9} \check{a}^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_x - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{\check{a}^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \sigma_y &= \frac{2}{9} \check{a}^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_y - 3(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{\check{a}^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \sigma_z &= \frac{2}{9} \check{a}^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_z - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x) - \frac{\check{a}^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right).\end{aligned}$$

Середнє нормальне (гідростатичне) напруження, що стискає елемент сухого тертя в моделі Бінгама становитиме:

$$\sigma = \frac{2\check{a}^{\frac{3EEt}{2\mu+2\mu\nu}} \mu (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{9-18\nu}.\quad (10)$$

Аналогічно визначаються компоненти швидкостей зсувних в'язкопружних деформацій, а з них компоненти зсувних напружень:

$$\tau_{xy} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \tau_{yz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{yz}; \tau_{xz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xz}.\quad (11)$$

Час деформування, що входить в залежності зв'язку напружень зі швидкостями деформацій може бути визначений з часу розповсюдження хвилі напружень. Швидкість розповсюдження хвилі напружень [6]:

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}},$$

де: λ - коефіцієнт Ляме, $\lambda = k - \frac{2}{3}G$; $k = \frac{2}{3}\left(\frac{1+\nu}{1-2\nu}\right)G$; $G = \frac{E}{2(1+\nu)}$.

Час розповсюдження хвилі:

$$t = \frac{l}{c} = \frac{l}{\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}, \quad (12)$$

де: l - відстань на якій затухає хвиля напружень у даному середовищі.

Таким чином рівняння (10) разом з (11) визначають напруження стискання, що діють на елемент сухого тертя і входить до рівняння (1).

Для написання рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій у другій частині моделі (Тіло Бінгама) необхідно підсумувати напруження пластичної течії (елемент сухого тертя Сен-Венана) та лінійно в'язкої течії (Тіло Ньютона). Рівняння пластичної течії можуть бути записані у вигляді [7]:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_x - \varepsilon) + \sigma; \sigma_y = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_y - \varepsilon) + \sigma; \sigma_z = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_z - \varepsilon) + \sigma, \\ \tau_{xy} &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xy}; \tau_{yz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{yz}; \tau_{xz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xz}, \end{aligned} \quad (13)$$

де: σ_i, ε_i -- інтенсивність напружень та інтенсивність деформацій, відповідно.

В останніх рівняннях можна нехтувати складовою ε , оскільки всебічного ущільнення (розтягнення) в процесі пластичного деформування може не бути. Згідно А.Надаї [8], функція течії $\frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i} = \frac{k}{\sqrt{2\varepsilon}}$. Тут величина k виражається залежністю (1). З урахуванням отриманого

значення середнього (гідростатичного напруження для тіла Кельвіна-Фойгта (10)) величина функції течії (при відсутності ущільнення при пластичній течії) матиме вигляд:

$$k = -\frac{3(\tau_0 \cos[\varphi] + \frac{2e^{\frac{3Et}{2\mu+2\nu}}}{9-18\nu} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin[\varphi])}{-3 + \sin[\varphi]}. \quad (14)$$

Графічно залежність функції, що визначає умову початку течії пружно-в'язкопластичного середовища представлена на рис.2.

Суми пластичної та в'язкої складових (з урахуванням того, що середнє напруження – це сума компонент) матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu\left((-7+11\nu)\varepsilon_x'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_y'[t] + \varepsilon_z'[t])\right)}{-9+18\nu}, \\ \sigma_y &= -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu\left((-7+11\nu)\varepsilon_y'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_z'[t])\right)}{-9+18\nu}, \\ \sigma_z &= -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] + \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu\left((-7+11\nu)\varepsilon_z'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_y'[t] + \varepsilon_x'[t])\right)}{-9+18\nu}. \end{aligned}$$

Розв'язок цих рівнянь має вигляд:

$$\begin{aligned}
 \varepsilon_x[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} (\sigma_y + \sigma_z) + \\ &+e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} k(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}} k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right), \\
 \varepsilon_y[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} (\sigma_x + \sigma_z) - \\ &-e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} k(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}} k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right), \\
 \varepsilon_z[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} (\sigma_x + \sigma_z) - \\ &-e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}} k(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}} k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right). \tag{15}
 \end{aligned}$$

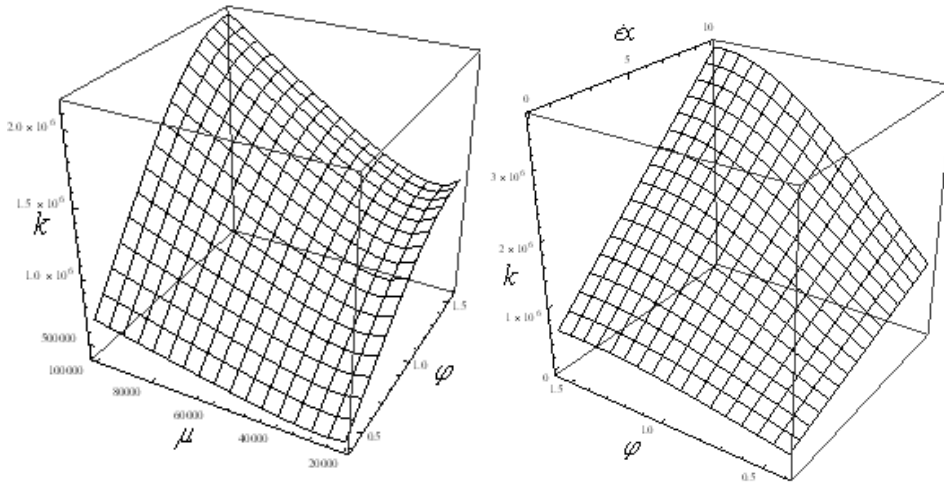


Рис. 2. Залежність величини початку течії від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування

Постійні інтегрування визначаються аналогічно попередньому випадку і становлять:

$$C[1] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_y - \sqrt{2}\sigma_z}{3k}; \quad C[2] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_z}{3k}; \quad C[3] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_y}{3k}.$$

Після підстановки постійних інтегрування в рівняння (15), диференціювання компонент деформацій по часу та вираження з них компонент нормальних напружень для пружно-в'язкопластичного середовища у відповідності до механічної моделі (рис.1) останні матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= \frac{2}{9} \mu \left(3\check{a}^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_z) - \frac{\check{a}^{K_2}(1+\nu)(\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \sigma_y &= \frac{2}{9} \mu \left(3\check{a}^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_x - \dot{\epsilon}_z) - \frac{\check{a}^{K_2}(1+\nu)(\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ \sigma_z &= \frac{2}{9} \mu \left(3\check{a}^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\epsilon}_z - \dot{\epsilon}_y - \dot{\epsilon}_x) - \frac{\check{a}^{K_2}(1+\nu)(\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\ K_2 &= -\frac{27l(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2\check{a}^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_y + \dot{\epsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}, \\ K_1 &= \frac{3El}{(2\mu+2\mu\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}. \end{aligned} \quad (16)$$

Аналогічні перетворення, що виконані у відповідності до зсувних компонент швидкостей деформацій та напружень дають вирази для їх зв'язку з механічними властивостями у вигляді:

$$\begin{aligned} \tau_{xy} &= \check{a}^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xy}; & \tau_{xz} &= \check{a}^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xz}; & \tau_{yz} &= \check{a}^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{yz}, \\ K_3 &= -\frac{9l \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2\check{a}^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\epsilon}_x + \dot{\epsilon}_z + \dot{\epsilon}_y) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}. \end{aligned} \quad (17)$$

Графічно залежності (16) подані на рис. 3.

Аналіз залежностей (16), (17) свідчить про те, що на величину напружень суттєвий вплив мають одноіменні компоненти швидкостей деформацій, в той час як інші компоненти швидкостей деформацій мають несуттєвий вплив, що дає можливість суттєво спростити фізичні рівняння при практичних застосуваннях при розв'язанні контактних задач взаємодії з пружно-в'язкопластичним середовищем деформаторів та задач аналізу напружено-деформованого стану.

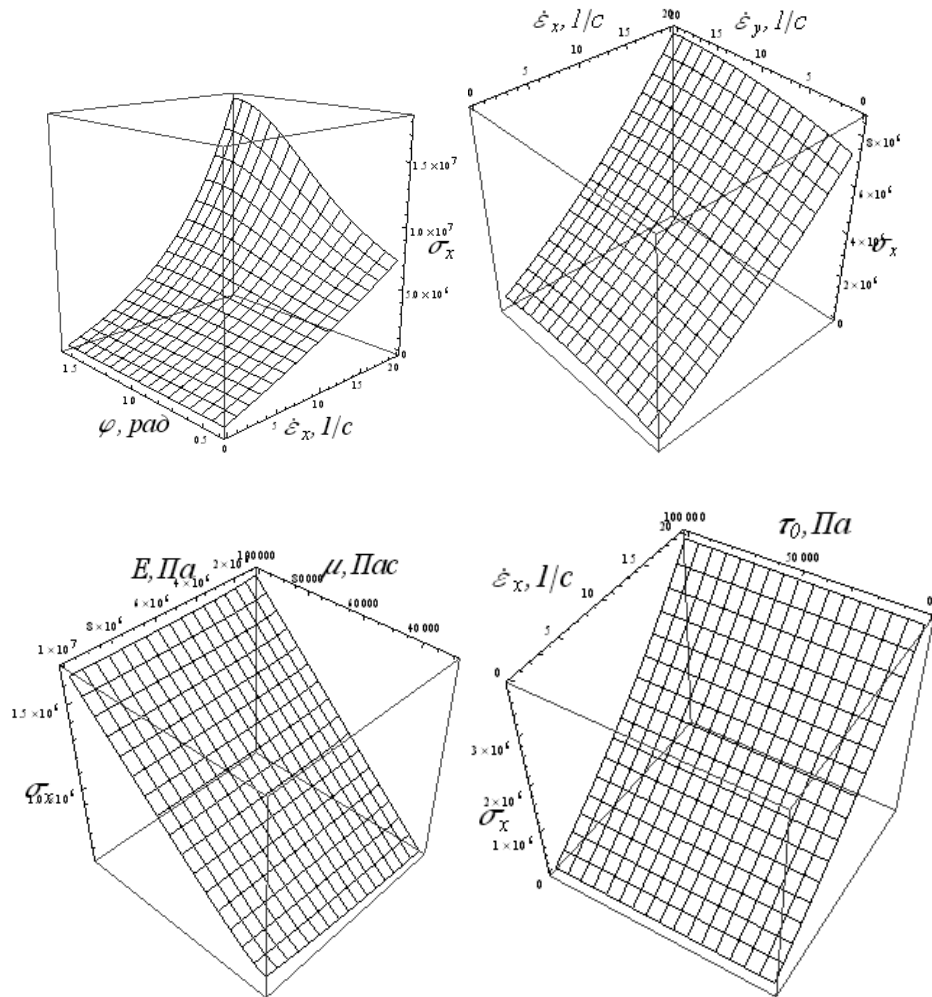


Рис. 3. Залежність величини початку течії від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування

Аналізуючи вплив механічних властивостей середовища можна прийти до висновку, про несуттєвість впливу на величину напружень початкового напруження зсуву та модуля пружності при величинах їх значень близьких до величин, що характеризують більшість середовищ та матеріалів з якими взаємодіють робочі органи машин (грунт, зернові матеріали, органічні та мінеральні добрива та ін.).

Слід відзначити, що при розв'язанні контактних задач одержані фізичні рівняння зв'язку напружень з деформаціями повинні бути підставлені у рівняння динаміки руху середовища, після чого отримані рівняння можуть бути розв'язані відносно кінематичних параметрів руху. Така постановка частіше всього зустрічається в задачах взаємодії робочих органів машин з матеріалами і середовищами, оскільки часто відомі лише кінематичні параметри взаємодії і не відомими залишається динамічна реакція середовища на прикладену дію. А саме ця реакція може бути визначена шляхом розв'язання контактних задач з використанням фізичних рівнянь зв'язку напружень з вектором швидкості прикладеної дії по певній поверхні контакту та механічними властивостями середовища, а саме модулем

пружності, коефіцієнтом в'язкості, кутом внутрішнього тертя та початковим напруженням зсуву.

ВИСНОВКИ

Розроблена механічна модель та фізичні рівняння зв'язку компонент напружень зі швидкостями деформацій для пружно-в'язкопластичного середовища з суттєвим проявом, як лінійно в'язких властивостей так і властивостей сухого тертя та пружних властивостей з застосуванням модифікованого критерія міцності Кулона-Мора в якості функції в'язкопластичної течії дозволяє розв'язувати задачі про визначення просторового напружено-деформованого стану середовищ та матеріалів у яких проявляються властивості сухого та в'язкого внутрішнього тертя разом з пружними властивостями. Ці фізичні рівняння можуть використовуватись при розв'язанні контактних задач взаємодії деформаторів при суттєвому впливі швидкості на напружений стан.

При розв'язанні цих задач фізичні рівняння можуть бути спрощені в залежності від суттєвості впливу тих чи інших властивостей середовищ та матеріалів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Кулен А, Куиперс Х. Современная земледельческая механика. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.
2. Кушнарев А.С., Кочев В.И. Механико-технологические основы обработки почвы. – К.: Урожай, 1989 – 144 с.
3. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища/ Ковбаса В.П. // Вісник ХДТУСУГ, „Підвищення надійності відновлюємих деталей машин” – Харків, 2001. – Вип. 8, т.2. – С. 79–82.
4. Про критерій міцності та співвідношення між компонентами сипкого середовища/ Ковбаса В.П., Ярошенко В.В. // Загальнодержавний міжвідомчий науково-технічний збірник: Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград: КНТУ. – 2010. – Вип. 40. Част. 1. – С. 35–39.
5. Ишлинский А.Ю., Ивлев Д.Д. Математическая теория пластичности. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001, 2003. – 701 с.
6. Седов Л.И. Механика сплошной среды. – М.: Наука, 1976, т. 1. – 535 с.
7. Безухов И.Н. Основы теории упругости, пластичности и ползучести. – М.: В.Ш., 1968. – 512 с.
8. А. Надаи. Пластичность и разрушение твердых тел. – М.: Изд. Иностранной литературы, 1954. – 648 с.
9. Лінник М.К. Дослідження руху матеріальної частинки по внутрішній поверхні горизонтального циліндра / М.К. Лінник, С.Ф. Пилипака // Вісник аграрної науки. – 2009. – №2. – С. 52–56.
10. Пилипака С.Ф. Теорія складного руху матеріальної точки на площині. Частина друга. Абсолютне прискорення. Задачі на динаміку точки / С.Ф. Пилипака // Електротехніка і механіка. – 2006. – №2. – С. 88–100.

PHYSICAL EQUATIONS OF SOIL DEFORMATION WITH ESSENTIAL MANIFESTATIONS OF VISCOPLASTIC PROPERTIES

of connection of stress with speed of deformations in spatial raising for elasticity – viscose – plastic environment with using modified criterion of durability of Kulon–More is developed in this article.

Key words: criterion of strength, velocity strain components, stress components.

УДК 631.3

ОЦІНКА ТЯГОВОГО БАЛАНСУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА

Svitlana Tarasenko

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. В статті представлено результати щодо шляхів енергозбереження при збиранні продукції рослинництва.

Ключові слова: енергозбереження, рослинництво, ефективність.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Інтенсифікація сільськогосподарського виробництва супроводжується зростанням потреб в паливно-енергетичних ресурсах. Проте в економічних умовах, що склалися за останні роки, сільське господарство функціонуватиме в умовах енергетичної кризи, особливо в нафтопродуктах.

Енергетична криза надала енергетичному фактору ролі головного серед інших. Вона змушує перейти від парадигми трудозбереження (з її пріоритетом показників трудозатрати до парадигми енергозбереження). Це в свій час змусило провідні західні країни поводити рішучу боротьбу на зменшення енерговитрат на виробництво сільськогосподарської продукції. Тепер це в повній мірі турбує сільськогосподарське виробництво України. До кінця минулого століття такої проблеми у нас не існувало.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ

На весь обсяг робіт в сільському господарстві щорічно витрачала 2800 тис. тонн бензину і понад 5200,0 тис. тон дизельного палива, що складає біля 12 млн. тон у.п., або 375 кг у.п. на 1 га ріллі і знаходилось на рівні ФРН та Франції [1].

Аналіз зарубіжного досвіду показує [1,2], що прямі енерговитрати в фермерських господарствах зарубіжних країн зростали і тільки в Англії вони знизились на 19%. Це було викликано нафтовою кризою, яка спонукала до необхідності економії паливно-енергетичних ресурсів. В інших країнах проведення політики енергозбереження розпочалось після другої нафтової кризи. Внаслідок цього витрати паливно-енергетичних ресурсів (ПЕР) скоротились в Англії на 28%, США – 27%, Канаді – на 8%, а споживання палива з нафти відповідно – на 33%, 29% і 18%. В Франції і ФРН споживання ПЕР зросло відповідно на 8% і 12%, а витрати палива з нафти в Франції скоротились на 9%. В ФРН зросли на 3%.

Формулювання цілей статті. Оцінити шляхи енергозбереження при виробництві продукції рослинництва.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

При виробництві сільськогосподарської продукції витрачається значна частина опосередкованої енергії, яка закладена в мінеральних і органічних добривах, отрутохімікатах, сільськогосподарських машинах, насінні, будівлях. За даними енергетичної оцінки технологічних процесів виробництва різних культур в умовах Лісостепу України опосередковані енерговитрати складають 40-72% сукупних енерговитрат. Таку ж частку

опосередковані енерговитрати становлять в структурі сукупних енерговитрат країни Західної Європи і США. В Україні витрати енергії на одиницю продукції рослинництва в 2-4 рази більші ніж в Франції, ФРН та Англії. Тому пошук шляхів зниження енерговитрат є надзвичайно важливим. Умовно їх можна поділити на три напрями: агротехнологічні, технічні і організаційно-економічні. До агротехнологічного напрямку зменшення витрат палива можна віднести оптимізацію технологічних регламентів на вирощування сільськогосподарських культур стосовно умов, що склалися в сільському господарстві, мінімалізацію обробітку ґрунту, оптимізацію процесів внесення добрив, меліорантів та засобів захисту рослин тощо. Згідно з технологічними регламентами на вирощування зернових культур та збирання урожаю передбачено виконання понад 70 технологічних операцій, з яких 24-27 виконуються мобільними агрегатами безпосередньо в полі. Площа слідів цих агрегатів складає від 100 до 200 % площі поля. Поряд з перевитратами пального, це приводить до значного техногенного навантаження на ґрунт, його ущільнення, зниження родючості.

Аналіз технологій вирощування окремих культур за рубежем показує, що кількість проходів агрегатів по полю значно менша за рахунок застосування пестицидів і комбінованих машин.

Науковцями ННЦ «ІМЕСГ» розроблено алгоритми та програмне забезпечення енергетичної оцінки технологій за прямими та сукупними витратами енергії. Виконані розрахунки та аналіз структури енерговитрат показали, що на вирощування зернових та зернобобових культур витрачається 30-35% пального, а на збирання та післязбиральну обробку урожаю – 60-65%. Внесення високих доз органічних добрив під просапні культури змінює структуру енерговитрат; на вирощування припадає 2/3 загальних енерговитрат, а на збирання 1/3. Тому пошук шляхів зменшення енерговитрат доцільно вести в першу чергу в тих процесах, виконання яких вимагає значних енерговитрат. Як приклад можна розглянути збирання зернових культур. Сьогодні в господарствах збирають весь біологічний урожай, витрачаючи значну частину пального на збирання соломи, стебел кукурудзи і їх закладання на збирання. На нашу думку частину соломи озимих культур, стебла кукурудзи на зерно та інших грубостебельних культур доцільно подрібнювати, розкидати по полю та пріорювати. Це дозволить зменшити витрати пального на 25-30 кг/га поля де буде застосована така технологія.

Математичне моделювання роботи зернозбирального комбайна є досить складним процесом, і дослідженню його присвячено багато робіт. Суть сучасних методів визначення продуктивності і витрачання палива полягає в тому, що показники комбайна і показники умов збирання використовували як середні протягом доби [3,4].

В роботі [5] досліджено зміну протягом доби тільки вологості хлібної маси, яка впливає на пропускну здатність комбайна. Проте сучасні комбайни мають такі технічні параметри, які значною мірою впливають на експлуатаційні показники: об'єм зернового бункера, об'єм паливного бака, які змінюють масу комбайна протягом роботи на 20-30 %, що значно впливає на витрати потужності, отже і на витрати палива. Так, комбайн моделі 6350 фірми "Fendt" має об'єм зернового бункера 10500 л, комбайн Dominator-128 VX фірми "Claas" – 8000 л. Об'єм паливного бака сучасних вітчизняних і зарубіжних комбайнів складає 500...900 л.

На витрати палива впливає і кут схилу поля, тому що коефіцієнт буксування і коефіцієнт кочення мають різні значення при русі похилу вверх чи вниз. А такий вплив для комбайнів досліджено недостатньо. Такі обставини потрібно враховувати при моделюванні роботи комбайнів. Математичне моделювання роботи зернозбирального комбайна виконувалось на основі методів імітаційного моделювання, дослідження операцій і статистичної ідентифікації.

Нами розроблена методика моделювання роботи зернозбирального комбайна, яка полягає в визначенні техніко-експлуатаційних показників протягом доби з врахуванням зміни умов збирання (культура, технологія, урожайність, соломистість, забур'яненість, довжина гону, кут схилу) і технічних показників комбайна (пропускну здатність, маса, потужність двигуна, об'єм зернового бункера, об'єм візка для соломи чи копнувача, об'єм паливного бака).

Зміст методики полягає в моделюванні роботи комбайна в просторі, мірилом якого взято довжину ділянки поля, яку проходить агрегат. Таким мірилом прийнято ділянку довжиною 100 м. Зроблено припущення, що зміна параметрів комбайна і умов збирання не буде суттєвою у часі на такій ділянці: виробіток комбайна і витрачання палива протягом

збирання ділянки будуть незначно змінюватись, а показники роботи фіксуватись. Визначаючи показники роботи комбайна на таких ділянках протягом робочого дня і інтегруючи їх, можна одержати узагальнені техніко-експлуатаційні показники за добу.

Для інтегрування застосовували відомий метод трапецій, тобто сумували середні показники роботи на ділянках. Модель складається з двох блоків: 1) витрачання потужності і 2) визначення продуктивності. В данній статті викладено метод першого блоку. Для визначення витрат палива при роботі зернозбирального комбайна використовують рівняння тягового балансу, яке складають для різних режимів роботи. Потім за регуляторною характеристикою двигуна визначають для цих режимів витрати палива (в кг за годину). Загальна методика рівняння тягового балансу наведена в [6-10].

Розглянемо рівняння тягового балансу самохідного зернозбирального комбайна. Потужність N_e , що затрачується двигуном комбайна, витрачається так:

$$N_e = N_{kr} + N_m + N_o + N_v + N_f \pm N_a + N_w + N_j, \text{ кВт} \quad (1)$$

де N_{kr} – потужність на тягу візка з соломкою; N_m – втрати потужності в трансмісії; N_o – потужність на привод робочих органів і агрегатів комбайна; N_v – потужність на буксування; N_f – потужність на перекочування; N_a – потужність на подолання підйому; N_w – потужність на подолання опору повітря; N_j – потужність на подолання опору інерції.

Потужність на привод робочих органів і агрегатів комбайна складається:

$$N_o = N_{жх} + N_{жр} + N_{молх} + N_{молр} + N_{подх} + N_{подр} + N_{копх} + N_{копр}, \text{ кВт} \quad (2)$$

де $N_{жх}$ – потужність холостого ходу жатки; $N_{жр}$ – потужність робочого ходу жатки; $N_{молх}$ – потужність холостого ходу молотарки; $N_{молр}$ – потужність робочого ходу молотарки; $N_{подх}$ – потужність холостого ходу подрібнювача соломи; $N_{подр}$ – потужність робочого ходу подрібнювача соломи; $N_{копх}$ – потужність холостого ходу копнувача; $N_{копр}$ – потужність робочого ходу копнувача.

Потужність на подолання опору повітря при лобовій площі машини менше 10 м^2 і швидкості руху менше 20 км/год можна знехтувати [5] тому що для сучасних комбайнів такі умови виконуються. При комплектуванні МТА в розрахунки включають потужність на подолання опору сил інерції тільки при торканні агрегата з місця. Для наших досліджень зростання потужності, а тому і зростання витрат палива, в момент торкання агрегата з місця триває досить мало часу, і такими розрахунками також можна знехтувати [6].

Кут схилу поля впливає на потужність на подолання підйому: при русі комбайна вгору вона додається до ефективної потужності, а при русі вниз – віднімається. Тому цей член рівняння (1) можна виключити. Проте буксування агрегату при русі вниз і вверх схилу буде різним, і при вирахуванні потужності на буксування кут схилу потрібно враховувати [7].

Відповідно досліджень [7] для пневматичних рушіїв при русі по схилу вверх коефіцієнт буксування зростає на $0,96..1,12 \%$, а опору кочення – на $2,0 \%$ на 1 градус підйому по відношенню до руху по рівнині. При русі агрегату вниз ці коефіцієнти зменшуються на $0,2 \%$. Ці залежності і враховані в моделі рівняння тягового балансу комбайна. Тоді в рівнянні (1) три останні члени зправа еліміновані, і залишаються з восьми тільки п'ять членів. Наведемо методику визначення складових рівняння (1). Потужність на привод жатки:

$$N_{ж} = N_{жх} + N_{жр}, \text{ кВт}, \quad (3)$$

$$N_{жх} = 0,368 \cdot B, \text{ кВт}, \quad (4)$$

де: B – ширина жатки, м.

$$N_{жр} = 1,472 \cdot q_{\phi}, \text{ кВт} \quad (5)$$

де: q_{ϕ} – фактична пропускна здатність молотарки, кг/с, яка визначається за відомою формулою В.Г. Антіпіна (цей результат одержуємо у блоці 2 методики).

Потужність на привод молотарки:

$$N_{мол} = N_{молх} + N_{молр}, \quad (6)$$

$$N_{молх} = 0,9 \cdot q_r; \quad (7)$$

$$N_{молр} = 18,4 \cdot \exp(0,15 \cdot q_{\phi}), \text{ кВт}. \quad (8)$$

Потужність на привод подрібнювача соломи:

$$N_{под} = N_{подх} + N_{подр}, \text{ кВт}. \quad (9)$$

Приймаємо, що $N_{подх} = 2,2 \text{ кВт}$, а

$$N_{подр} = 11,04 \cdot \exp[0,20 \cdot q_{\phi} \cdot SL / (SL-1)], \text{ кВт}. \quad (10)$$

де: SL – солонистість хлібної маси.

Потужність на привод копнувача:

$$N_{\text{коп}} = N_{\text{копх}} + N_{\text{копр}} \quad (11)$$

Приймаємо, що $N_{\text{копх}} = 1,5$ кВт, а

$$N_{\text{копр}} = 11,04 \cdot \exp [0,04 \cdot q_{\text{ф}} \cdot SL / (SL-1)], \text{ кВт} \quad (12)$$

Потужність на переміщення візка з подрібненою соломою:

$$N_{\text{кр}} = P_{\text{кр}} \cdot V / 3,6, \text{ кВт} \quad (13)$$

де: $P_{\text{кр}}$ – сила опору кочення візка, кН; V – швидкість руху агрегату, км/г.

$$P_{\text{кр}} = [(M_{\text{віз}} + M_{\text{сол}}) \cdot g \cdot f_{\text{коч}}] / 1000, \text{ кН} \quad (14)$$

де: $M_{\text{віз}}$ – маса візка, кг; $M_{\text{сол}}$ – маса соломи у візку, кг; g – прискорення земного тяжіння, 9,81 м/с²; $f_{\text{коч}}$ – коефіцієнт опору кочення:

- на рівнині прийнято $f_{\text{коч}} = 0,09$,
- при русі вверх $f_{\text{коч}} = 0,09 + 0,018 \cdot \alpha$;
- при русі вниз схилу $f_{\text{коч}} = 0,09 - 0,018 \cdot \alpha$.

Масу соломи можна визначити так:

$$M_{\text{сол}} = W_{\text{віз}} \cdot K_{\text{віз}} \cdot \mu_{\text{с}} / 2, \text{ кг} \quad (15)$$

де: $W_{\text{віз}}$ – об'єм візка, м³; $K_{\text{віз}}$ – коефіцієнт використання об'єму візка ($K_{\text{віз}} = 0,90$), $\mu_{\text{с}}$ – питома об'ємна маса соломи ($\mu_{\text{с}} = 30 \dots 35$ кг/м³).

Потужність на переміщення комбайна без візка:

$$N_{\text{ф}} = P_{\text{ф}} \cdot V / 3,6, \text{ кВт} \quad (16)$$

де: $P_{\text{ф}}$ – сила опору кочення комбайна, кН:

$$P_{\text{ф}} = (M_{\text{к}} \cdot g \cdot f_{\text{к}}) / 1000, \text{ кН} \quad (17)$$

де: $M_{\text{к}}$ – маса комбайна без візка з паливом і зерном в бункері, кг,

$$M_{\text{к}} = M_{\text{ке}} + M_{\text{з}} + M_{\text{п}}, \text{ кг} \quad (18)$$

де: $M_{\text{ке}}$ – маса комбайна експлуатаційна, кг; $M_{\text{з}}$ – маса зерна в бункері, кг; $M_{\text{п}}$ – маса палива в паливному баку, кг; $f_{\text{к}}$ – коефіцієнт опору кочення комбайна:

- на рівнині прийнято $f_{\text{коч}} = 0,09$,
- при русі вверх $f_{\text{коч}} = 0,09 + 0,018 \cdot \alpha$;
- при русі вниз схилу $f_{\text{коч}} = 0,09 - 0,018 \cdot \alpha$.

Потужність на буксування:

$$N_{\text{в}} = [(P_{\text{кр}} + P_{\text{ф}}) \cdot V \cdot \delta] / [(1 - \delta) \cdot 3,6], \text{ кВт} \quad (19)$$

де: δ – коефіцієнт буксування:

- при русі на рівнині $\delta = 0,06$,
- при русі вверх схилу $\delta = 0,06 + 0,06 \cdot \alpha$;
- при русі вниз $\delta = 0,06 - 0,0012 \cdot \alpha$.

Потужність на подолання втрат в трансмісії:

$$N_{\text{м}} = (1 - \eta_{\text{тр}}) \cdot N_{\text{е}}, \text{ кВт} \quad (20)$$

де: $\eta_{\text{тр}}$ – ККД трансмісії ($\eta_{\text{тр}} = 0,85 \dots 0,90$).

Виходячи з того, що $N_{\text{е}} = N_{\text{кр}} + (1 - \eta_{\text{тр}}) \cdot N_{\text{е}} + N_{\text{о}} + N_{\text{в}} + N_{\text{ф}}$, після перетворень знаходимо:

$$N_{\text{е}} = (N_{\text{кр}} + N_{\text{о}} + N_{\text{в}} + N_{\text{ф}}) / \eta_{\text{тр}} \quad (21)$$

Моделювання виконують так.

1. Для ділянки довжиною 100 м визначимо продуктивність і можливу швидкість комбайна, кількість зібраного зерна і соломи, час на збирання ділянки. Ці величини визначаємо у блоці 2. Якщо бункер зерна наповнений, проводимо вивантаження зерна.

2. Використовуючи рівняння (1)-(21) визначимо ефективну потужність $N_{\text{е}}$ комбайна.

3. За регуляторною характеристикою двигуна визначимо кількість витраченого палива на ділянці.

4. Уточнимо масу комбайна з урахуванням зібраного зерна і соломи (якщо використовують копнувач чи візок для соломи).

5. Якщо робоча зміна закінчилась, перейдемо до п. 6, інакше до п. 1 (до наступної ділянки).

6. Кінець.

ВИСНОВОК

Використовування методики покажемо на прикладі збирання озимої пшениці комбайном КЗС-9 Славутич. Умови збирання: урожайність – 40 ц/га, солонистість – 1,6,

забур'яненість – 0%, довжина гону – 800 м. Для таких умов типовими нормами визначено витрати палива $q = 3,43$ л/тону зерна [8], за даними випробувань (протокол УкрНДІВПТ) $q = 4,04$, а за результатами моделювання – $q = 3,94$ л/т. З цих даних видно, що різниця між даними випробування і моделювання складає менше 3 %, що можна пояснити деяким не співпаданням погодних умов моделювання і випробування. Величина нормативів значно занижена від реальних результатів.

ЛІТЕРАТУРА

1. Лука Бебіч Роль «чистих технологій» у розв'язанні глобальних проблем енергетики / Лука Бебіч // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 3. – С. 16–25.
2. Голуб Г.А. Техніко-технологічне забезпечення енергетичної автономності агроєкосистем / Г.А. Голуб // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. Серія: техніка та енергетика АПК. – К., 2010. – Вип. 144, ч. 4. – С. 303–312.
3. Жалнин Э.В. Технология уборки зерновых комбайновыми агрегатами / Э.В. Жалнин. – М.: Россельхозиздат, 1985. – 207 с.
4. Русанов А.И. Конструктивно-технологические основы повышения технического уровня и дальнейшего развития зерноуборочных комбайнов : Автореф. дис. докт. техн. наук ; 05.20.04 / НПО ВИСХОМ // А.И. Русанов. – М., 1991. – 64 с.
5. Грибинюк О.М. Дослідження умов функціонування і розробка методу оптимізації парку зернозбиральних комбайнів сільськогосподарського підприємства : Дис. канд. техн. наук ; 05.20.01, 05.20.03 / ІМЕСГ УААН // О.М. Грибинюк. – Глеваха, 1994. – 215 с.
6. Веденяпин Г.В. Эксплуатация машинно-тракторного парка / Веденяпин Г.В., Киргбая Ю.К., Сергеев М.П. – М.: Сельхозгиз, 1962. – 431 с.
7. Ксенович И.П. Тягово-сцепные качества крутосклонного трактора со всеми ведущими стабилизируемыми колесами / И.П. Ксенович, А.И. Якубович, П.А. Амельченко, В.В. Гуськов // Тракторы и сельхозмашины. – 1976. – № 2. – С. 6–8.
8. Типові норми виробітку і витрачання палива на механізовані польові роботи / Мінагрополітики України ; Украгропромпродуктивність. – К.: Фенікс, 2007. – 472 с.
9. Тулапин П.Ф. Технико-экономическое обоснование комплексов машин для растениеводства / П.Ф. Тулапин, Е.М. Мартынова // Вестник сельскохозяйственной науки. – М., 1982. – №5. – С. 47–52.
10. Практикут із машиновикористання в рослинництві : навч. посібник / Лімонт А.С., Мельник І.І., Маллиновський А.С., Марченко В.В., Гуз В.Л., Грищенко І.М. ; за ред. І.І. Мельника. – К.: Кондор. – 2004. – 284 с.

ESTIMATION OF TRACTION BALANCE OF GRAIN COMBINES

Summary. In paper results concerning ways energy of savings are presented at plant growing production.

Key words: energy of savings, planting, efficiency.

АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ЗБУРЮЮЧИХ НЕРІВНОСТЕЙ АГРОФОНІВ

Oleksandr Brovaretsch

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. У статті наведена методика аналізу структури збудованих нерівностей агрофонів на основі даних отриманих в результаті експериментальних досліджень.

Ключові слова: агрофон, збудовані нерівності, структура агрофонів.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Профіль поверхні поля – одне із головних зовнішніх впливів на будь-яку мобільну сільськогосподарську машину. Він має важливий вплив на стійкість ходу робочих органів [1, 2, 3, 4], лінійні та кутові механічні коливання машини [5, 6], а відповідно і на ефективність їх роботи [7, 8].

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

На даному етапі розроблені методики для оцінки нерівностей агрофонів (поверхні поля після виконання певної технологічної операції) [2, 7, 8], відповідно до яких поверхню поля профілюють.

Метою досліджень є встановлення виразу для опису структури збудованих нерівностей агрофонів.

РЕЗУЛЬТАТИ І ДИСКУСІЯ

За допомогою профілографа звичайним методом можна отримати кореляційну функцію $R(L, L+l)$ та спектральну щільність $S(\omega)$, одержуючи випадкову функцію $f(L)$ шляху L .

При цьому аргументи L та l кореляційної функції будуть мати розмірність довжини (м), а аргумент її спектральної щільності – розмірність λ^{-1} . Ці статичні характеристики, в тому числі і дисперсія D_z , визначають коливання випадкової величини (ординати висот нерівностей) у функції шляху. Однак при розгляді машини приймають значення не випадкових функцій $f(L)$ та її характеристики $R(t)$ і $S(\omega)$, а вплив цієї функції на машину, який розрізняють залежно від швидкості її руху [2, 9].

Тому для характеристики профілю, як функції впливу на машину, потрібно розглядати як випадковий стаціонарний процес з аргументом t . Такий процес протікає однорідно протягом часу $\tau = t_2 - t_1$, математичне сподівання m_x і дисперсія D_x постійні, а кореляційна функція змінюється $R(t)$. Тобто $m_x(t) = m_x = const$; $m_x(t)m_x = const$; $R_x(t_1, t_2) = R_x(t_1 - t_2) = R_x(\tau)$.

Важливою ознакою випадкової функції зміни висот нерівностей агрофонів є ергодичність [8]. Для такого процесу розрахунок статистичних характеристик суттєво спрощується. Математичне сподівання і кореляційна функція визначаються, як середні значення окремої реалізації:

$$m_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) dt; \quad R(\tau) = m_x = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \dot{x}(t) \dot{x}(t + \tau) dt \cdot \quad (1)$$

де: $x^0(t) = x(t) - m_x$ – центровий випадок процесу.

Частотний склад випадкового процесу оцінюють спектральною щільністю $S(\omega)$. У порівнянні з кореляційною функцією $R(t)$, спектральна щільність $S(\omega)$ не дає повної інформації про випадковий процес, але у зв'язку із переходом із часової області в частотну наглядно розкриває внутрішню структуру випадкового процесу [2, 10, 11].

Кореляційна функція $R(t)$ і спектральна щільність $S(\omega)$, згідно з методиками [2, 7, 8], зв'язані між собою косинус-перетворенням Фур'є:

$$S_x(\omega) = \frac{2}{\pi} \int_0^{\infty} R_x(\tau) \cos \omega \tau d\tau \quad R_x(\tau) = \int_0^{\infty} S_x(\omega) \cos \omega \tau d\omega \cdot \quad (2)$$

Для одержання статистичних характеристик поля нами розроблена спеціалізована установка для запису нерівностей поверхні поля.

Одним із основних методичних питань дослідження нерівностей агрофону є вибір довжини вимірювальної ділянки – реалізація. В роботі використані відомі залежності для визначення довжини запису l випадкових процесів, до яких відноситься мікрорельєф поля [8, 12, 13]:

$$l \geq 10\tau_{\max}, \quad (3)$$

де: τ_{\max} – максимальна величини кроку кореляції при визначенні кореляційної функції, починаючи з якої значення функції за абсолютною величиною менші $0,05S^2$, S – середньо квадратичне відхилення.

Згідно з виразом (3), достатньою є довжина 50 – 200 м. Нами прийнято – довжину реалізації $l = 200$ м, крок виміру 0,2 м.

Довжина поверхні поля, для якого визначається математичне сподівання, визначається за виразом [2]:

$$l = 2 \frac{V}{v_i}, \quad (4)$$

де: V – швидкість руху, $\frac{m}{c}$; v_i – найнижча частота власних коливань, c^{-1} .

Досліджені агрофони характеризуються різними параметрами нерівностей (табл. 1).

Таблиця 1. Статистичні характеристики агрофонів

№ п/п	Технологічна операція	Значення висот нерівностей	
		Дисперсія D_x , cm^2	Середнє квадратичне відхилення, S , cm
1.	Оранка без боронування	15,21	3,9
2.	Оранка з боронуванням	0,49	0,7
3.	Дискування	6,76	2,6
4.	Сівба зернових	1,96	1,4
5.	Посадка картоплі	7,29	2,7
6.	Коткування	0,09	0,3
7.	Міжрядна культивування просапних	3,24	1,8
8.	Збирання зернових культур	0,25	0,5
9.	Збирання картоплі	0,49	0,7
10.	Лущення стерні	5,29	2,3

Найбільші значення D_x і S відповідають агрофону після оранки без боронування, а найменші – після коткування. Для аналізу з врахуванням даних досліджень (рис. 1) побудовані нормовані кореляційні функції [2]:

$$\rho(l) = \frac{R(l)}{D_x}, \quad (5)$$

де: $R(l)$ – кореляційна функція.

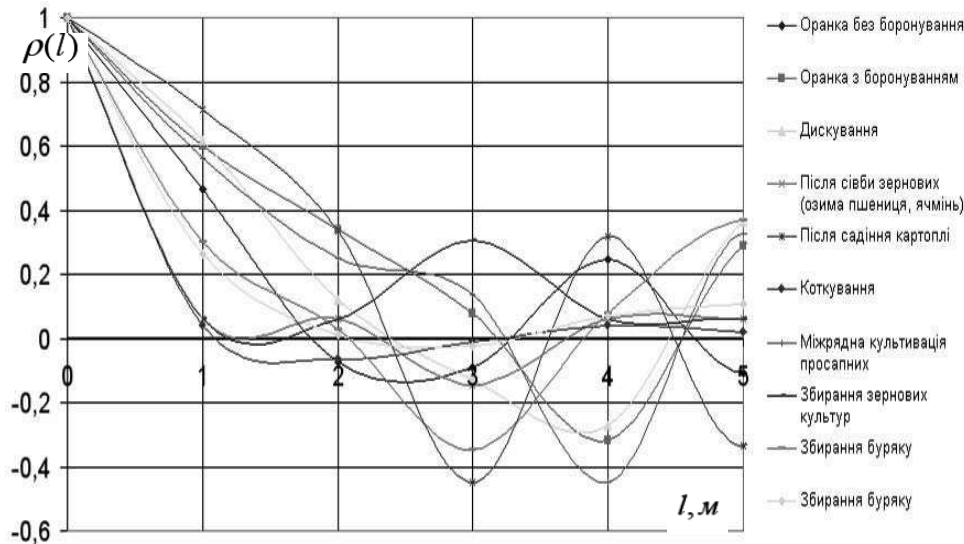


Рис. 1. Нормовані кореляційні функції нерівностей агрофонів

Нормовані кореляційні функції нерівностей агрофонів (рис. 1) виділені із ансамблю (30 шт.) кривих на основі експериментальних досліджень нерівностей агрофонів [1] після виконання відповідної технологічної операції, профілограми яких були отримані при проведенні експериментальних досліджень нерівностей агрофонів.

У випадковому процесі (рис. 1) спостерігається наявність періодичної складової. Із збільшенням l кореляція між ординатами процесу зменшується. При $l = l_0$ крива перетинає вісь абсцис, а далі коливання відносно осі затухають. Структура агрофонів поверхні поля для кожного агрофону має свої відмінності. Агрофони складаються із нерівностей більшої довжини, які несуттєво змінюються за висотою, на відміну від нерівностей меншої довжини. У результаті апроксимації графіків нормованих кореляційних функцій встановлено, що можна використати більш простий вираз [1, 2]. Для визначення нормованої спектральної щільності $S(\omega)$ підставимо значення $R(l)$ у вираз (2). Встановлено, що нерівності агрофонів властивий вузькосмуговий спектр розподілу дисперсії, який при швидкості у діапазоні швидкостей від 2 – 4 м/с знаходиться у межах $\omega = 2,0 \dots 10,4 \text{с}^{-1}$ (рис. 2). Причому максимум спектральної щільності спостерігається на частоті $\omega \approx 6,8 \text{с}^{-1}$ ($\nu = 1,1 \text{Гц}$).

На основі проведених досліджень в результаті апроксимації графіків нормованих кореляційних функцій (рис. 2) та спектральних щільностей нерівностей агрофонів (рис. 2) встановлено функціональну залежність для опису нерівностей агрофонів f_{ii} від амплітуди λ та кроку α [1]:

$$R(l) = f_{ii} = \lambda \cdot \left(1 - \cos \left(\frac{2\pi}{\alpha} \cdot (x + \gamma \cdot \cos(\beta \cdot x)) + \varphi_{zs} \right) \right), \quad (6)$$

де f_{ii} – висота нерівностей агрофону, м,

λ – амплітуда нерівностей агрофону, м,

α – крок нерівностей агрофону, м,
 $x = V \cdot t$ – поточна координата машини, м,
 V – швидкість руху машини, м/с,
 γ – коефіцієнт (у нашому випадку $\gamma = 1\text{м}$), м,
 $\cos(\beta \cdot x)$ – функція, яка враховує нелінійні явища розподілу нерівностей агрофону,
 β – коефіцієнт, 1/м; На основі апроксимації результатів експериментальних досліджень встановлено $\beta = 20$,
 φ_0 – початкова фаза, рад,
 t – час руху ПІМ, с.

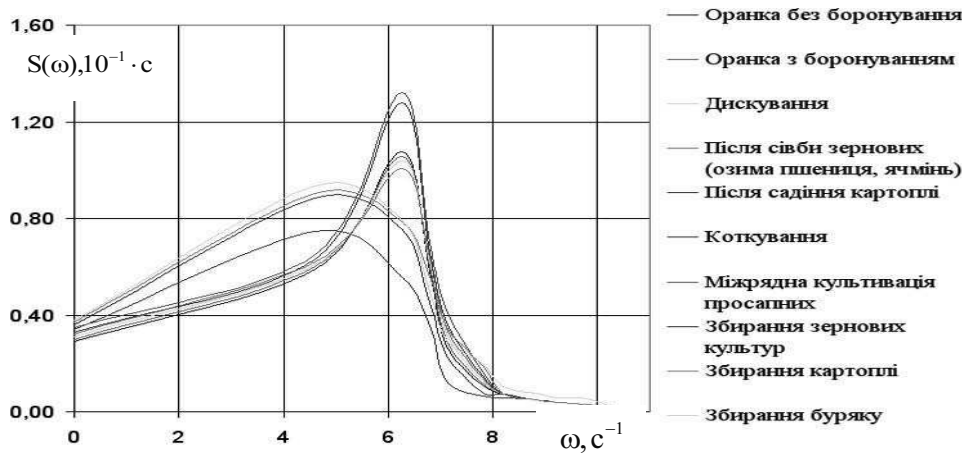


Рис. 2. Спектральні щільності нерівностей агрофонів

У результаті обробки результатів експериментальних досліджень нерівностей агрофонів (рис. 3) встановлено наявність періодичної складової (висоти f_{ii} та кроку нерівностей α), що входить до виразу (6) для кожного класу агрофону (табл. 2).

Таблиця 2. Результати експериментальних досліджень нерівностей агрофонів

№ п/п	Технологічна операція	Величина параметра	
		λ , м	α , м
1	Оранка без боронування	0,05	1,15
2	Оранка з боронуванням	0,03	2,25
3	Дискування	0,04	1,35
4	Сівба зернових	0,03	2,20
5	Посадка картоплі	0,04	1,45
6	Коткування	0,02	3,10
7	Міжрядна культивування просапних	0,04	1,35
8	Збирання зернових культур	0,03	2,30
9	Збирання картоплі	0,04	1,55
10	Лущення стерні	0,04	2,80

За допомогою програмного продукту MS «Excel» було змодельовано отримані дані експериментальних досліджень (табл. 2) та визначено для кожного агрофону значення амплітуди – λ та кроку нерівностей – α . Змодельовано за допомогою виразу (6) та визначено висоту нерівностей агрофонів f_{ii} (рис. 3).

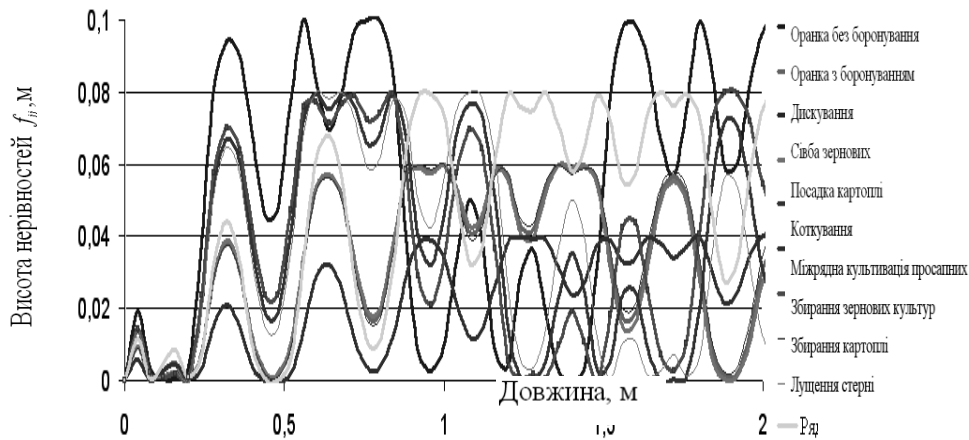


Рис. 3. Змодельовані нерівності агрофонів

Коефіцієнт кореляції між експериментальними даними та їх змодельованими відповідниками за допомогою виразу (6) (рис. 3) значеннями нерівностей агрофонів склав $R=0,92$, що засвідчує достатньо високу достовірність апроксимації (6). Виявлення періодичної складової (висоти f_{ii} та кроку нерівностей α) при моделюванні нерівностей агрофонів (поверхня поля після виконання відповідної технологічної операції) дозволило підвищити достовірність теоретичних досліджень функціонування ПІМ.

За результатами моделювання нерівностей агрофонів з використанням програмного продукту MS «Excel» встановлено доцільність їх умовного поділу на три класи залежно від характеру нерівностей – висоти f_{ii} та кроку α нерівностей (табл. 3).

Таблиця 3. Параметри нерівностей агрофонів

Агрофон	λ , м	α , м	f_{ii} , м
Клас 1	0,02	3,00	0,04
Клас 2	0,03	2,30	0,06
Клас 3	0,04	1,60	0,08

До 1 класу віднесено нерівності агрофонів після коткування; агрофони 2 класу – оранка з боронуванням, сівба зернових, збирання зернових культур; агрофони 3 класу – оранка без боронування, дискування, посадка картоплі, міжрядна культивування просапних, збирання картоплі, лущення стерні. Для експериментальних та теоретичних досліджень приймаємо дані параметрів агрофонів згідно з табл. 3. та було змодельовано отримані класи нерівностей агрофонів даних (рис. 4).

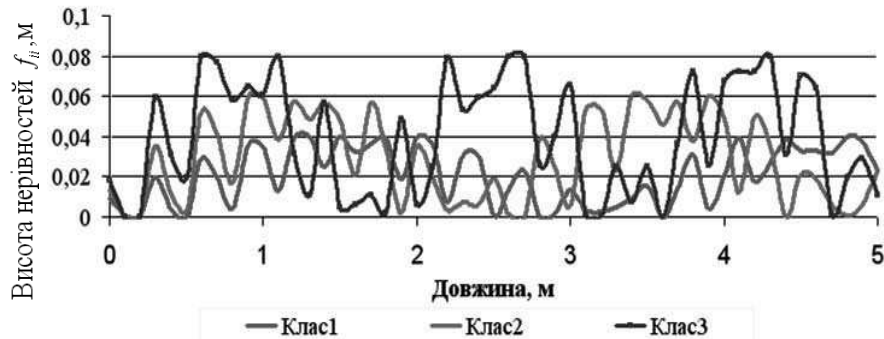


Рис. 4. Змодельовані нерівності різних класів агрофонів

ВИСНОВОК

На основі одержаних даних (рис. 4, табл. 3) з використанням більш точного виразу для опису нерівностей агрофонів (6) можна змодельовати нерівності агрофонів, що дозволять підвищити достовірність одержаних теоретичних та експериментальних результатів досліджень.

ЛІТЕРАТУРА

1. Броварець О.О. Дослідження коливань поверхні поля після виконання різних технологічних операцій / О.О. Броварець // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – К., 2009. – Вип. 134. Ч.2. – С. 177–185.
2. Мартишко В.М. Вплив мікропрофілів полів на ходові системи сільськогосподарських машин / Мартишко В.М., Волянський М.С., Бабій В.П. // Науковий вісник Національного аграрного університету. – К., 2005. – Вип. 92. Ч.2, – С. 257–263.
3. Дмитриченко С.С. Об определении статистических характеристик микропрофилей грунтовых дорог и полей / С.С. Дмитриченко, Ю.А. Завялов // Тракторы и с.х. машины. – 1983. – № 5. – С. 10–12.
4. Кириенко Б.Н. Статистические исследования микропрофиля полевых дорог и некоторых типов полей / Б.Н. Кириенко // Пути повышения конструкции сельскохозяйственных машин. – Новосибирск: СХЛ, 1967. – С. 109–114.
5. Моделирование сельскохозяйственных агрегатов и их систем управления / [Лурье А.Б. и др.]; под ред. А.Б. Лурье. – Ленинград: Ленинградское отделение. 1979. – 312 с.
6. Силаев А.А. Спектральная теория подрессоривания транспортных машин / А.А. Силаев. – М.: Машиностроение. – 1972. – 192 с.
7. Скоробогатый Г.Ф. Статистические свойства неровностей микропрофилей полей / Г.Ф. Скоробогатый // Вестник сельскохозяйственной науки. – 1985. – № 10. – С. 83–89.
8. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов / А.Б. Лурье. – [2-е изд., перераб. и доп.]. – М.: Колос, 1981. – 382 с.
9. Динамика системы дорога – шина – автомобиль – водитель / [под ред. А.А. Хачатурова]. – М.: Машиностроение, 1976. – 535 с.
10. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – [3-е изд., перер. и доп.]. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.
11. Kececloglu D.B., Lall V.R. Reliability approach to rotating-component design, NASA TND-7846. – Washington. – 1975. – 58 p.
12. Ronkin I.P. Common Cause Failure Analysis // SAE Technical Paper Series. – 1980. – N 0631. – P. 1–8.
13. Statistics'80 of Road Traffic Accidents in Japan, Intern. Ass of TrafficandSafet Sciences, Tokyo. – 1980. – P. 227.

ANALYSIS OF STRUCTURE OF REVOLTING INEQUALITIES AGRO CLUTTER

Summary. In paper there is resulted method of analysis of structure of revolting inequalities of field on basis of given got as result experimental researches.

Key words: agro clutter, revolting inequalities, structure.

УДК 627.23.4

ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА ЗА ОДИНИЧНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ

Yuriy Romasevich, Georg Shumilov

National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine
Heroiv Oborony Str. 15, Kiev, 03041, Ukraine

Анотація. Проведено аналіз досліджень оптимізації процесів руху вантажопідійомних машин із гнучким підвісом вантажу. Побудовано динамічну та математичну моделі механізму зміни вильоту вантажу баштового крана. Отримано оптимальні режими руху елементів механізму зміни вильоту вантажу, які реалізують роботу механізму з мінімальним відхиленням гнучкого підвісу вантажу від вертикалі.

Ключові слова: баштовий кран, механізм зміни вильоту, коливання вантажу, оптимізація режимів руху.

ПОСТАНОВКА ПРОБЛЕМИ

Під час роботи механізмів баштового крана виникають маятникові коливання вантажу, що призводять до підвищених динамічних навантажень в металоконструкціях та приводних механізмах крана, що спричиняє втомленісне руйнування конструкції крана і передчасний вихід обладнання з ладу, ускладнює точність виконання перевантажувальних операцій, негативно впливає на фізіологічний стан кранівника та безпечну експлуатацію крана вцілому.

Для вирішення даної проблеми необхідно усунути небажані фактори при роботі кранових механізмів зокрема мінімізації коливань вантажу на гнучкому підвісі шляхом вибору оптимального закону руху вантажного візка з вантажем.

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Дослідженнями оптимізації процесів руху вантажопідійомних машин із гнучким підвісом вантажу займались Смахов А.О. і Єрофєєв М.І. [1]. Вони розглянули типові задачі оптимального керування підйомно-транспортними машинами, обґрунтували параметри керування і критерії оптимальності.

У роботах Григорова О.В. [2] та Свиргуна В.П. [3] за допомогою використання принципу максимуму Л.С.Понтрягіна отримані закони керування рухом візка (двомасова модель), який має мінімальне число перемикань керувань (постійних зусиль), при якому візок з вантажем переміщується на задану відстань з повним усуненням коливань вантажу.

М.М. Перельмутер, Я.Л. Геронімус, Л.М. Поляков [4, 5] розробили теорію синтезу оптимальних законів керування на базі теорії моментів. Запропонований підхід полягає в тому, що попередньо визначають закон коливань вантажу, при якому задовольняються технологічні умови роботи крана. Закон коливань вантажу задається у вигляді многочлена, ступень якого залежить від кількості умов, що накладаються на цей закон. При цьому мінімізується середньоквадратичне значення похідної вищого порядку диференціального рівняння, що описує коливальний процес. Виходячи із закону коливань вантажу визначається закон зміни швидкості візка або крана.

В роботах [6, 7] для усунення коливань вантажу використано класичне варіаційне числення. На основі мінімізації оптимізаційних критеріїв синтезуються закони керування рухом кранового візка, які усувають коливання вантажу протягом всього циклу горизонтального переміщення вантажу. Для мінімізації декількох небажаних показників руху візка використовуються комплексні критерії.

Монографія Ф.Л. Черноуська, Л.Д. Акуленка, Б.Н. Соколова [10] присвячена проблемі керування маятниковими системами. Л.Д. Акуленко [11] в подальшому розвинув цей науковий напрямок. У своїх працях вони отримали ряд точних розв'язків типових задач оптимального переміщення маятника при різних обмеженнях на параметри керування і фазові координати. В якості керуючого параметру обрано швидкість точки підвісу маятника, але деякі отримані результати на практиці реалізувати неможливо.

Проаналізувавши дослідження, що проводилися в області оптимізації законів руху механізму зміни вильоту вантажу вантажопідійомних машин, помічено, що повністю позбутись коливань вантажу поки що не вдається, а оптимізація режимів руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана детально не розглядалася.

Тому, спираючись на існуючі дослідження, пропонується обрати критерій оптимальності та побудувати оптимальні закони руху механізму зміни вильоту вантажу баштового крана.

Мета роботи полягає в усуненні коливань вантажу на гнучкому підвісі при роботі механізму зміни вильоту вантажу баштового крана шляхом оптимізації закону руху приводного механізму при зменшенні до мінімуму небажаних факторів в процесі його роботи.

РЕЗУЛЬТАТИ ТА ДИСКУСІЯ

Розглянемо процес побудови оптимальних режимів руху кранового візка з гнучким підвісом вантажу, при якому усувають коливання в системі «візок-вантаж». Оптимізація режимів руху проводиться для тримасової динамічної моделі (рис. 1) механізму зміни вильоту вантажу баштового крана, яка враховує основний рух візка, коливальний рух вантажу на гнучкому підвісі відносно візка, коливальний рух візка відносно приводного барабану за рахунок врахування пружності канату. Враховується також рушійний момент M_p на приводному барабані і сила опору W переміщенню візка. Така модель повністю відповідає умовам поставленої задачі, оскільки необхідно позбутись коливань вантажу за рахунок вибору режимів руху барабану механізму зміни вильоту вантажу.

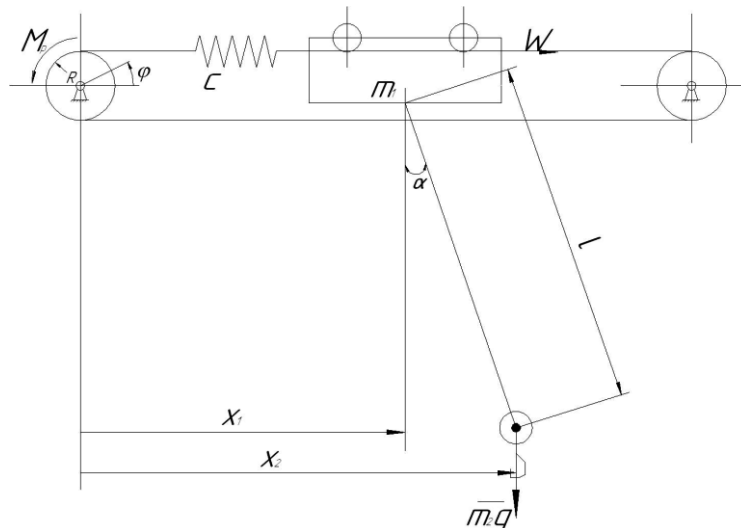


Рис. 1. Динамічна модель зміни вильоту вантажу баштового крана

За узагальнені координати у цій моделі прийнято лінійні координати центрів мас візка x_1 і вантажу x_2 та кутова координата повороту барабану механізму переміщення візка - φ (рис. 1).

Вважаємо, що всі елементи крана рухаються у вертикальній площині, а вантаж коливається на гнучкому підвісі, який вважається нерозтяжним, невагомим і абсолютно гнучким. Приймаємо, що статичний опір переміщенню кранового візка W є постійною величиною, оскільки відхилення поліспадної системи від вертикалі в процесі зміни вильоту вантажу є незначними і вони практично не змінюють величину статичного опору. Разом з тим інерційні навантаження, що діють на візок в результаті відхилення вантажу є значними і їх необхідно враховувати.

Для даної динамічної моделі застосуємо рівняння Лагранжа другого роду, в результаті чого отримаємо систему диференціальних рівнянь другого порядку, що описують рух розробленої моделі:

$$\begin{cases} I_n \ddot{\varphi} = M_p - cR(\varphi R - x_1), \\ m_1 \ddot{x}_1 = c(\varphi R - x_1) - W - m_2 g \frac{x_1 - x_2}{l}, \\ m_2 \ddot{x}_2 = m_2 g \frac{x_1 - x_2}{l}, \end{cases} \quad (1)$$

де: c - коефіцієнт пружності каната; M_p - рушійний момент на привідному барабані; R - радіус барабана; W - сила статичного опору переміщенню каретки; m_1, m_2 - маси, відповідно, каретки і вантажу; I_n - приведений до осі повороту барабана момент інерції привідного механізму; g - прискорення вільного падіння; l - довжина гнучкого підвісу вантажу.

Прийняте в системі (1) припущення, що $\sin \alpha = \alpha$ базується на тому, що кут α змінюється в незначних межах ($\langle 12^\circ$) [9].

З третього рівняння системи (1) виразимо координату центра мас візка x_1 через координату вантажу x_2 і її похідні за часом:

$$\begin{cases} x_1 = x_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2, \\ \dot{x}_1 = \dot{x}_2 + \frac{l}{g} \ddot{x}_2, \\ \ddot{x}_1 = \ddot{x}_2 + \frac{l}{g} x_2^{IV}. \end{cases} \quad (2)$$

В якості критеріїв оптимальності руху вантажного візка можуть виступати кінематичні характеристики механічної системи „візок-вантаж”: середньоквадратичне відхилення вантажу від вертикалі точки підвісу протягом часу перехідного процесу та на ділянці усталеного руху і його вищі похідні за часом:

$$\left[\frac{1}{t_1 - t_0} \int_{t_0}^{t_1} [(x_1 - x_2)^{(n)}]^2 dt \right]^{1/2} \rightarrow \min, \quad n = 0, 1, \dots, m, \quad (3)$$

де: n – порядок підінтегрального виразу оптимізаційного критерію; m – максимальний порядок підінтегрального виразу; t - час; t_0, t_1 - початковий та кінцевий моменти часу руху системи.

Головна вимога, яка ставиться до оптимального закону керування знайденого за допомогою запропонованого оптимізаційного критерію: до кінця перехідного процесу візок і вантаж повинні мати однакові переміщення та швидкості. Знайдемо порядок n підінтегральних

виразів такий, при якому б ця вимога виконувалась, а оптимальні закони керування можна було б реалізувати на практиці.

Мінімізувати критерій (3) можна шляхом мінімізації інтегральної частини у виразах цих критеріїв. Екстремалі функціоналу (3) будемо шукати у вигляді функції переміщення вантажу від часу. В подальшому від неї можна легко перейти до функцій параметрів керування візком: його швидкістю або приводним зусиллям. Враховуючи систему рівнянь (1) інтегральну частину критерію за формулою (3) можна записати таким чином:

$$\int_{t_0}^{t_1} [(x_1 - x_2)^{(n)}]^2 dt = \frac{1^2}{g^2} \int_{t_0}^{t_1} [x_2^{(n+2)}]^2 dt. \quad (4)$$

Умовою мінімуму такого інтегрального функціоналу є рівняння Ейлера-Пуассона [8]:

$$\sum_{i=0}^{n+2} (-1)^i \frac{d^i}{dt^i} \frac{\partial P_n}{\partial x_2^i} = 0. \quad (5)$$

Рівняння (5) в даному випадку можна записати таким чином:

$$x_2^{(2n+4)} = 0. \quad (6)$$

Для знаходження потрібної функції з сімейства інтегральних кривих, які є розв'язками рівняння (6), необхідно використати $2n+4$ крайових умов руху механічної системи „візок-вантаж”, причому таких, які б задовольняли поставлену вище вимогу.

Для синтезу оптимальних законів керування за допомогою варіаційного числення необхідно задатись оптимізаційним критерієм та крайовими умовами руху вантажу протягом руху.

Запишемо інтегральний функціонал, який підлягає мінімізації:

$$I_{\Delta \ddot{x}} = \int_0^{t_1} \Delta \ddot{x}^2 dt \rightarrow \min, \quad (7)$$

де: $\Delta \ddot{x} = \ddot{x}_1 - \ddot{x}_2$.

Умовою мінімуму цього функціоналу є рівняння Ейлера-Пуассона (5), яке в даному випадку з урахуванням третього рівняння системи (1) запишеться таким чином:

$$x_2^{VIII} = 0. \quad (8)$$

Для знаходження потрібної функції з сімейства інтегральних кривих задамо крайові умови, які з урахуванням системи рівнянь (1) запишуться таким чином:

$$\begin{cases} x_2 = 0, \dot{x}_2 = 0, \ddot{x}_2 = 0, \ddot{\ddot{x}}_2 = 0, \text{ при } t = 0, \\ \dot{x}_2 = v; \ddot{x}_2 = 0, \ddot{\ddot{x}}_2 = 0, x_2^{IV} = 0, \text{ при } t = t_1. \end{cases} \quad (9)$$

Використавши програму Mathematica v.7 розв'яжемо диференціальне рівняння (8).

Опустимо проміжні перетворення та запишемо функцію, яка є розв'язком рівняння (8) при крайових умовах (9) – функцію переміщення вантажу протягом процесу пуску візка та її вищі похідні за часом:

$$\begin{aligned} x_2 &= \frac{vt^4}{7t_1^6} [-10t^3 + 42t^2t_1 - 63tt_1^2 + 35t_1^3], \\ \dot{x}_2 &= \frac{vt^3}{t_1^6} [-10t^3 + 36t^2t_1 - 45tt_1^2 + 20t_1^3], \\ \ddot{x}_2 &= \frac{-60vt^2}{t_1^6} (t - t_1)^3. \end{aligned} \quad (10)$$

З урахуванням системи рівнянь (2) знаходимо як будуть змінюватись аналогічні функції для візка:

$$\begin{aligned}
x_1 &= \frac{vt^2}{7gt_1^6} \left[-420l(t-t_1)^3 + gt^2(-10t^3 + 42t^2t_1 - 63tt_1^2 + 35t_1^3) \right], \\
\dot{x}_1 &= \frac{vt}{gt_1^6} \left[-60l(5t-2t_1)(t-t_1)^2 + gt^2(-10t^3 + 36t^2t_1 - 45tt_1^2 + 20t_1^3) \right], \\
\ddot{x}_1 &= \frac{-v}{gt_1^6} \left[60(t-t_1)(gt^2(t-t_1)^2 + 2l(10t^2 - 8tt_1 + t_1^2)) \right].
\end{aligned} \tag{11}$$

Підставивши вище знайдені функції в друге рівняння системи (1), знаходимо координату кута повороту барабана - φ та її похідні за часом (швидкість та прискорення):

$$\begin{aligned}
\varphi &= \frac{1}{7cRt_1^6} (-420 \cdot l(t-t_1)(ct^2(t-t_1)^2 + 2m_1(10t^2 - 8tt_1 + t_1^2))v + gt^2(-420m_1(t-t_1)^3 - \\
&- 420m_2(t-t_1)^3 + ct^2(-10t^3 + 42t^2t_1 - 63tt_1^2 + 35t_1^3))v - 7gt_1^6W),
\end{aligned} \tag{12}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\varphi} &= \frac{1}{cgRt_1^6} (gt(-300(m_1+m_2)t^3 - 10ct^5 + 36t^2(20(m_1+m_2)+ct^2)t_1 - 45t(12(m_1+m_2)+ct^2)t_1^2 + \\
&+ 20(6(m_1+m_2)+ct^2)t_1^3 - 60l(ct(5t-2t_1)(t-t_1)^2 + 6m_1(10t^2 - 12tt_1 + 3t_1^2)))v,
\end{aligned} \tag{13}$$

$$\begin{aligned}
\ddot{\varphi} &= \frac{1}{cgRt_1^6} (60(-g(t-t_1)(20(m_1+m_2)t^2 + ct^4 - 2t(8(m_1+m_2)+ct^2)t_1 + (2(m_1+m_2)+ct^2)t_1^2 + \\
&+ 2l(m_1(-60t+36t_1) - c(t-t_1)(10t^2 - 8tt_1 + t_1^2)))v.
\end{aligned} \tag{14}$$

Дослідимо як буде змінюватись динамічне приводне зусилля (зусилля необхідне для приведення у рух мас візка і вантажу, тобто момент на валу приводного барабана) при керуванні рухом візка за приведеними вище законами, для цього підставимо вище знайдені функції в перше рівняння системи (1):

$$\begin{aligned}
M_p &= -\frac{1}{cgRt_1^6} (60I_n(g(t-t_1)(20(m_1+m_2)t^2 + ct^4 - 2t(8(m_1+m_2)+ct^2)t_1 + (2(m_1+m_2)+ct^2)t_1^2 + \\
&2l(12m_1(5t-3t_1) + c(t-t_1)(10t^2 - 8tt_1 + t_1^2)))v + cR^2(60(t-t_1)(g(m_1+m_2)t^2(t-t_1)^2 + \\
&+ 2lm_1(10t^2 - 8tt_1 + t_1^2))v + gt_1^6W)).
\end{aligned} \tag{15}$$

Для отриманих вище законів руху барабана, вантажу та візка (10)-(19) побудуємо графіки (приведені нижче графіки побудовані при таких умовах $v=0.61$ м/с, $m_1=300$ кг, $m_2=10000$ кг, $l=50$ м, $t_1=10$ с, $I_n=1165,4$ кг·м², $R=0,14$ м, $W=7296$ Н, $c=4,2510^5$ Н/м; штриховою лінією зображені кінематичні характеристики руху вантажу) (рис. 2, а-г).

ВИСНОВОК

Графічний аналіз представлених залежностей показує, що отриманий режим руху забезпечує усунення коливань вантажу на гнучкому підвісі відносно візка. Разом з тим необхідно відмітити певні недоліки отриманого закону керування, а саме ненульові прискорення візка при пуску механізму. Необхідно прагнути до того, щоб прискорення на початку руху були рівні нулю – це дасть змогу усунути ривкові навантаження на барабан та кінематичні пари механічних передач, а також зменшити значення рушійного моменту на початку руху. Крім того, необхідно досягти якомога плавнішого виходу візка на номінальну швидкість. Отриманий закон руху не може забезпечити виконання цих вимог. Для забезпечення плавного руху візка необхідно використати оптимізаційні критерії більш високого порядку.

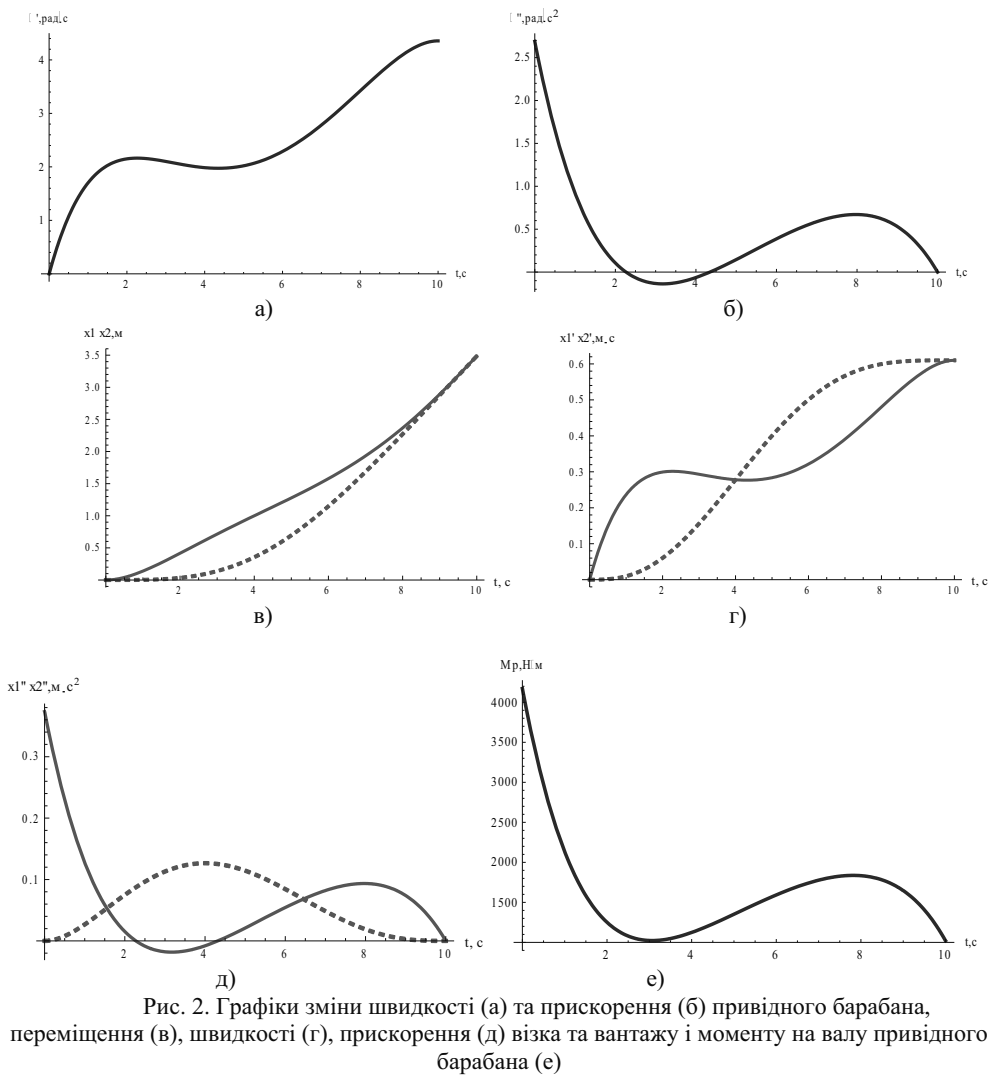


Рис. 2. Графіки зміни швидкості (а) та прискорення (б) привідного барабана, переміщення (в), швидкості (г), прискорення (д) візка та вантажу і моменту на валу привідного барабана (е)

ЛІТЕРАТУРА

1. Смехов А.А. Оптимальное управление подъемно-транспортными машинами / А.А. Смехов, Н.И. Єрофеев. – М.: Машиностроение, 1975. – 239 с.
2. Григоров О.В. Совершенствование рабочих характеристик крановых механизмов: дисс. на соиск. степ. доктора техн. наук: 05.05.05. – Х., 1995. – 386 с.
3. Свиргун В.П. Разработка оптимальных законов управления мостовым грейферным краном и применение микропроцессорной системы для их реализации: автореф дисс. на соиск. степ. канд техн. наук: спец. 05.05.05 „Подъемно-транспортные машины” – Х., 1989. – 15 с.
4. Геронимус Я.Л. О некоторых методах определения оптимального закона движения, рассматриваемого как управляющее воздействие / Я.Л. Геронимус, М.М. Перельмутер // Машиноведение. – 1966. – № 6. – С. 6–24.
5. Перельмутер М.М. Устранение колебаний груза, подвешенного к крановой тележке, воздействием на его электропривод / М.М. Перельмутер, Л.Н. Поляков // Известия вузов. Электромеханика. – 1971. – № 7. – С. 769–774.

6. Ловейкін В.С. Динамічна оптимізація підйомних машин / В.С. Ловейкін, А.П. Нестеров. – Х.: ХНАДУ, 2002. – 291 с.
7. Ловейкин В.С. Расчеты оптимальных режимов движения механизмов строительных машин / В.С. Ловейкин. – К.: УМК ВО, 1990. – 168 с.
8. Эльсгольц Л.Э. Дифференциальные уравнения и вариационное исчисление / Л.Э. Эльсгольц. – М.: Наука, 1969. – 424 с.
9. Лобов Н.А. Динамика грузоподъемных кранов / Н.А. Лобов. – М.: Машиностроение, 1987. – 160 с.
10. Черноусько Ф.Л. Управление колебаниями / Ф.Л. Черноусько, Л.Д. Акуленко, Б.Н. Соколов. – М.: Наука, 1980. - 384 с.
11. Акуленко Л.Д. Асимптотические методы оптимального управления / Л.Д. Акуленко. – М.: Наука, 1987. – 368 с.

OPTIMIZATION BEHAVIOR OF VARIATION BOOM OF HOISTING CRANE FOR SINGULAR KINEMATICAL CRITERIONS

Summary. The analysis of research process optimization of motion of lifting equipment with flexible suspension load. Construct dynamic mathematical model of mechanism and luffing tower crane load. The optimal regimes of motion of telements change mechanism departure of cargo, which implement the mechanism with maximum deviation of flexible suspension load from vertical.

Key words: hoisting crane, luffing mechanism, fluctuations in load, optimization of the motion.

ЗМІСТ

М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, Євгеній Красовські, В.М. Поліщук АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СВІТОВОЇ ТА УКРАЇНСЬКОЇ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ.....	5
В.О. Дубровін, А.С. Пастушенко ПРОХОДЖЕННЯ НАСІННЯ ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР КРІЗЬ ОТВОРИ РЕШЕТА ДАВИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОЇ МАШИНИ.....	10
Г.А. Голуб, О.А. Марус ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ	15
В.О. Дубровін, Євгеній Красовські, І.Л. Роговський КОМПЛЕКСНИЙ ПОКАЗНИК ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН В РОСЛИНИЦТВІ.....	20
В.Г. Мироненко, С.О. Маранда ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ УКРАЇНИ.....	25
В.О. Дубровін, І.П. Тавлуй МОНІТОРИНГ ЗАДОВОЛЕНОСТІ СТУДЕНТІВ ЯК ЕЛЕМЕНТ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ВНЗ.....	36
В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ЗІ ЗМІННИМ НАВАНТАЖЕННЯМ В ПРОЦЕСІ ПУСКУ.....	42
М.В. Михальченко, О.Ю. Галкін, О.М. Дуган ОСОБЛИВОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ЕНТОМОПАТОГЕННОГО ПРЕПАРАТУ НА ОСНОВІ <i>BACILLUS THURINGIENSIS</i>	49
В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, О.В. Сергєєва КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ МЕТАНТЕНКІВ.....	56
М.Ю. Павленко АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗНЕВОДНЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	62
В.О. Дубровін, В.В. Теслюк ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ГРИБНОЇ СИРОВИНИ МІКОБІОПРЕПАРАТУ	66
В.П. Ковбаса, О.П. Гуцол ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ҐРУНТУ ПІД ДІЄЮ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ	71
В.О. Борисенко ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОЛЬОВИХ АГРЕГАТІВ	80
О.М. Бистрий МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ.....	87

І.Л. Роговський ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ НА ПЕРІОДИЧНІСТЬ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	92
К.Г. Лопатько ВИКОРИСТАННЯ БІОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОЧАСТИНОК МЕТАЛІВ, ПРИ ВИРОЩУВАННІ ЗЕРНОВИХ	98
Л.Л. Роговський ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ВІДНОВЛЕНИХ ПОВЕРХОНЬ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	107
Н.І. Болтянська ОБІРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЖАЛЮЗІЙНИХ РЕШІТ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ	111
А.В. Новицький, О.М. Банний АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ МЕТОДОМ ДЕРЕВА ВІДМОВ	117
В.С. Ловейкін, А.В. Яворська БАГАТОМАСОВА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ КОРМОЗМІШУВАЧА ГВИНТОВОГО ТИПУ ЗІ ЗМІННИМ ОПОРОМ	124
Ю.В. Човнюк УТОЧНЕНА ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ВІЗКА З ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ.....	130
Р.М. Чуєнко ЕЛЕКТРОМАГНІТНА СУМІСНІСТЬ КОМПЕНСОВАНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ІЗ МЕРЕЖЕЮ ЖИВЛЕННЯ	138
О.П. Гуцол, В.П. Ковбаса, В.П. Курка ФІЗИЧНІ РІВНЯННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ҐРУНТУ З СУТТЄВИМ ПРОЯВОМ В'ЯЗКОПЛАСТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ.....	145
С.Є. Тарасенко ТЕПЛООБМІН У ПРИМІЩЕННІ КАБІНИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА.....	156
О.О. Броварець АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ЗБУРЮЮЧИХ НЕРІВНОСТЕЙ АГРОФОНІВ	161
Ю.О. Ромасевич, Г.М. Шумілов ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА ЗА ОДИНИЧНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ.....	167

ЗМІСТ

М.Д. Мельничук, В.О. Дубровін, Євгеній Красовські, В.М. Поліщук – професор Г.А. Голуб) АНАЛІЗ СУЧАСНОГО СТАНУ І ПЕРСПЕКТИВ РОЗВИТКУ СВІТОВОЇ ТА УКРАЇНСЬКОЇ СОНЯЧНОЇ ЕНЕРГЕТИКИ.....	(рецензент 5
В.О. Дубровін, А.С. Пастушенко ПРОХОДЖЕННЯ НАСІННЯ ОВОЧЕ-БАШТАННИХ КУЛЬТУР КРИЗЬ ОТВОРИ РЕШЕТА ДАВИЛЬНО-СЕПАРУЮЧОЇ МАШИНИ.....	(рецензент – професор В.С. Ловейкін) 12
Г.А. Голуб, О.А. Марус ОПТИМІЗАЦІЯ ПАРАМЕТРІВ МАШИН ТА ОБЛАДНАННЯ	(рецензент – професор В.О. Дубровін) 20
В.О. Дубровін, Євгеній Красовські, І.Л. Роговський КОМПЛЕКСНИЙ ПОКАЗНИК ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМИ МАШИН В РОСЛИНИЦТВІ 25	(рецензент – професор В.С. Ловейкін) 25
В.Г. Мироненко, С.О. Маранда ПЕРСПЕКТИВИ ВИКОРИСТАННЯ БЕЗПЛОТНИХ ЛІТАЛЬНИХ АПАРАТІВ У СІЛЬСЬКОМУ ГОСПОДАРСТВІ УКРАЇНИ.....	(рецензент – професор В.О. Дубровін) 32
В.О. Дубровін, І.П. Тавлуй МОНІТОРИНГ ЗАДОВОЛЕНОСТІ СТУДЕНТІВ ЯК ЕЛЕМЕНТ СИСТЕМИ УПРАВЛІННЯ ЯКІСТЮ ВНЗ.....	(рецензент – професор В.Г. Мироненко) 43
В.С. Ловейкін, О.Ю. Костина ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІКИ ПУСКУ СКРЕБКОВОГО КОНВЕЄРА ЗІ ЗМІННИМ НАВАНТАЖЕННЯМ В ПРОЦЕСІ ПУСКУ.....	(рецензент – професор Г.А. Голуб) 47
М.В. Михальченко, О.Ю. Галкін, О.М. Дуган ОСОБЛИВОСТІ БІОТЕХНОЛОГІЇ ОТРИМАННЯ ЕНТОМОПАТОГЕННОГО ПРЕПАРАТУ НА ОСНОВІ <i>BACILLUS THURINGIENSIS</i>	(рецензент – професор В.О. Дубровін) 56
В.М. Поліщук, С.Є. Тарасенко, О.В. Сергєєва КОНСТРУКТИВНІ ОСОБЛИВОСТІ МЕТАНТЕНКІВ.....	(рецензент – професор Г.А. Голуб) 64
М.Ю. Павленко АНАЛІЗ МЕТОДІВ ЗНЕВОДНЕННЯ ДИЗЕЛЬНОГО БІОПАЛИВА	(рецензент – професор Г.А. Голуб) 72
В.О. Дубровін, В.В. Теслюк ТЕХНОЛОГІЧНА ОЦІНКА ПРОЦЕСУ ПОДРІБНЕННЯ ГРИБНОЇ СИРОВИНИ МІКОБІОПРЕПАРАТУ	(рецензент – професор В.Г. Мироненко) 82
В.П. Ковбаса, О.П. Гуцол ВИЗНАЧЕННЯ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ РУХУ ҐРУНТУ ПІД ДІЄЮ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРґАНУ	(рецензент – професор В.О. Дубровін) 88
В.О. Борисенко ІМІТАЦІЙНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РОБОТИ ПОЛЬОВИХ АГРЕГАТІВ	(рецензент – професор В.Г. Мироненко) 99
О.М. Бистрий МАТЕМАТИЧНА МОДЕЛЬ ОЦІНКИ ПАРАМЕТРІВ ТЕХНІЧНОГО СТАНУ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ.....	(рецензент – професор В.С. Ловейкін) 17

І.Л. Роговський (рецензент – професор В.С. Ловейкін) ВПЛИВ ПОКАЗНИКІВ НАДІЙНОСТІ НА ПЕРІОДИЧНІСТЬ ТЕХНІЧНОГО ОБСЛУГОВУВАННЯ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	114
К.Г. Лопатько (рецензент – професор В.Г. Мироненко) ВИКОРИСТАННЯ БІОЛОГІЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ НАНОЧАСТИНОК МЕТАЛІВ, ПРИ ВИРОЩУВАННІ ЗЕРНОВИХ	125
Л.Л. Роговський (рецензент – професор В.О. Дубровін) ЗНОСОСТІЙКІСТЬ ВІДНОВЛЕНИХ ПОВЕРХОНЬ КОРПУСНИХ ДЕТАЛЕЙ СІЛЬСЬКОГОСПОДАРСЬКИХ МАШИН	131
Н.І. Болтянська (рецензент – професор В.Г. Мироненко) ОБґРУНТУВАННЯ КОНСТРУКТИВНО-ТЕХНОЛОГІЧНИХ ПАРАМЕТРІВ СЕПАРУЮЧИХ ПОВЕРХОНЬ ЖАЛЮЗІЙНИХ РЕШІТ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНИХ КОМБАЙНІВ	139
А.В. Новицький, О.М. Банний (рецензент – професор В.С. Ловейкін) АНАЛІЗ НАДІЙНОСТІ ЗАСОБІВ ДЛЯ ПРИГОТУВАННЯ І РОЗДАВАННЯ КОРМІВ МЕТОДОМ ДЕРЕВА ВІДМОВ	139
В.С. Ловейкін, А.В. Яворська (рецензент – професор Г.А. Голуб) БАГАТОМАСОВА МОДЕЛЬ ДИНАМІКИ РУХУ КОРМОЗМІШУВАЧА ГВИНТОВОГО ТИПУ ЗІ ЗМІННИМ ОПОРОМ	146
Ю.В. Човнюк (рецензент – професор В.С. Ловейкін) УТОЧНЕНА ДИНАМІЧНА МОДЕЛЬ РУХУ ВІЗКА З ВАНТАЖЕМ НА ГНУЧКОМУ ПІДВІСІ	152
Р.М. Чуєнко (рецензент – професор Г.А. Голуб) ЕЛЕКТРОМАГНІТНА СУМІСНІСТЬ КОМПЕНСОВАНОГО АСИНХРОННОГО ДВИГУНА ІЗ МЕРЕЖЕЮ ЖИВЛЕННЯ	161
О.П. Гуцол, В.П. Ковбаса, В.П. Курка (рецензент – професор В.О. Дубровін) ФІЗИЧНІ РІВНЯННЯ ДЕФОРМУВАННЯ ҐРУНТУ З СУТТЄВИМ ПРОЯВОМ В'ЯЗКОПЛАСТИЧНИХ ВЛАСТИВОСТЕЙ	167
С.Є. Тарасенко (рецензент – професор В.С. Ловейкін) ТЕПЛОБМІН У ПРИМІЩЕННІ КАБІНИ ЗЕРНОЗБИРАЛЬНОГО КОМБАЙНА	176
О.О. Броварець (рецензент – професор В.Г. Мироненко) АНАЛІЗ СТРУКТУРИ ЗБУРЮЮЧИХ НЕРІВНОСТЕЙ АГРОФОНІВ	182
Ю.О. Ромасевич, Г.М. Шумілов (рецензент – професор В.С. Ловейкін) ОПТИМІЗАЦІЯ РЕЖИМУ ЗМІНИ ВІЛЬОТУ ВАНТАЖУ БАШТОВОГО КРАНА ЗА ОДИНИЧНИМИ КІНЕМАТИЧНИМИ КРИТЕРІЯМИ	

Spis recenzentów tomu:

- 1) Г.А. Голуб
- 2) В.С. Ловейкін
- 3) В.О. Дубровін
- 4) В.Г. Мироненко
- 5) Л.Л. Роговський
- 6) М.Ю. Павленко
- 7) В.П. Ковбаса
- 8) О.О. Броварець