

Національний науковий центр
«Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»

Загальнодержавний збірник

Механізація та електрифікація сільського господарства

Випуск № 14 (113)

ББК 40.7
УДК 631.171
М 55

Збірник, починаючи з 44-го випуску, 1979 року зареєстровано в Міжнародному центрі періодичних видань (ISSN International Centre. Paris, France), а з 2019 року він має власну електронну версію, яка розміщується на офіційному веб-сайті: <https://journal.imesg.gov.ua/>. Видання реферується та індексується в міжнародних наукометричних базах, системах і репозитаріях: CrossRef (США), Google Scholar (США), ResearchBib (Канада).

Засновник видання – Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства».

Періодичність видання – два випуски на рік.

Тематична спрямованість видання – висвітлення проблем механізації, електрифікації й автоматизації сільськогосподарського виробництва; узагальнення як вітчизняного, так і зарубіжного досвіду розвитку аграрної інженерної науки.

Періодичне видання включено до Переліку наукових фахових видань України, категорія «Б» (наказ МОН України від 17.03.2020 р. № 409).

Випуск друкується згідно з рішенням Вченої ради ННЦ «ІМЕСГ» (протокол № 17 від 20, 21 грудня 2021 року).

Національна бібліотека України імені В. І. Вернадського прийняла на репозитарне зберігання та представлення на інформаційному порталі в розділі «Наукова періодика України». URL: <http://www.irbis-nbuv.gov.ua>. Видання індексується Google Scholar.

Свідоцтво про державну реєстрацію
Серія КВ № 21384-11184 ПР від 17.06.2015 р.

Механізація та електрифікація сільського господарства : загальнодержавний збірник / ННЦ «ІМЕСГ». Глевах, 2021. Вип. № 14 (113). 216 с.

Національний науковий центр
«Інститут механізації та електрифікації
сільського господарства», 2021 р.

BBC 40.7
UDC 631.171
M 55

Compilation starting from 44th release in 1979 registered at the International Centre periodical publications (ISSN International Centre. Paris, France) and since 2019 it has its own electronic version, which is available on the official website: <https://journal.imesg.gov.ua>. The publication is referenced and indexed in international science databases, systems and repositories: CrossRef (USA), Google Scholar (USA), ResearchBib (Canada).

Founder of edition – National Scientific Centre “Institute of Agricultural Engineering and Electrification”.

Periodicity issue – two issues of per year.

Thematic orientation edition – covering of the problems mechanization, electrification and automation of agricultural production; generalization of both domestic and foreign experience of agricultural engineering.

Periodical included in the of the List scientific professional editions of Ukraine, category “B” (Order of the Ministry of Education and Science of Ukraine dated 17.03.2020 No. 409).

Edition printed accordance with decision of the Academic Council of the NSC “IAEE” (protocol No. 17 of December 20, 21, 2021).

National Library of Ukraine V. I. Vernadsky adopted at repositories storing and presentation at the portal of the “Scientific Periodicals Ukraine”. URL: <http://www.irbis-nbuv.gov.ua>. The publication is indexed by Google Scholar.

Certificate of state registration
Series KV № 21384-11184 PR from 17.06.2015.

Mechanization and electrification of agriculture : nationwide collection / NSC “IAEE”. Glevakha, 2021. Issue 14 (113). 216 p.

© National Scientific Center
“Institute of Agricultural Engineering
and Electrification”, 2021.

Національна редакційна колегія

Головний редактор – д.т.н., проф., академік НААН В. В. Адамчук (сmt Глеваха)

Заступник головного редактора – к.т.н. М. І. Грицишин (сmt Глеваха)

Відповідальний секретар – провідний інженер Н. М. Коньок (сmt Глеваха)

Члени редакційної колегії:

к.т.н. А. М. Борис (сmt Глеваха)

д.т.н. В. В. Братішко (сmt Глеваха)

д.т.н., проф., академік НААН В. М. Булгаков (м. Київ)

к.т.н. М. О. Василенко (сmt Глеваха)

д.т.н. Ю. Г. Вожик (сmt Глеваха)

д.т.н., проф. Г. А. Голуб (м. Київ)

к.т.н. В. І. Днесь (сmt Глеваха)

к.т.н. О. Ф. Довбненко (сmt Глеваха)

пров. бібліограф Т. С. Жук (сmt Глеваха)

д.т.н., проф. В. В. Козирський (м. Київ)

к.е.н. В. І. Крутякова (сmt Хлібодарське Одеської обл.)

к.т.н. Р. Б. Кудринський (сmt Глеваха)

к.т.н. В. Ф. Кузьменко (сmt Глеваха)

д.т.н., проф. В. Г. Мироненко (сmt Глеваха)

д.т.н., проф., чл.-кор. НААН В. Т. Надикто (м. Мелітополь)

к.т.н. С. П. Погорілий (сmt Глеваха)

к.т.н. В. Г. Присяжний (сmt Глеваха)

к.т.н. В. В. Ратушний (сmt Глеваха)

к.т.н. І. Ф. Савченко (сmt Глеваха)

к.е.н. Н. В. Сергєєва (сmt Глеваха)

к.т.н. С. П. Степаненко (сmt Глеваха)

к.т.н. В. В. Ткач (сmt Глеваха)

к.т.н. В. М. Третяк (сmt Глеваха)

д.т.н., проф., академік АЕНУ В. С. Федорейко (м. Тернопіль)

Зарубіжні члени редакційної колегії:

д.т.н., проф. А. Аболтінс (м. Єлгава, Латвія)

к.т.н., проф. В. І. Адамчук (м. Сент-Анн-де-Бельвю, Канада)

д.т.н., проф., академік АСГН Республіки Казахстан В. А. Астаф'єв (м. Костанай)

д.т.н., проф., академік БАН Х. Белоев (м. Русе, Болгарія)

д.т.н. проф. С. Івановс (сmt Улборка, Латвія)

д.т.н., проф. М. Коренко (м. Нітра, Словаччина)

д.т.н., проф. Є. Красовські (м. Люблін, Польща)

д.т.н., проф. Я. Новак (м. Люблін, Польща)

д.т.н., проф. Ю. Ольт (м. Тарту, Естонія)

д.т.н., проф. С. Паскуцці (м. Барі, Італія)

к.т.н., доц. Д. Степонавічюс (м. Каунас, Литва)

Адреса редколегії:

11/1, вул. Вокзальна, сmt Глеваха, Фастівський район, Київська область, 08631, Україна

Тел.: +38066230083 – головний редактор В. В. Адамчук

Тел.: +380504934113 – відповідальний секретар Н. М. Коньок

E-mail: zbir.imesg@gmail.com

Сайт: <https://journal.imesg.gov.ua>

National Editorial Board

Editor-in-Chief – Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of NAAS V. V. Adamchuk (urban-type settlement Glevakha)

Deputy Chief Editor – Candidate of Technical Sciences M. I. Gritsyshyn (urban-type settlement Glevakha)

Responsible secretary – leading engineer N. M. Konyok (urban-type settlement Glevakha)

Editorial Board Members:

Candidate of Technical Sciences A. M. Boris (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences V. V. Bratishko (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of NAAS V. M. Bulgakov (town Kyiv)

Candidate of Technical Sciences M. O. Vasilenko (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences Yu. G. Vozhik (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor G. Golub (town Kyiv)

Candidate of Technical Sciences V. I. Dnes (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences O. F. Dovbnenko (urban-type settlement Glevakha)

Leading bibliographer T. S. Zhuk (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor V. Kozyrskyy (town Kyiv)

Candidate of Economic Sciences V. I. Krutyakova (urban-type settlement Khlybodarskoe of Odessa region)

Candidate of Technical Sciences R. B. Kudrynetskyi (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences V. F. Kuzmenko (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor V. G. Myronenko (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor, Corr. of NAAS V. T. Nadykto (town Melitopol)

Candidate of Technical Sciences S. P. Pohorilyy (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences V. G. Prisyazhny (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences V. V. Ratushny (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences I. Savchenko (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Economic Sciences N. V. Serhieieva (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences S. P. Stepanenko (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences V. V. Tkach (urban-type settlement Glevakha)

Candidate of Technical Sciences V. M. Tretyak (urban-type settlement Glevakha)

Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of the Academy of Economic Sciences of Ukraine V. S. Fedoreyko (town Ternopil)

Foreign members of the Editorial Board:

Doctor of Technical Sciences, Professor A. Aboltins (Jelgava, Latvia)

Candidate of Technical Sciences, Professor V. I. Adamchuk (Saint-Anne-de-Bellevue, Canada)

Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of the Agricultural Sciences Academy of the Republic of Kazakhstan V. A. Astafyev (Kostanay)

Doctor of Technical Sciences, Professor, Academician of BAS H. Beloev (Ruse, Bulgaria)

Doctor of Technical Sciences, Professor S. Ivanovs (urban-type settlement Ulborka, Latvia)

Doctor of Technical Sciences, Professor M. Korenko (Nitra, Slovakia)

Doctor of Technical Sciences, Professor E. Krasowski (Lublin, Poland)

Doctor of Technical Sciences, Professor J. Nowak (Lublin, Poland)

Doctor of Technical Sciences, Professor Juri Olt (Tartu, Estonia)

Doctor of Technical Sciences, Professor Simone Pascuzzi (Bari, Italy)

Candidate of Technical Sciences, Assoc. D. Steponavičius (Kaunas, Lithuania)

Address of Editorial Board:

11/1 Vokzalna Street, Glevakha-1, Fastiv District, Kyiv Region, 08631, Ukraine

Tel.: +38066230083 – Editor-in-Chief V. V. Adamchuk

Tel.: +380504934113 – Responsible secretary N. M. Konyok

E-mail: zbir.imesg@gmail.com

Website: <https://journal.imesg.gov.ua>

ЗМІСТ

Механіко-технологічні процеси, робочі органи та машини для рослинництва

1. Адамчук В. В., Булгаков В. М., Надикто В. Т., Кувачов В. П., Ігнат'єв Є. І., Ольт Юрі Теорія стійкого руху дискової борони	10
2. Булигіна М. Є., Булигін С. Ю. Дефляція ґрунтів в Україні.....	23
3. Ратушний В. В., Лисанюк В. Г., Маранда С. О., Косовець Ю. В. Обґрунтування структурно-функціональної схеми та продуктивності ротаційного протруювача періодичної дії для пошарової обробки насіння	30
4. Вожик Ю. Г., Вітрух П. І., Панасюк В. І., Маранда С. О. Шляхи зменшення негативної дії вітру на якість обприскування польових культур	37
5. Вожик Ю. Г., Маранда С. О., Вітрух П. І. Обґрунтування технологічних параметрів обладнання для внесення засобів захисту рослин із використанням мультикоптерів	43
6. Маранда С. О. Обґрунтування типу безпілотного літального апарата для розселення трихограми	57
7. Адамчук В. В., Мінц М. Л., Савченко І. Ф., Борис А. М., Грицишин М. І., Рихлівський П. А., Каспрович І. К., Галай В. С. Перспективні напрями створення і використання технічних засобів для боротьби з бур'янами в системі органічного землеробства.....	66
8. Степаненко С. П., Котов Б. І., Попадюк І. С. Дослідження процесу пневмовібраційного поділу зерна за густиною під час одномірного переміщення зернового потоку	77
9. Котов Б. І., Грищенко В. О., Степаненко С. П., Панцир Ю. І., Герасимчук І. Д. Математична модель динаміки системи утилізації теплоти вентиляційних викидів із проміжним теплоносієм як об'єкта автоматизації	88
10. Швидя В. О. До математичної моделі процесу контактного нагріву насіння у вакуумі	98
11. Адамчук В. В., Кваша Ю. Л., Савченко І. Ф., Борис А. М., Рихлівський П. А., Лисанюк В. Г., Шинкевич Є. Б. Особливості в конструюванні висівного апарата для універсальної сівалки просапних і дрібнонасінневих овочевих культур.....	105
12. Грушецький С. М., Степаненко С. П., Лисанюк В. Г. Обґрунтування технологічної схеми роторної коренебульбозбиральної машини	113
13. Максименко В. В., Кузьменко В. Ф., Лисанюк В. Г., Пономаренко О. В. Дослідження руху частинки різаної стеблової маси по площині лопатки прискорювача кормозбирального комбайна	120
14. Погорілий С. П., Присяжний В. Г., Каспрович І. К. До методики досліджень процесу поділу кореневищ міскантуса на частини та ризоми з просіяванням ґрунту.....	125

МЕХАНІКО-ТЕХНОЛОГІЧНІ ПРОЦЕСИ, РОБОЧІ ОРГАНИ ТА МАШИНИ ДЛЯ РОСЛИННИЦТВА

DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-1>

УДК 631.313.6

Теорія стійкого руху дискової борони

Адамчук В. В.,

д.т.н., проф., академік НААН, Національний науковий центр «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»,

e-mail: vvadamchuk@gmail.com; ORCID iD 0000-0003-0358-7946

Булгаков В. М.,

д.т.н., проф., академік НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України, e-mail: vbulgakov@meta.ua;

ORCID iD 0000-0003-3445-3721

Надикто В. Т.,

д.т.н., проф., член-кореспондент НААН, Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного,

e-mail: volodymyr.nadykto@tsatu.edu.ua; ORCID iD 0000-0002-1770-8297

Кувачов В. П.,

д.т.н., доцент, Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного,

e-mail: volodymyr.kuvachov@tsatu.edu.ua;

ORCID iD 0000-0003-4377-1924

Ігнат'єв Є. І.,

к.т.н., доцент, Таврійський державний агротехнологічний університет ім. Дмитра Моторного,

e-mail: yevhen.ihnatiev@tsatu.edu.ua;

ORCID iD 0000-0003-0315-1595

Ольт Юрі,

д.т.н., проф., Естонський університет природничих наук,

e-mail: jyri.olt@emu.ee; ORCID iD 0000-0003-4302-3176

Анотація

Мета. Установлення теоретичних закономірностей, що дозволяють зробити такий вибір значень параметрів причіпної дискової борони, які б забезпечували їй бажану курсову стійкість, що зі свого боку забезпечує дискусальному машинно-тракторному агрегату якісне виконання технологічного процесу.

Методи. Для досліджень використовувалися методи теорії сільськогосподарських машин, аналітичної механіки, вищої математики, а також методи числових розрахунків із використанням ПК.

Результати. За результатами проведеного дослідження встановлено, що достатню курсову стійкість причіпної дискової борони можна забез-

печити за правильного вибору її ширини захвату, відстані від точки причеплення до центру опору і швидкості робочого руху. Оптимальне поєднання вказаних параметрів дискової борони обумовлює максимальну продуктивність боронувального машинно-тракторного агрегату за задовільної стійкості його руху в горизонтальній площині, що забезпечується після їх визначення з використанням отриманих нових аналітичних залежностей.

Дискування ґрунту є одним із прийомів ґрунтообробки, що забезпечує його ефективне подрібнення, розпушування, часткове перемішування й обертання. Незважаючи на численні дослідження процесу роботи дискових борін, вивченню стійкості руху боронувальних машинно-тракторних агрегатів, особливо причіпних, все ще приділяється недостатня увага.

Висновки

1. Задовільну курсову стійкість причіпної дискової борони можна забезпечити за правильного вибору її ширини захвату, відстані від точки причеплення до центру опору і швидкості робочого руху.

2. Оптимальне поєднання конструкційних параметрів дискової борони і швидкості руху боронувального машинно-тракторного агрегату, що обумовлює максимальну його продуктивність за задовільної стійкості руху дискової борони в горизонтальній площині, забезпечується за їх

визначення з використанням отриманих нових аналітичних залежностей.

3. Отримані теоретично математичні залежності можуть бути використані для вирішення аналогічної задачі стосовно будь-якого іншого симетричного машинно-тракторного агрегату з причіпною технологічною частиною.

Ключові слова: борона, обробіток ґрунту, причіпний машинно-тракторний агрегат, стійкість руху, диференціальні рівняння.

UDC 631.316.022

Theory of sustainable movement of disk harrow

Adamchuk, V. V.,

Ph.D., Professor, Academician of NAAS, National Scientific Center "Institute of Agricultural Engineering and Electrification"; ORCID iD 0000-0003-0358-7946

Bulgakov, V. M.,

Ph.D., Professor, Academician of NAAS, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine; ORCID iD 0000-0003-3445-3721

Nadykto, V. T.,

Ph.D., Professor, Corresponding member of NAAS, Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University; ORCID iD 0000-0002-1770-8297

Kuvachov, V. P.,

Ph.D., Associate Professor, Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University; ORCID iD 0000-0003-4377-1924

Ihnatiev, Ye. I.,

Ph.D., Associate Professor, Dmytro Motornyi Tavria State Agrotechnological University; ORCID iD 0000-0003-0315-1595

Olt, Juri,

Ph.D., Professor, Estonian University of Life Sciences; ORCID iD 0000-0003-4302-3176

Annotation

Purpose. Establishment of theoretical regularities that make it possible to make such a choice of parameter values for a trailed disc harrow, which provides it with the desired directional stability, which, in turn, ensures a high-quality performance of the technological process for the disc-type machine-tractor unit.

Methods. The methods of the theory of agricultural machines were used for the research, analytical mechanics, higher mathematics, and methods of numerical calculations using a PC.

Results. According to the results of the study, it has been established that sufficient directional stability of a trailed disc harrow can be ensured with the correct choice of its width of capture, distance from the point of attachment to the center of resistance and the speed of the working movement. The optimal combination of these parameters of the disc harrow determines the maximum performance of the harrow

machine-tractor unit with a satisfactory stability of its movement in the horizontal plane, which is provided after their determination using the obtained new analytical dependencies.

Soil disking is one of the methods of soil cultivation, which ensures its effective crushing, loosening, partial mixing and wrapping. Despite numerous researches of the disc harrow operation process, insufficient attention is still paid to the research of the motion stability of harrow machine-tractor units, especially trailed ones.

Conclusions

1. Satisfactory directional stability of the trailed disc harrow can be ensured with the correct choice of its working width, distance from the point of hitch to the center of resistance and the speed of the working movement.

2. The optimal combination of the design parameters of the disc harrow and the speed of the harrow machine-tractor unit, which determines its maximum

productivity with satisfactory stability of the disc harrow movement in the horizontal plane, is ensured when they are determined using the new analytical dependencies.

3. The obtained theoretically mathematical dependencies can be used to solve a similar problem with respect to any other symmetric machine-tractor unit with a trailed technological part.

Keywords: harrow, tillage, trailed machine-tractor unit, motion stability, differential equations.

Постановка проблеми. Одним із прийомів обробітку ґрунту, що забезпечує його подрібнення, розпушування, часткове перемішування й обертання, є дискування. За наявності на поверхні ґрунту рослинних решток вони ефективно подрібнюються та загортаються в ґрунт з одночасним його розпушуванням. Оскільки до числа рослинних решток, крім стерні сільськогосподарських культур, відносяться й бур'яни, то дискування ґрунту, поряд із застосуванням гербіцидів, розглядають як прийом контролю забур'яненості агротехнічного фону [1, 2].

Проблема полягає в тому, що зростання лінійних розмірів і обумовлене цим збільшення мас, моментів інерції причіпних машин разом зі зростанням робочих швидкостей їхнього руху призводить до істотної зміни динамічних властивостей усього машинно-тракторного агрегату. Останній в ряді випадків може набувати властивостей механічної коливальної системи зі зниженою курсовою стійкістю. У підсумку це однозначно призводить до зниження якості виконуваної таким машинно-тракторним агрегатом технологічної операції. Під час дискування ґрунту це може проявитися в наявності огріхів на полі, збільшенні зони перекриття обробленої площі, небажаному характері курсової стійкості використовуваного агрегатувального трактора і пов'язаними із цим підвищеними витратами пального та т. ін.

Аналіз останніх досліджень досліджень та публікацій. Дискування ґрунту, як відомо, виконується причіпними або начіпними (іноді напівначіпними) дисковими боролами. Питанням раціонального вибору їхніх конструкційних параметрів науковцями в усьому світі приділено досить велику увагу. Після ретельного аналізу основну масу результатів, отриманих науковцями, можна умовно розділити на дві групи.

Перша й більш численна з них містить дослідження, присвячені вивченню впливу

конструкційних параметрів і режиму роботи дискової борони на тягово-енергетичні показники роботи ґрунтообробного агрегату.

Зокрема в роботі [3] метою було вивчення впливу швидкості руху дискової борони на її тяговий опір. Швидкісний режим ґрунтообробного агрегату, що досліджувався, змінювався при цьому від 0,80 до 1,98 м·с⁻¹. Крім того, змінними параметрами були вологість ґрунту (11–23%) і глибина його обробітку (4–16 см).

Така ж мета переслідувалася й в роботі [4]. Дослідники змінювали при цьому кут установки дисків борони в горизонтальній (12°–20°) і вертикальній (7°–15°) площинах за різних значень глибини обробітку ґрунту та швидкості робочого руху ґрунтообробного агрегату.

Характер впливу кута установки робочого органа дискової борони в горизонтальній площині (при установці до 30°), швидкості робочого руху (2,1–3,1 м·с⁻¹) і глибини дискування (6–18 см) на тяговий опір диска вивчено в роботі [5].

У дослідженні [6] під час вимірювання тягового опору борін автори встановлювали питоме значення цього параметра, що припадає на один метр ширини захвату ґрунтообробного знаряддя. Аналогічні результати отримані в роботах [7, 8]. При цьому ширина захвату дискової борони не перевищувала 4 м, а робоча швидкість її руху починалася з досить малого значення – 0,8 м·с⁻¹.

Поряд з оцінкою тягового опору дискової борони дослідники вивчали вплив зміни її параметрів і режиму роботи на витрати пального, використовуваного колісним агрегатувальним трактором, і буксування його тягових коліс [9–11].

Крім традиційної компоновки дискової борони, досліджувалися варіанти об'єднання в одній конструкції різних робочих органів. Наприклад, у роботі [12] розглянуто варіант комбінування дисків із котками. Вивчалися конструкції борін, в яких передній ряд робочих органів має активний привод, а задній ряд – пасивний [13]. Досліджуваними параметрами дискової борони при цьому були кути нахилу робочих органів у горизонтальній і вертикальній площинах, а також глибина обробітку ґрунту та його твердість (Cone index). Наявність активно приводних дисків зумовила вивчення впливу режиму їх обертання на тяговий опір борони, а також крутний момент і потужність, необхідні на

привод цих робочих органів.

Використання сферичних робочих органів розглядалося також і в дискових плугах [14]. У цьому дослідженні глибина обробітку ґрунту не перевищувала 23 см, а швидкість руху орного агрегату була, на нашу думку, вкрай низькою – $0,5\text{--}1,1\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$.

Другий напрям досліджень стосовно дискових борін присвячено вивченню впливу конструкційних параметрів і режимів роботи цих знарядь на якість обробітку ґрунту. У роботі [15] досліджено процес якості подрібнення й закладення в ґрунт стерні озимого ріпаку. Досліджуваними параметрами були кути установки дисків у горизонтальній площині ($10\text{--}20^\circ$), глибина обробітку ґрунту ($5\text{--}8\text{ см}$) і швидкість робочого руху дискової борони ($1,4\text{--}3,6\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$). Результати рішення практично аналогічної задачі досліджень були викладені в статті [16].

Розстановка дискових робочих органів на рамі борони передбачає їхній рух по ґрунту з певним перекриттям. Обґрунтуванню величини цього параметра залежно від кутів нахилу дискового робочого органа в горизонтальній і вертикальній площинах проєкції присвячена робота [17].

З вищевикладеного аналізу легко побачити, що серед низки наукових досліджень, присвячених дисковим знаряддям, практично немає робіт, спрямованих на обґрунтування оптимального значення їхньої ширини захвату (параметр B). Тим більше в поєднанні зі встановленням оптимального співвідношення цього конструкційного параметра з бажаним значенням робочої швидкості руху дискувального машинно-тракторного агрегату (параметр V). І це дуже важливо, оскільки правильний вибір поєднання параметрів B і V дозволяє досягти оптимальної продуктивності W роботи ґрунтообробного агрегату.

Спроба підвищити значення W через збільшення значення параметра B підштовхує конструкторів до створення причіпних машин. І це цілком логічно, оскільки збільшення ширини захвату будь-якої сільськогосподарської машини пов'язане з відповідним зростанням її маси. А чим більше значення останньої, тим проблематичніше використання такої машини в начіпному варіанті її агрегування.

Слід особливо підкреслити, що використання широкозахватних причіпних сільськогосподарських машин вимагає ретельного вивчення стійкості їхнього руху в горизонтальній площині. Особливо на відносно високих (більше $2,5\text{ м}\cdot\text{с}^{-1}$) швидкостях руху машинно-тракторного агрегату.

Ще раз підкреслюючи й розуміючи важливість даної проблеми, авторам, проте, не вдалося виявити результати наукових досліджень, що стосуються вивчення стійкості руху боронувальних машинно-тракторних агрегатів. І насамперед, причіпних.

Мета досліджень. Установлення теоретичних закономірностей, що дозволяють зробити такий вибір значень параметрів причіпної дискової борони, які б забезпечували їй бажану курсову стійкість, що зі свого боку забезпечує дискувальному машинно-тракторному агрегату якісне виконання технологічного процесу.

Методи досліджень. Під час досліджень використовувалися методи теорії сільськогосподарських машин, аналітичної механіки, вищої математики, а також методи числових розрахунків із використанням ПК.

Виклад основного матеріалу дослідження. Спочатку приймемо припущення, що причіпна дискова борона як динамічна система здійснює плоскопаралельний рух тільки в горизонтальній площині. Для аналітичного дослідження руху причіпної дискової борони необхідно скласти диференціальне рівняння її руху відносно точки приєднання до використовуваного трактора. Для цього, насамперед, складемо еквівалентну схему такого руху дискової борони. При цьому розглянемо рух усіх її точок у горизонтальній площині. У першому наближенні, вважаємо, що точка приєднання дискової борони до колісного агрегатувального трактора (точка S), з якою пов'язана рухома система відліку YOX , переміщується прямолінійно і рівномірно зі швидкістю $\bar{V}_0$, яка по модулю дорівнює $\bar{V}_0 = \text{const}$ (рис. 1).

Усі зовнішні сили, що діють на дану динамічну систему, виражені головним вектором $\bar{R}$. Він зосереджений у центрі опору борони, тобто в точці K (рис. 1), і визначає напрямок абсолютної швидкості $\bar{V}_a$ цієї точки.

У векторному відображенні $\bar{V}_a$ є геометричною сумою переносної $\bar{V}_0$ і відносної $\bar{V}_r$ швидкостей переміщення центру опору

дискової борони. За модулем остання дорівнює:

$$\bar{V}_r = \dot{\varphi} \cdot d, \quad (1)$$

де d – відстань між точкою причеплення дискової борони (точка S , рис. 1) і центром її опору (точка K).

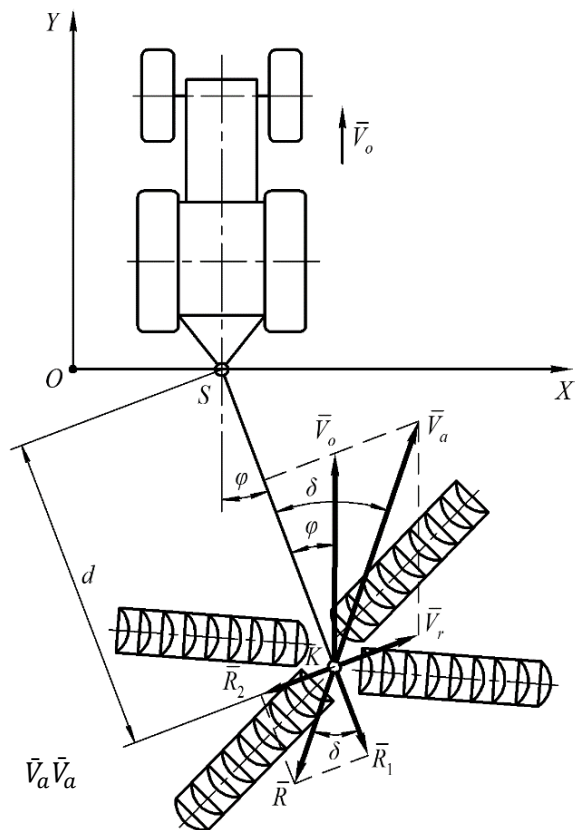


Рис. 1. Еквівалентна схема руху причіпної дискової борони в горизонтальній площині

Fig. 1. Equivalent scheme of movement of the trailed disc harrow in the horizontal plane

Результатом відносного переміщення точки K є поворот борони в горизонтальній площині щодо точки S її приєднання з використанням трактора. Кількісною мірою цього повороту є кут φ (див. рис. 1).

Як впливає з аналізу рисунка 1, вектор абсолютної швидкості руху центру опору дискової борони $\bar{V}_a$ складає з її причіпним пристроєм (пряма SK) кут δ . При цьому легко побачити, що з урахуванням малості кутів φ і δ , а також виразу (1), значення $\tan(\delta)$ буде дорівнювати:

$$\tan(\delta) \approx \delta \approx \frac{V_r + V_o \cdot \sin(\varphi)}{V_o \cdot \cos(\varphi)} = \frac{\dot{\varphi} \cdot d}{V_o} + \varphi. \quad (2)$$

Головний вектор сил $\bar{R}$ (див. рис. 1) зручно представити як геометричну суму двох складових: поздовжньої $\bar{R}_1$ і поперечної $\bar{R}_2$ сил. Першу з них можна виразити у вигляді такого виразу:

$$R_1 = K_s \cdot B, \quad (3)$$

де K_s – питомий тяговий опір борони, $\text{кН} \cdot \text{м}^{-1}$; B – ширина захвату дискової борони, м.

Що стосується сили $\bar{R}_2$, то вона може бути визначена з такого співвідношення (див. рис. 1):

$$R_2 = R_1 \cdot \tan(\delta). \quad (4)$$

З урахуванням залежностей (2), (3) і (4) остаточно маємо:

$$R_2 = K_s \cdot B \cdot \left(\frac{\dot{\varphi} \cdot d}{V_o} + \varphi \right). \quad (5)$$

На підставі використання основного закону обертального руху тіла складемо диференціальне рівняння, яке описує незалежний обертальний рух дискової борони відносно точки S її приєднання до трактора. Його початковий вигляд є таким:

$$J_0 \cdot \ddot{\varphi} = \sum \bar{M}_{(s)}, \quad (6)$$

де J_0 – момент інерції дискової борони щодо вертикальної осі, яка проходить крізь точку S ; $\sum \bar{M}_{(s)}$ – сума моментів зовнішніх сил, які діють на дискову борону відносно точки S .

Як впливає з еквівалентної схеми, представлені на рисунку 1, указана сума моментів зовнішніх сил відносно точки S буде дорівнювати:

$$\sum \bar{M}_{(s)} = -R_2 \cdot d, \quad (7)$$

або з урахуванням залежності (4):

$$\sum \bar{M}_{(s)} = -K_s \cdot B \cdot d \cdot \left(\frac{\dot{\varphi} \cdot d}{V_o} + \varphi \right). \quad (8)$$

Величину моменту інерції J_0 з достатньою точністю можна визначити розрахунковим способом із такої залежності:

$$J_0 = \frac{m}{3} \cdot (13d^2 + 4b^2 + a^2), \quad (9)$$

де m , b , a – маса (кг), довжина (м) і ширина (м) однієї секції дискової борони, відповідно.

Після підстановки отриманих виразів (8) і (9) у (6) і проведення відповідних перетворень остаточно отримуємо диференціальне рівняння руху, яким є математична модель поворотного руху причіпної дискової борони в такому вигляді:

$$\ddot{\varphi} + 2n \cdot \dot{\varphi} + k^2 \cdot \varphi = 0, \quad (10)$$

де $n = \frac{K_s \cdot B \cdot d^2}{2J_0 \cdot V_0}$; $k^2 = \frac{K_s \cdot B \cdot d}{J_0}$.

Слід зазначити, що коефіцієнт n , який входить у це диференціальне рівняння, характеризує «дисипативні», а коефіцієнт k^2 – «квазіпружні» властивості цієї динамічної системи. Оскільки значення цих коефіцієнтів завжди позитивні, то коливальний рух причіпної борони як динамічної системи є стійким [18]. Однак ця стійкість може бути різною. Насамперед вона залежить від коренів характеристичного рівняння (10). У цьому випадку може бути три їхні варіанти. А саме:

$$\lambda_{1,2} = -n \pm i\sqrt{n^2 - k^2} : \text{якщо } n^2 < k^2; \quad (11)$$

$$\lambda_{1,2} = -n \pm \sqrt{n^2 - k^2} : \text{якщо } n^2 > k^2; \quad (12)$$

$$\lambda_{1,2} = -n : \text{якщо } n^2 = k^2, \quad (13)$$

де $i = \sqrt{-1}$.

Послідовно розглянемо зазначені три випадки.

Через наявність комплексної складової рішення залежності (11) репрезентує хоч і стійкий (тобто загасальний) коливальний рух причіпної борони відносно її рівноважного положення.

Корені ж, які визначаються виразами (12) і (13), належать рішенням рівняння (10) в такому вигляді:

$$\varphi = e^{-nt} \cdot \left(K_1 \cdot e^{\sqrt{n^2 - k^2} \cdot t} + K_2 \cdot e^{-\sqrt{n^2 - k^2} \cdot t} \right), \quad (14)$$

де K_1 і K_2 – постійні інтегрування;
 t – час, с.

З аналізу рівняння (14) випливає, що в момент часу $t = 0$ деякий початковий кут φ_0 відхилення дискової борони від рівноважного

стану пов'язаний таким співвідношенням із постійними інтегрування K_1 і K_2 :

$$\varphi = \varphi_0 = K_1 + K_2. \quad (15)$$

Водночас (тобто при $t = 0$) справедливим є й інше співвідношення:

$$\dot{\varphi} = K_1 \cdot \left(\sqrt{n^2 - k^2} - n \right) - K_2 \cdot \left(\sqrt{n^2 - k^2} + n \right) = 0. \quad (16)$$

Спільне рішення рівнянь (15) і (16) дозволяє визначити постійні інтегрування:

$$K_1 = \varphi_0 \cdot \frac{\sqrt{n^2 - k^2} + n}{2 \cdot \sqrt{n^2 - k^2}}; \quad K_2 = \varphi_0 \cdot \frac{\sqrt{n^2 - k^2} - n}{2 \cdot \sqrt{n^2 - k^2}}.$$

Після підстановки постійних інтегрування K_1 і K_2 в (14) отримуємо рішення математичної моделі (10) в такому вигляді:

$$\varphi = \frac{\varphi_0}{2A} \cdot e^{-nt} \cdot \left[(A + n) \cdot e^{At} + (A - n) \cdot e^{-At} \right], \quad (17)$$

де $A = \sqrt{n^2 - k^2}$.

Вираз (17) описує загасальний аперіодичний рух розглянутої динамічної системи. Його корені, що визначаються виразом (12), будуть мати місце за дотримання такої умови:

$$n^2 = \frac{(K_s \cdot B)^2 \cdot d^4}{4 \cdot J_0^2 \cdot V_0^2} \geq k^2 = \frac{K_s \cdot B \cdot d}{J_0}. \quad (18)$$

З аналізу отриманого виразу (18) випливає, що швидкість V_0 руху дискового боронувального ґрунтообробного агрегату не повинна при цьому перевищувати значення, що визначається таким виразом:

$$V_0 \leq \frac{d}{2} \cdot \sqrt{\frac{3K_s \cdot B \cdot d}{m \cdot (13d^2 + 4b^2 + a^2)}}. \quad (19)$$

В отримане рівняння (19), як бачимо, входить такий важливий конструкційний параметр дискової борони, як її ширина захвату B . При цьому в сукупності зі швидкістю V_0 робочого руху вона визначає й такий показник, як продуктивність роботи W цього ґрунтообробного агрегату, який можна визначити як:

$$W = 0,36 \cdot B \cdot V_0. \quad (20)$$

Оптимальне значення ширини захвату B дискової борони може бути визначене з урахуванням такого співвідношення частинних похідних:

$$\frac{\frac{\partial W}{\partial V_0}}{\frac{\partial N_e}{\partial V_0}} = \frac{\frac{\partial W}{\partial B}}{\frac{\partial N_e}{\partial B}}, \quad (21)$$

де N_e – ефективна потужність двигуна трактора, кВт.

З теорії трактора відомо [19], що:

$$N_e = \frac{(K_s \cdot B + f \cdot G) \cdot V_0}{\eta_t \cdot (1 - \delta)}, \quad (22)$$

де f – коефіцієнт опору коченню трактора;
 G , η_t , δ – сила експлуатаційної ваги (кН),
 коефіцієнт корисної дії трансмісії і
 буксування тягових коліс використовуваного
 колісного трактора, відповідно.

Згідно із сучасними підходами до визначення буксування тягових коліс трактора [20] приймаємо лінійний характер його зміни в такому вигляді:

$$\delta = k + k_1 \cdot \frac{K_s \cdot B}{G}, \quad (23)$$

де k , k_1 – константи апроксимації залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля, яке він розвиває.

З урахуванням виразу (23) залежність (22) має такий вигляд:

$$N_e = \frac{(K_s \cdot B + f \cdot G) \cdot V_0 \cdot G}{\eta_t \cdot [G(1 - k) - k_1 \cdot K_s \cdot B]}. \quad (24)$$

Після визначення частинних похідних $\frac{\partial W}{\partial V_0}$, $\frac{\partial N_e}{\partial V_0}$, $\frac{\partial W}{\partial B}$, $\frac{\partial N_e}{\partial B}$ та подальшої підстановки отриманих виразів у (21) і проведення відповідних перетворень отримуємо залежність, що дозволяє визначити оптимальне значення робочої ширини захвату B дискової борони:

$$C_3 \cdot B^3 + C_2 \cdot B^2 + C_1 \cdot B + C = 0, \quad (25)$$

де $C_3 = K_s^3 \cdot k_1^2 \cdot G$;

$$C_2 = -(K_s \cdot G)^2 \cdot (1 - k);$$

$$C_1 = -K_s \cdot k_1 \cdot G^3 \cdot f \cdot (1 - k);$$

$$C = G^4 \cdot f \cdot (1 - k)^2.$$

Завдяки моделюванню нами були отримані аналітичні вирази, які визначають залежності між параметрами цієї динамічної системи, застосування яких дозволяє визначити оптимальні значення цих параметрів.

Матеріали та методи. Як об'єкт досліджень розглянуто машинно-тракторний агрегат для дискування ґрунту на основі колісного трактора класу 3 з номінальним тяговим зусиллям 30 кН. Такому трактору з колісною формулою 4×4 і шинами 23.1R26 притаманні такі технічні параметри: сила експлуатаційної ваги $G = 81$ кН; потужність двигуна $N_e = 135$ кВт; коефіцієнт корисної дії трансмісії $\eta_{tr} = 0,93$; константи апроксимації залежності буксування коліс трактора від тягового зусилля, яке він розвиває, $k = 0,001$ і $k_1 = 0,450$.

Згадана в теоретичних дослідженнях дискова борона має такі значення її конструкційних параметрів: $m = 850$ кг; $d = 4,8$ м; $a = 2,2$ м; $b = 0,8$ м. Ці конструкційні параметри є усередненими для сімейства тих причіпних дискових борін, які на практиці використовуються з вищезазначеним трактором із номінальним тяговим зусиллям на рівні 30 кН.

Багаторічна практика показує, що дискувальний машинно-тракторний агрегат найчастіше використовується на агротехнічному фоні, для якого середнє значення коефіцієнта опору перекочування дорівнює $f = 0,12$. У цьому випадку коефіцієнт K_s питомого опору дискової борони може змінюватися в межах $5,5\text{--}7,0$ кН·м⁻¹. Фактично це відповідає тим експериментальним даним, які викладені в роботі [7].

За розробленою нами програмою на ПК було проведено чисельне рішення отриманих аналітичних виразів (17), (18), (19) і (25). Це дало можливість побудувати графічні залежності між параметрами цієї динамічної системи (представлені на рис. 2–7).

У теоретичних числових розрахунках отриманої залежності (17) початкове відхилення причіпної борони від стану рівноваги приймали таким, що дорівнює $\varphi_0 = 3^\circ$. Як показує практика, в реальних умовах експлуатації для вказаного ґрунтообробного знаряддя значення зазначеного кута не перевищує 5° .

Результати досліджень. Аналіз рішення рівнянь (18) і (22) показує, що зі збільшенням значення коефіцієнта K_s від 5,5 до $7,0 \text{ кН} \cdot \text{м}^{-1}$ оптимальне значення ширини захвату дискової борони знижується (рис. 2).

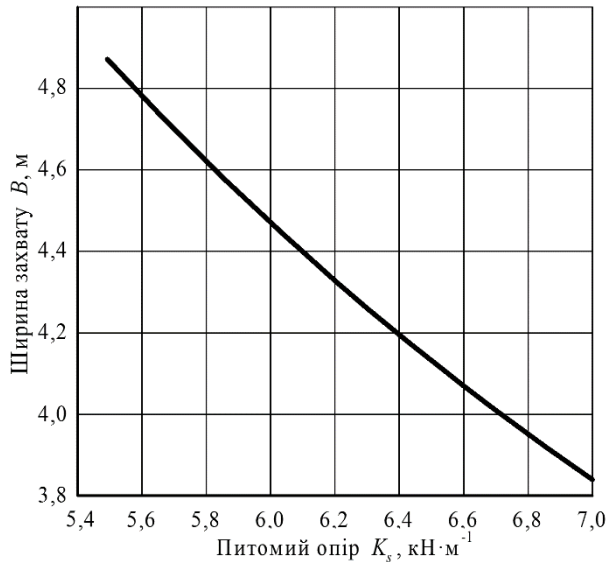


Рис. 2. Залежність ширини захвату B дискової борони від значення коефіцієнта K_s її питомого опору

Fig. 2. Dependence of width of capture B disk harrow from the value of the coefficient K_s of its resistivity

Але зміна параметра B при цьому відбувається так, що величина добутку ($B \cdot K_s$), який є тяговим опором дискової борони, залишається практично на одному рівні. У зв'язку із цим робоча швидкість V_0 поступального руху цього дискового ґрунтообробного машинно-тракторного агрегату, яка задовольняє умові (19), також постійна й дорівнює $2,86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$. Необхідна при цьому потужність двигуна трактора становить 132 кВт. Це є цілком реальним, оскільки номінальна потужність двигуна трактора з номінальним тяговим зусиллям на рівні 30 кН може, як зазначалося вище, становити 135,0 кВт.

Збільшення швидкості V_0 робочого руху трактора з дисковою бороною більше ніж $2,86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ технічно можливо. Однак, за виразом (18) характер відносного руху розглянутого причіпного ґрунтообробного знаряддя як динамічної системи при цьому якісно змінюється (рис. 3).

Наприклад, за швидкості руху, яка дорівнює $V_0 = 2,86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$, умова (18) виконується. У цьому випадку «дисипативні» властивості динамічної системи, що означені параметром n^2 , превалюють над «квазіпруж-

ними». Тому після початкового відхилення дискової борони від рівноважного стану на 3° має місце її аперіодичне переміщення в початкове положення.

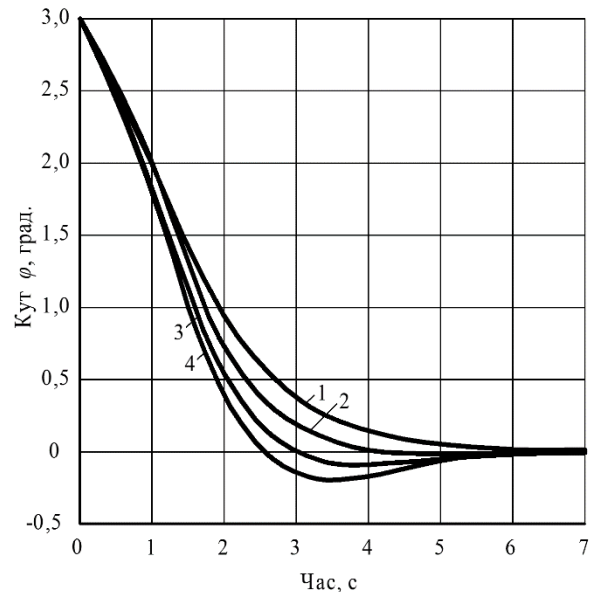


Рис. 3. Динаміка зміни кута ϕ відхилення дискової борони від швидкості V_0 її поступального руху при:

1 – $V_c = 2,86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 2 – $V_c = 3,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$;
3 – $V_c = 3,86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 4 – $V_c = 4,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$

Fig. 3. Dynamics of change of angle ϕ of deviation of a disk harrow from the speed V_0 of its translational motion at:

1 – $V_c = 2.86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 2 – $V_c = 3.36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$;
3 – $V_c = 3.86 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$; 4 – $V_c = 4.36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$

Після збільшення швидкості робочого руху цього ґрунтообробного агрегату до $V_0 = 3,36 \text{ м} \cdot \text{с}^{-1}$ умова (18) не виконується. Це означає, що в цій динамічній системі переважальними стають «квазіпружні» її властивості, які означені коефіцієнтом k^2 . Унаслідок характер руху причіпної дискової борони відносно точки S (див. рис. 1) стає коливальним. І прояви цих коливань тим більші, чим більш вища робоча швидкість руху цього ґрунтообробного агрегату (див. рис. 3).

Аналіз рівнянь (18) і (19) показує, що на характер відносного руху дискової борони, крім її ширини захвату B , певний вплив здійснює момент інерції J_0 . Останній, як видно з виразу (9), зі свого боку залежить від таких параметрів, як d , m , b та a . з них, згідно з результатами проведених нами розрахунків, істотний вплив на величину J_0 мають перші два параметри (тобто d та m). При цьому, якщо зміну маси борони розглядати в таких межах, які не

призводять до зміни її ширини захвату B , то вплив параметра d тут більш відчутний.

Слід зазначити, що причіпна дискова борона з точки зору механіки за своєю суттю є фізичним маятником, радіус гойдання якого й представляє параметр d – відстань між точкою причепа дискової борони (точка S , рис. 1) і центром її опору (точка K). За зменшення значення цього параметра d характер відносного руху дискової борони з асимптотично стійкого прагне до коливального (рис. 4).

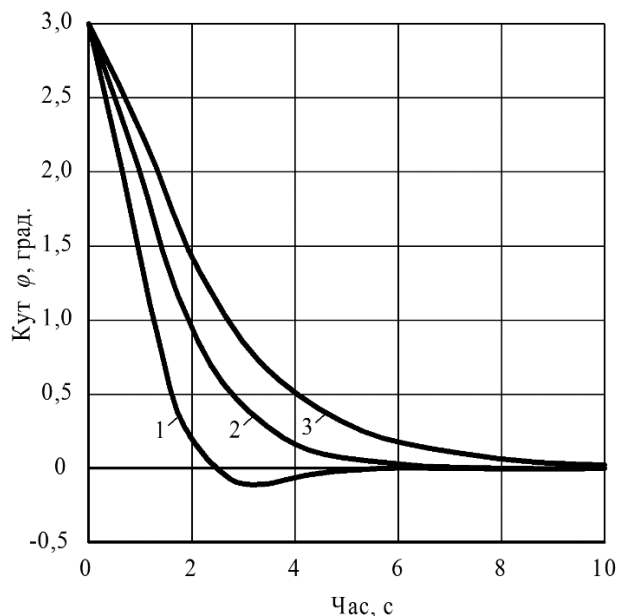


Рис. 4. Динаміка зміни кута φ відхилення дискової борони від параметра d при:

1 – $d = 2,8$ м; 2 – $d = 4,8$ м; 3 – $d = 6,8$ м

Fig. 4. Dynamics of change of angle φ of deviation of a disk harrow from the parameter d when:

1 – $d = 2.8$ м; 2 – $d = 4.8$ м; 3 – $d = 6.8$ м

Такий результат є цілком логічним. Як уже зазначалося вище, збільшення значення параметра d призводить до зростання моменту інерції дискової борони J_0 . На перший погляд, як впливає з аналізу рівняння (18), це має обумовити відповідне зменшення значень параметрів n^2 та k^2 . Насправді ж це справедливо тільки щодо «квазіпружного» коефіцієнта k^2 . Для нього збільшення параметра d призводить до такого випереджального зростання моменту інерції J_0 , який у підсумку обумовлює інтенсивне зменшення значення коефіцієнта k^2 (рис. 5).

Природа зміни квадрата «дисипативного» параметра n^2 при цьому абсолютно інша. Тут аналогічне збільшення значення

конструкційного параметра d , піднесеного до четвертого степеня, згідно з виразом (18) істотно випереджає зростання значення моменту інерції борони J_0 . Унаслідок цього по мірі збільшення значення d відповідно збільшується й значення параметра n^2 (див. рис. 5). Через переважання при цьому в розглянутій нами динамічній системі «дисипативних» властивостей вона стає більш схильною до асимптотичного руху після отримання зовнішнього збурювання.

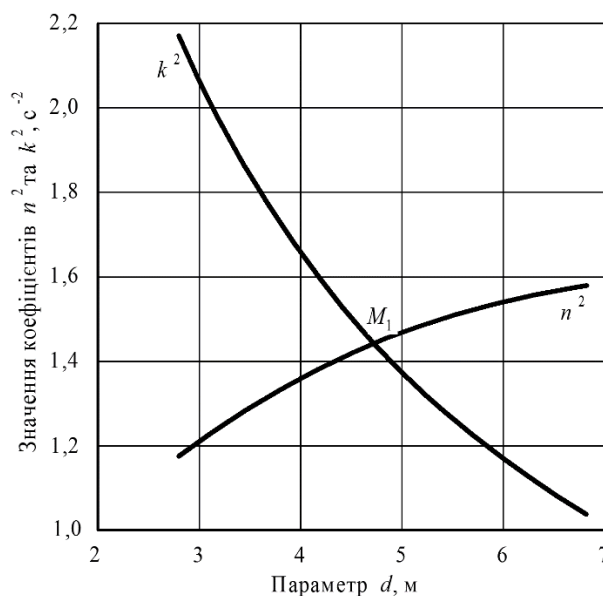


Рис. 5. Залежність коефіцієнтів n^2 та k^2 від параметра d

Fig. 5. The dependence of the coefficients n^2 and k^2 on the parameter d

І навпаки, зменшення відстані між точкою причепа і центром опору дискової борони (параметр d) може привести, як це наведено на рисунку 4, хоча і до стійкого, але все-таки коливального характеру її відносного руху в горизонтальній площині.

Граничне значення зменшення параметра d легко визначити за допомогою характерної точки M_1 , яка є на графіках залежностей коефіцієнтів n_2 та k_2 від параметра d (див. рис. 5). Її координати відповідають такому режиму руху причіпної дискової борони, за яким виконується умова $n^2 = k^2$. Рішення рівняння (10) при цьому приводить до коренів, які визначаються виразом (13).

По суті справи, абсциса точки M_1 відображає те значення конструкційного параметра d , зменшення якого може зумовити коливальний характер причіпної дискової

борони під час її повернення зі збурювального стану в стан стійкої рівноваги.

Однак із цього не випливає, що в реальній конструкції цього ґрунтообробного знаряддя довжина ланки SK (див. рис. 1) повинна бути якомога більшою. Слід пам'ятати, що збільшення параметра d однозначно призводить до небажаного збільшення радіуса повороту агрегату [21] і його поздовжнього габариту.

Більше того, істотне підвищення J_0 завдяки збільшенню значення параметра d може призвести до погіршення умов загасання кутових коливань борони в процесі її повернення зі збуреного у вихідний рівноважний стан.

Компроміс цього рішення полягає у виборі значення d з урахуванням умови (19), виконання якої забезпечує причіпній дисковій бороні асимптотичний характер її кутового переміщення в горизонтальній площині.

Як уже підкреслювалося вище, збільшення значення параметра m теж впливає на момент інерції борони J_0 . Однак, як показують розрахунки, не так суттєво, як параметр d .

Вплив маси m на зміну коефіцієнтів n^2 і k^2 якісно однаковий, а кількісно, навпаки – різний. Як показують розрахунки, в усьому діапазоні прийнятих значень параметра m «дисипативні» властивості причіпної борони n^2 знижуються більш інтенсивно, ніж «квазіпружні» k^2 (рис. 6).

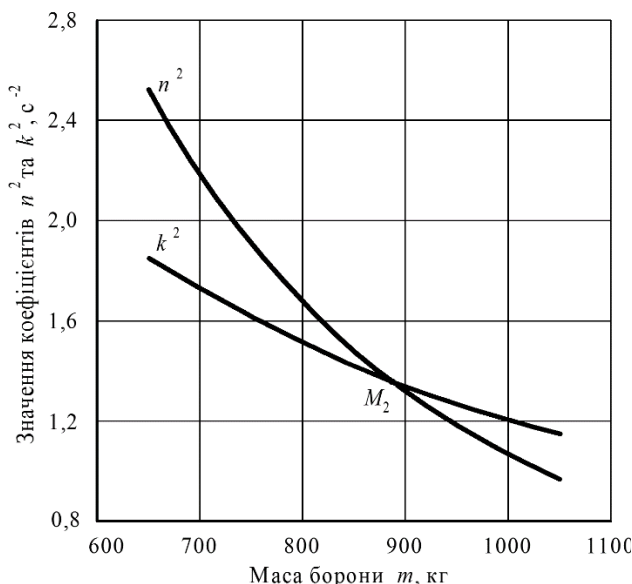


Рис. 6. Залежність коефіцієнтів n^2 і k^2 від параметра m

Fig. 6. The dependence of the coefficients n^2 and k^2 on the parameter m

Це приводить до появи на графіку характерної точки M_2 , яка характеризує умову $n^2 = k^2$ і розділяє зони асимптотичного і коливального характеру руху причіпної борони після її повернення з відхиленого у вихідний рівноважний стан.

Цілком очевидно, що перша і більш бажана із цих зон знаходиться лівіше точки M_2 , оскільки в ній «дисипативні» властивості розглянутої динамічної системи превалюють над «квазіпружними». Саме із цієї причини зовнішні збурювання не здатні згенерувати небажаний коливальний характер відносного руху причіпної дискової борони.

Як впливає з аналізу графічних залежностей, представлених на рис. 6, для забезпечення асимптотичного характеру збуреного руху розглянутої причіпної борони її конструкційний параметр m , що визначається абсцисою точки M_2 , не повинен бути більше 880 кг. Під час вибору більшого значення маси m слід знижувати швидкість поступального руху дискової борони. Графічна інтерпретація цього процесу відображена на рисунку 7.

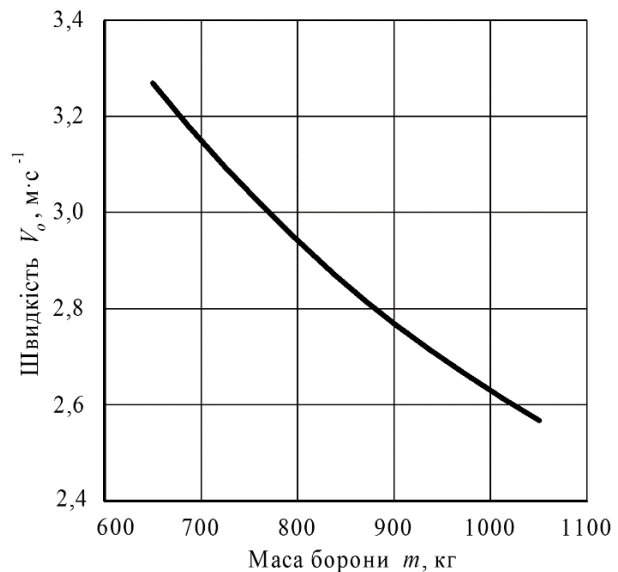


Рис. 7. Залежність оптимальної швидкості V_0 руху дискової борони від її маси m

Fig. 7. The dependence of the optimal speed V_0 movement disk harrow from its mass m

За остаточного вибору маси дискової борони слід пам'ятати, що її збільшення підвищує інерційні властивості цієї динамічної системи. Певним чином це підвищує її стійкість до впливу зовнішніх збурювальних факторів. Водночас динамічну систему з великою масою набагато важче вивести зі стану коливального руху.

Висновки

1. Задовільну курсову стійкість при-чипної дискової борони можна забезпечити за правильного вибору її ширини захвату, відстані від точки причеплення до центру опору і швидкості робочого руху.

2. Оптимальне поєднання конструкційних параметрів дискової борони і швидкості руху боронувального машинно-тракторного агрегату, що обумовлює максимальну його продуктивність за задовільної стійкості руху дискової борони в горизонтальній площині, забезпечується за їх визначення з використанням отриманих нових аналітичних залежностей.

3. Отримані теоретично математичні залежності можуть бути використані для вирішення аналогічної задачі стосовно будь-якого іншого симетричного машинно-тракторного агрегату з причіпною технологічною частиною.

Бібліографія

1. Balsari, P., Biglia, A., Comba, L., Sacco, D., Eloi Alcatrao, L., Varani, M., ..., & Ricauda Aimonino, D. (2021). Performance analysis of a tractor-power harrow system under different working conditions. *Biosystem Engineering*, 2020, 28–41. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.11.009>.
2. Knezevic, M., Đurkic, M., Knezevic, I. & Loncaric, Z. (2003). Effects of pre-and post-emergence weed control on weed population and maize yield in different tillage systems. *Plant soil enviromental*, 49, (5), 223–229. <https://www.agriculturejournals.cz/publicFiles/52854.pdf>.
3. Ranjbar, I., Rashidi, M., Lehmal, H., Mirmoradi, M. & Abdolalizadeh, E. (2013). Modeling of double action disc harrow draft force based on tillage depth and forward speed. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 17, 1061–1067. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2013.17.08.12249.
4. Kogut, Z., Sergiel, L., & Zurek, G. (2016). The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance. *Biosystem Engenering*, 151, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.10.004>.
5. Bulgakov, V., Pascuzzi, S., Ivanovs, S. & Volskyi, V. (2019) Experimental investigations in draft resistance of spherical working tool of disk harrow. *Engineering Rural Device*, 18, 144–152. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N171>.
6. Priporov, E. V. & Priporov, I. E. (2021). Justification of parameters of a four-row disk harrow using the experiment planning method. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 659, 8–13. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/659/1/012013>.
7. Serrano, J. M., & Peça, J. O. (2008). The forward speed effect on draught force required to pull trailed disc harrows. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 182–188. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-309>.
8. Serrano, J. M., Peca, J. O. Marques da Silva, J., Pinheiro, A., & Carvalho, M. (2007). Tractor energy requirements in disk harrow systems. *Biosystem Engenering*, 98, 286–296. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2007.08.002>.
9. Salokhe, V., Soni, P., Nalavade, P., & Niyamapa, T. (2010). Performance of free rolling and powered tillage discs. *Soil and Tillage Research*, 109, 87–93. <https://doi.org/10.1016/j.still.2010.05.004>.
10. Serrano, J. M., Peça, J. O. & Pinheiro, A. (2003). The effect of gang angle of offset disc harrows on soil tilth, work rate and fuel consumption. *Biosystem Engenering*, 84, 171–176. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(02\)00261-1](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(02)00261-1).
11. Serrano, J. M., Peça, J. O., & Pinheiro, A. C. (2008). Short communication. evaluation of the energy requirements in tractor-disc harrow systems. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 205–209. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-321>.
12. Javadi, A., & Hahiahmad, A. (2006). Effect of a new combined implement for reducing secondary tillage operation. *Journal Agricultural Biology*, 8, 725–727.
13. Ganesh, U., & Hifjur, R. (2018). Performance of combined offset disc harrow (front active and rear passive set configuration) in soil bin. *J. Terramechanics*, 78, 27–37. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.04.002>.
14. Ranjbarian, S., Askari, M., & Jannatkah, J. (2017). Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 16, 154–162. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2015.05.003>.
15. Damanauskas, V., Velykis, A., & Satkus, A. (2019). Efficiency of disc harrow adjustment for stubble tillage quality and fuel consumption. *Soil Tillage Resources*, 194, 104311. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104311>.
16. Aykas, E., Cakir, E., & Gulsoylu, E. (2005). The effect of tillage parameters on the performance of the heavyduty offset disk harrow. *Asian Journal Plant Science*, 3, 425–428. doi: 10.3923/ajps.2004.425.428.
17. Zhuk, A. F., & Sokht, K. A. (2018). Arrangement of spherical disks for frontal harrows. *Agricultural Machanic Technology*, 12, 41–43. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2018-12-4-53-56>.
18. Liapunov, A. M. (1966). Stability of Motion. *Academic Press Inc. (London) LTD*, 216.
19. Macmillan, R. H. (2002). The mechanics of tractor – implement performance. University of Melbourne. https://minerva-access.unimelb.edu.au/bitstream/handle/11343/33718/65851_Macmillan.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

20. Nadykto, V., Arak, M., & Olt, J. (2015). Theoretical research into the frictional slipping of wheel-type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy Research*, 13, 148–157. https://agronomy.emu.ee/wp-content/uploads/2015/05/13_1_18_B5.pdf#abstract-3344.

21. Bulgakov, V., Pascuzzi S., Nadykto, V., & Ivanovs, S. (2018). A mathematical model of the plane-parallel movement of an asymmetric machine-and-tractor aggregate. *Agriculture*, 8 (10), 151. <https://doi.org/10.3390/agriculture8100151>.

Bibliohrafiia

1. Balsari, P., Biglia, A., Comba, L., Sacco, D., Eloi Alcatrao, L., Varani, M., ..., Riccauda Aimonino, D. (2021). Performance analysis of a tractor-power harrow system under different working conditions. *Biosystem Engineering*, 202, 28–41. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.11.009>.

2. Knezevic, M., Đurkic, M., Knezevic, I., & Loncaric, Z. (2003). Effects of pre-and post-emergence weed control on weed population and maize yield in different tillage systems. *Plant soil environmental*, 49, (5), 223–229. <https://www.agriculturejournals.cz/publicFiles/52854.pdf>.

3. Ranjbar, I., Rashidi, M., Lehmal, H., Mirmoradi, M., & Abdolalizadeh, E. (2013). Modeling of double action disc harrow draft force based on tillage depth and forward speed. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 17, 1061–1067. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2013.17.08.12249.

4. Kogut, Z., Sergiel, L., & Zurek, G. (2016). The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance. *Biosystem Engineering*, 151, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.10.004>.

5. Bulgakov, V., Pascuzzi, S., Ivanovs, S., & Volskyi, V. (2019) Experimental investigations in draft resistance of spherical working tool of disk harrow. *Engineering Rural Device*, 18, 144–152. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N171>.

6. Priporov, E. V., & Priporov, I. E. (2021). Justification of parameters of a four-row disk harrow using the experiment planning method. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 659, 8–13. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/659/1/012013>.

7. Serrano, J. M., & Peça, J. O. (2008). The forward speed effect on draught force required to pull trailed disc harrows. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 182–188. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-309>.

8. Serrano, J. M., Peca, J. O. Marques da Silva, J., Pinheiro, A., & Carvalho, M. (2007). Tractor energy requirements in disk harrow systems. *Biosystem Engineering*, 98, 286–296. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2007.08.002>.

9. Salokhe, V., Soni, P., Nalavade, P., & Niyamapa, T. (2010). Performance of free rolling and

powered tillage discs. *Soil and Tillage Research*, 109, 87–93. <https://doi.org/10.1016/j.still.2010.05.004>.

10. Serrano, J. M., Peça, J. O., & Pinheiro, A. (2003). The effect of gang angle of offset disc harrows on soil tilth, work rate and fuel consumption. *Biosystem Engenerig*, 84, 171–176. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(02\)00261-1](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(02)00261-1).

11. Serrano, J. M., Peça, J. O., & Pinheiro, A. C. (2008). Short communication. evaluation of the energy requirements in tractor-disc harrow systems. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 205–209. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-321>.

12. Javadi, A., & Hahiahmad, A. (2006). Effect of a new combined implement for reducing secondary tillage operation. *Journal Agricultural Biology*, 8, 725–727.

13. Ganesh, U., & Hifjur, R. (2018). Performance of combined offset disc harrow (front active and rear passive set configuration) in soil bin. *J. Terramechanics*, 78, 27–37. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.04.002>.

14. Ranjbarian, S., Askari, M., & Jannatkhah, J. (2017). Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 16, 154–162. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2015.05.003>.

15. Damanauskas, V., Velykis, A., & Satkus, A. (2019). Efficiency of disc harrow adjustment for stubble tillage quality and fuel consumption. *Soil Tillage Resources*, 194: 104311. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104311>.

16. Aykas, E., Cakir, E., & Gulsoylu, E. (2005). The effect of tillage parameters on the performance of the heavyduty offset disk harrow. *Asian Journal Plant Science*, 3, 425–428. doi: 10.3923/ajps.2004.425.428.

17. Zhuk, A. F., & Sokht, K. A. (2018). Arrangement of spherical disks for frontal harrows. *Agricultural Machanic Technology*, 12, 41–43. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2018-12-4-53-56>.

18. Liapunov, A. M. (1966). Stability of Motion. *Academic Press Inc.* (London) LTD, 216.

19. Macmillan, R. H. (2002). The mechanics of tractor – implement performance. University of Melbourne. https://minerva-access.unimelb.edu.au/bitstream/handle/11343/33718/65851_Macmillan.pdf?sequence=1&isAllowed=y.

20. Nadykto, V., Arak, M., & Olt, J. (2015). Theoretical research into the frictional slipping of wheel-type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy Research*, 13, 148–157. https://agronomy.emu.ee/wp-content/uploads/2015/05/13_1_18_B5.pdf#abstract-3344.

21. Bulgakov, V., Pascuzzi S., Nadykto, V., & Ivanovs, S. (2018). A mathematical model of the plane-parallel movement of an asymmetric machine-and-tractor aggregate. *Agriculture*, 8 (10), 151. <https://doi.org/10.3390/agriculture8100151>.

References

1. Balsari, P., Biglia, A., Comba, L., Sacco, D., Eloi Alcatrao, L., Varani, M., ..., Ricauda Aimonino, D. (2021). Performance analysis of a tractor-power harrow system under different working conditions. *Biosystem Engineering*, 202, 28–41. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2020.11.009> [in English].
2. Knezevic, M., Đurkic, M., Knezevic, I., & Loncaric, Z. (2003). Effects of pre-and post-emergence weed control on weed population and maize yield in different tillage systems. *Plant soil environment*, 49, (5), 223–229. <https://www.agriculturejournals.cz/publicFiles/52854.pdf> [in English].
3. Ranjbar, I., Rashidi, M., Lehmal, H., Mirmoradi, M., & Abdolizadeh, E. (2013). Modeling of double action disc harrow draft force based on tillage depth and forward speed. *Middle-East Journal of Scientific Research*, 17, 1061–1067. DOI: 10.5829/idosi.mejsr.2013.17.08.12249 [in English].
4. Kogut, Z., Sergiel, L., & Zurek, G. (2016). The effect of the disc setup angles and working depth on disc harrow working resistance. *Biosystem Engineering*, 151, 328–337. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2016.10.004> [in English].
5. Bulgakov, V., Pascuzzi, S., Ivanovs, S., & Volsky, V. (2019) Experimental investigations in draft resistance of spherical working tool of disk harrow. *Engineering for Rural Development : proceedings of the 18th International Scientific Conference* (22-24 May, Jelgava, Latvia), 18, 144–152. <https://doi.org/10.22616/ERDev2019.18.N171> [in English].
6. Priporov, E. V., & Priporov, I. E. (2021). Justification of parameters of a four-row disk harrow using the experiment planning method. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science*, 659, 8–13. <https://doi.org/10.1088/1755-1315/659/1/012013> [in English].
7. Serrano, J. M., & Peça, J. O. (2008). The forward speed effect on draught force required to pull trailed disc harrows. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 182–188. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-309>.
8. Serrano, J. M., Peca, J. O. Marques da Silva, J., Pinheiro, A., & Carvalho, M. (2007). Tractor energy requirements in disk harrow systems. *Biosystem Engineering*, 98, 286–296. <https://doi.org/10.1016/j.biosystemseng.2007.08.002> [in English].
9. Salokhe, V., Soni, P., Nalavade, P., & Niyamapa, T. (2010). Performance of free rolling and powered tillage discs. *Soil and Tillage Research*, 109, 87–93. <https://doi.org/10.1016/j.still.2010.05.004> [in English].
10. Serrano, J. M., Peça, J. O., & Pinheiro, A. (2003). The effect of gang angle of offset disc harrows on soil tilth, work rate and fuel consumption. *Biosystem Engineering*, 84, 171–176. [https://doi.org/10.1016/S1537-5110\(02\)00261-1](https://doi.org/10.1016/S1537-5110(02)00261-1) [in English].
11. Serrano, J. M., Peça, J. O., & Pinheiro, A. C. (2008). Short communication. Evaluation of the energy requirements in tractor-disc harrow systems. *Spanish Journal of Agricultural Research*, 6, 205–209. <https://doi.org/10.5424/sjar/2008062-321> [in English].
12. Javadi, A., & Hahiahmad, A. (2006). Effect of a new combined implement for reducing secondary tillage operation. *Journal Agricultural Biology*, 8, 725–727 [in English].
13. Ganesh, U., & Hifjur, R. (2018). Performance of combined offset disc harrow (front active and rear passive set configuration) in soil bin. *J. Terramechanics*, 78, 27–37. <https://doi.org/10.1016/j.jterra.2018.04.002> [in English].
14. Ranjbarian, S., Askari, M., & Jannatkah, J. (2017). Performance of tractor and tillage implements in clay soil. *Journal of the Saudi Society of Agricultural Sciences*, 16, 154–162. <https://doi.org/10.1016/j.jssas.2015.05.003> [in English].
15. Damanauskas, V., Velykis, A., & Satkus, A. (2019). Efficiency of disc harrow adjustment for stubble tillage quality and fuel consumption. *Soil Tillage Resources*, 194: 104311. <https://doi.org/10.1016/j.still.2019.104311> [in English].
16. Aykas, E., Cakir, E., & Gulsoylu, E. (2005). The effect of tillage parameters on the performance of the heavyduty offset disk harrow. *Asian Journal Plant Science*, 3, 425–428. doi: 10.3923/ajps.2004.425.428 [in English].
17. Zhuk, A. F., & Sokht, K. A. (2018). Arrangement of spherical disks for frontal harrows. *Agricultural Machanic Technology*, 12, 41–43. <https://doi.org/10.22314/2073-7599-2018-12-4-53-56> [in English].
18. Liapunov, A. M. (1966). Stability of Motion. *Academic Press Inc.* (London) LTD, 216 [in English].
19. Macmillan, R. H. (2002). The mechanics of tractor – implement performance. University of Melbourne. https://minerva-access.unimelb.edu.au/bitstream/handle/11343/33718/65851_Macmillan.pdf?sequence=1&isAllowed=y [in English].
20. Nadykto, V., Arak, M., & Olt, J. (2015). Theoretical research into the frictional slipping of wheel-type undercarriage taking into account the limitation of their impact on the soil. *Agronomy Research*, 13, 148–157. https://agronomy.emu.ee/wp-content/uploads/2015/05/13_1_18_B5.pdf#abstract-3344 [in English].
21. Bulgakov, V., Pascuzzi S., Nadykto, V., & Ivanovs, S. (2018). A mathematical model of the plane-parallel movement of an asymmetric machine-and-tractor aggregate. *Agriculture*, 8 (10), 151. <https://doi.org/10.3390/agriculture8100151> [in English].

DOI: <https://doi.org/10.37204/0131-2189-2021-14-2>

УДК 631.459

Дефляція ґрунтів в Україні

Булигіна М. Є.,

м.н.с., ННЦ «Інститут механізації та електрифікації сільського господарства»;

ORCID iD 0000-0003-0618-2143

Булигін С. Ю.,

д-р с.-г. наук, академік НААН, Національний університет біоресурсів і природокористування України; ORCID iD 0000-0002-1525-595X

Анотація

Мета. Визначити параметри потенційної небезпеки прояву дефляції ґрунтового покриву на території України як теоретичної бази інвестиційної політики формування протидефляційного захисту.

Методи. Загальнонаукові (польовий, морфолого-генетичний, математичного та фізичного моделювання процесів видування (дефляції) ґрунтового мілкозему та картографічний зі сполученням ГІС-технологій.

Результати. На базі фізичного моделювання вітрової ерозії в аеродинамічній трубці сформовано емпіричне рівняння потенційної дефляції основних ґрунтів України. Створено карту максимального видування ґрунтового дрібнозему 20 %-ої забезпеченості.

Одиницею виміру була площа адміністративного району, використовувалася ГІС-технологія програмного продукту «Рельєф-процесор», передана одному з авторів Борисом Воробйовим.

Регіони з катастрофічною небезпекою дефляції знаходяться на Поліссі та в Південному Степу. При цьому ще 30 років тому про дефляцію на Поліссі не чули.

Висновки

1. Без радикальної зміни принципів землекористування та систем землеробства відродження

ландшафтів та сільськогосподарських угідь у регіонах із високою небезпекою дефляції ґрунтів неможливе.

2. Кількісна оцінка потенційної небезпеки видування дрібнозему ґрунтів є необхідною умовою обґрунтування протидефляційних заходів.

3. На підставі емпіричної моделі дефляції ННЦ «ІГА» зроблено районування орних земель України за небезпекою дефляції ґрунтів. Одним із головних завдань подальших досліджень процесів дефляції є опрацювання моделей, які відбивають фізику видування ґрунту та мають достатню математичну основу.

4. Базою для формування протиерозійної стратегії заходів та відповідної інвестиційної політики є саме кількісна оцінка потенційної небезпеки прояву дефляції. Чим вища небезпека, тим більш надійним повинен бути захист, передусім це – заходи постійної дії, які потребують відповідних капітальних вкладень. Крім того, виникає необхідність створення мережі моніторингових спостережень за дефляційними процесами та їхніми факторами.

Ключові слова: дефляція, небезпека проявлення дефляції, протидефляційний захист.

УДК 631.459

Soil deflation in Ukraine

Bulygina M. E.,

junior researcher, National Scientific Center “Institute of Agricultural Engineering and Electrification”; ORCID iD 0000-0003-0618-2143

Bulygin S. Yu.,

Dr. S., Academician of NAAS, National University of Life and Environmental Sciences of Ukraine; ORCID iD 0000-0002-1525-595X

Annotation

Purpose. To determine the parameters of the potential danger of soil deflation on the territory

of Ukraine as a theoretical basis of investment policy for the formation of anti-deflation protection.