

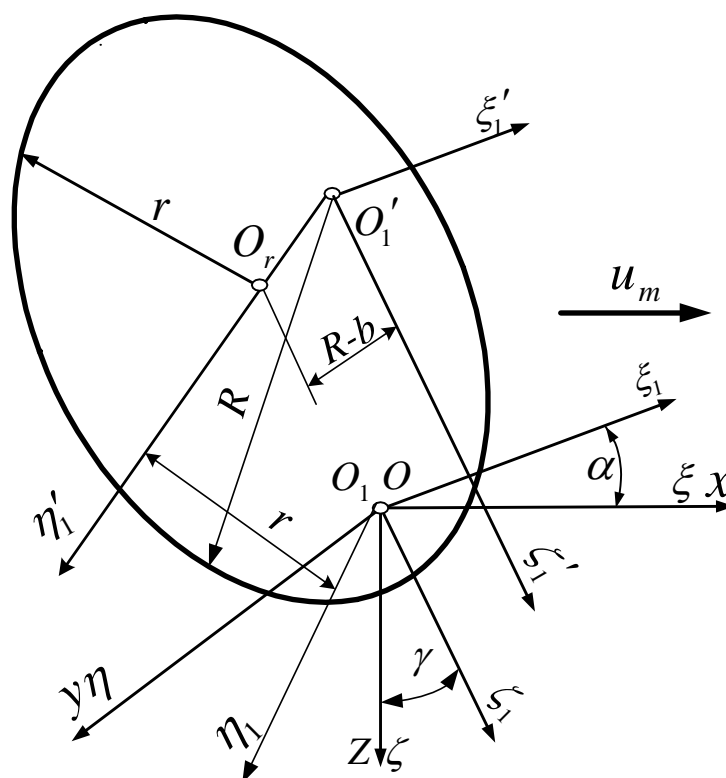
Міністерство освіти і науки України

Національний університет біоресурсів і природокористування
України

О. П. Гуцол, В. П. Ковбаса

ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ І РЕЖИМІВ РУХУ
ҐРУНТОБРОБНИХ МАШИН З ДИСКОВИМИ РОБОЧИМИ
ОРГАНАМИ

Монографія



Київ 2016

Затверджено вченою радою Національного університету біоресурсів і природокористування України (протокол № від

Рецензенти:

Чаусов М. Г., професор, доктор технічних наук, професор кафедри механіки Національного університету біоресурсів і природокористування України

Сало В. М., професор, доктор технічних наук, декан факультету сільськогосподарського машинобудування Кіровоградського національного технічного університету

Гуцол О. П., Ковбаса В. П.

Обґрунтування параметрів і режимів руху ґрунтообробних машин з дисковими робочими органами: Монографія. – Київ, 2016. – 145 с.

Монографію написано за матеріалами теоретичних і експериментальних досліджень параметрів та режимів руху ґрунтообробних машин із дисковими робочими органами.

Виконано аналіз дискових ґрунтообробних робочих органів, методів формалізації ґрунту, моделей зв'язку напружень із деформаціями в ґрунті, методів розв'язання задач взаємодії робочих органів машин з ґрунтом та методів оптимізації кінематичних режимів руху ґрунтообробних агрегатів.

На основі розв'язання задач контактної взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом встановлені аналітичні залежності зв'язку параметрів і режимів їх роботи в залежності від механічних властивостей ґрунту та вимог до процесу його обробітку. Визначені аналітичні функції для оптимізації руху ґрунтообробного МТА в залежності від його параметрів та профіля поля.

Викладені методи та результати експериментальних досліджень взаємодії робочих органів із ґрунтом та визначення тягових характеристик ґрунтообробних машин.

Для наукових працівників, інженерів, конструкторів, аспірантів, викладачів та студентів ВНЗ.

ЗМІСТ

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
ПЕРЕДМОВА		5
РОЗДІЛ 1. СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ІЗ ҐРУНТОМ		8
1.1.	Стан досліджень методів формалізації ґрунту за умов взаємодії з ним робочих органів	8
1.1.1	Загальна схема формалізації процесу обробітку ґрунту	8
1.1.2.	Ґрунт, його склад та властивості	11
1.1.3.	Формалізація ґрунту як об'єкту, з яким взаємодіють робочі органи	14
1.1.4.	Загальна модель зміни властивостей ґрунту під дією дискового робочого органу	15
1.2.	Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту	21
1.3.	Аналіз результатів досліджень взаємодії дискових робочих органів з ґрунтом	29
РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВОГО РОБОЧОГО ОРГАНУ З ҐРУНТОМ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІЇ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМУ РУХУ АГРЕГАТУ		37
2.1.	Формалізація процесу взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом	37
2.2.	Визначення фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища	38
2.3.	Кінематика взаємодії робочого органу з ґрунтом	53
2.4.	Аналіз швидкостей переміщень та деформацій на поверхні контакту дисковий робочий орган-ґрунт	66
2.5.	Аналіз напружень та сил опору на поверхні контакту дисковий робочий орган-ґрунт	79

<i>1</i>	<i>2</i>	<i>3</i>
2.6.	Визначення функції оптимізації кінематичного режиму руху агрегату	85
РОЗДІЛ 3.	ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ІЗ ҐРУНТОМ	98
3.1.	Програма експериментальних досліджень	98
3.2.	Експериментальна установка	99
3.3.	Методика проведення експериментальних досліджень	102
3.3.1.	Методика визначення властивостей ґрунту	102
3.3.2.	Дослідження агротехнологічних показників якості обробітку ґрунту дисковими боронами	106
3.3.3.	Визначення тягово-енергетичних показників дискового робочого органу	110
3.3.4.	Визначення енергетичних показників роботи МТА при оптимальній швидкості	111
РОЗДІЛ 4.	РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	113
4.1.	Результати визначення тягового опору дискових робочих органів	113
4.1.1.	Агротехнологічні умови проведення досліджень	113
4.1.2.	Визначення опору ґрунту переміщенню дисків	114
4.2.	Результати визначення енергії МТА при реалізації оптимального швидкісного режиму	117
РОЗДІЛ 5.	МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ШВИДКІСНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МТА З ДИСКОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ	121
5.1.	Визначення початкових умов для оптимізації	121
5.2.	Процедура оптимізації швидкісного режиму руху МТА та його реалізація	122
ВИСНОВКИ		123
СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ		126

ПЕРЕДМОВА

Забезпечення виробництва продукції рослинництва пов'язане з якісним обробітком ґрунту. При цьому в залежності від його механічних та фізико-механічних властивостей можуть застосовуватись різні технології його обробітку, але всі вони так чи інакше пов'язані зі взаємодією робочих органів із ґрунтом. Якщо навіть мова йде про технологію “No Till”, то все одно вона пов'язана із взаємодією робочого органу (сошника) з ґрунтом. При цьому на ці процеси взаємодії суттєво впливають як параметри та режими роботи самих робочих органів, так і механічні властивості ґрунту [4, 6, 7, 9].

Крім того, оскільки встановлено, що на енергомісткість цих процесів суттєвий вплив має швидкість переміщення робочих органів (це пов'язане з впливом динамічної в'язкості ґрунту), то постає питання про оптимальну швидкість руху самого агрегату. Крім того, на енергомісткість виконання операції суттєво впливатиме кут нахилу поля в напрямку руху агрегату. Тому визначення раціональних параметрів та режимів руху робочих органів (зокрема дискового типу) та оптимізація режимів руху машинно-тракторних агрегатів, що комплектуються машинами з дисковими робочими органами, в залежності від механічних властивостей ґрунту та макрорельєфу поля є актуальною темою досліджень, яка спрямована на енергозбереження.

При аналізі взаємодії робочих органів з ґрунтом важливе значення має спосіб формалізації процесу взаємодії. В останніх дослідженнях доведено, що найбільш адекватною є формалізація ґрунту як квазісуцільного середовища з проявом таких властивостей як пружність, в'язкість, сухе тертя, які в свою чергу залежать від типу ґрунту та його фізико-механічних властивостей [29, 74-76, 96, 97].

Для вирішення задач взаємодії робочих органів із ґрунтом необхідно, крім формалізації самого ґрунту, встановити адекватність представлення

рішень у вигляді одномірних, плоских розв'язків та поєднання двох плоских взаємно перпендикулярних рішень.

Дослідження, в яких вирішувались одномірні задачі взаємодії робочих органів із ґрунтом [10, 24, 60], не враховують геометричні розміри та форму робочих органів. Розподілений по поверхні робочого органу тиск зводиться до рівнодіючої, прикладеної в деякій точці поверхні. Така постановка задач дозволяє враховувати лише проекцію площі робочого органу на площину, перпендикулярну до напрямку його переміщення, і не дозволяє навіть урахувати відмінність в опорі переміщенню робочих органів із різним співвідношенням глибини обробітку та ширини захвату. Такі рішення базуються на відомій раціональній формулі В. П. Горячкіна, яка є розвитком феноменологічної залежності Ейлера, що характеризує опір переміщенню тіла в середовищі [45,52], і можуть мати лише історичне значення. Неправомірність таких рішень підтверджується, зокрема результатами досліджень А. Н. Зеленіна [58].

Друга складова зниження енергомісткості процесів обробітку ґрунту і взагалі процесів, пов'язаних із роботою мобільних машинно-тракторних агрегатів, є оптимізація їх швидкісних режимів руху, що залежать від тягової потужності мобільних енергозасобів та опорів, що спричинені машинами, якими виконуються технологічні операції. Слід відзначити, що такі роботи проводяться в напрямку оптимального завантаження енергозасобів шляхом раціонального комплектування машинно-тракторних агрегатів. Такий підхід не можна вважати досконалим, оскільки у зв'язку зі значним впливом на енергетичні показники оточуючого середовища (матеріалів та середовищ, що обробляються, та макронерівностей профілю полів), виникають суттєві відхилення в розрахункових параметрах МТА.

Метою монографії є викладення результатів досліджень, пов'язаних зі зниженням енергомісткості процесів обробітку ґрунту шляхом визначення

раціональних параметрів та режимів роботи дискових робочих органів та оптимізації режимів руху агрегатів з дисковими робочими органами.

Досягнення поставленої мети передбачає вирішення наступних *задач*:

- розробка *механічної моделі та фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій ґрунту* при суттєвому прояві пластичних та в'язких властивостей;
- отримання на основі вирішення просторових контактних задач механіки суцільного середовища *залежності розподілу переміщень, швидкостей деформацій та напружень на поверхні контакту* дискового робочого органу з ґрунтом;
- виведення функціональної залежності сил опору ґрунту при роботі дискових робочих органів в залежності від параметрів та режимів їх роботи та механічних властивостей (просторова задача);
- на основі розв'язання варіаційної задачі отримати функцію для визначення оптимальної швидкості руху машинно-тракторного агрегату (на прикладі дискових ґрунтообробних машин), що дозволяє забезпечити мінімум витрат енергії в залежності від тягової потужності та умов оточуючого середовища.

В основу роботи покладено узагальнення результатів наукових досліджень авторів, виконаних у 2009-2016 роках.

Авторам приємно скористатись можливістю висловити щиру подяку рецензентам за корисні зауваження та пропозиції.

Робота буде корисною працівникам науково-дослідних та проектно-конструкторських організацій і виробничих підприємств, аспірантам, докторантам, викладачам та студентам ВНЗ, що займаються питаннями взаємодії ґрунтообробних робочих органів машин із ґрунтом та експлуатації МТА, а також багатьом спеціалістам, що цікавляться сучасним станом теоретичних та експериментальних досліджень у цій галузі.

РОЗДІЛ 1. СТАН ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ІЗ ҐРУНТОМ

1.1. Стан досліджень методів формалізації ґрунту за умов взаємодії з ним робочих органів

1.1.1. Загальна схема формалізації процесу обробітку ґрунту

Механічна дія робочих органів ґрунтообробних машин (обробіток ґрунту) спрямована на зміну фізико-механічних властивостей ґрунту з метою підвищення його потенціальної енергії, яка використовується рослинами. Механічний обробіток ґрунту здійснюється в результаті направленої дії робочих органів ґрунтообробних машин на ґрунт і може бути представлений схемою, наведеною на рис. 1.1 [74].

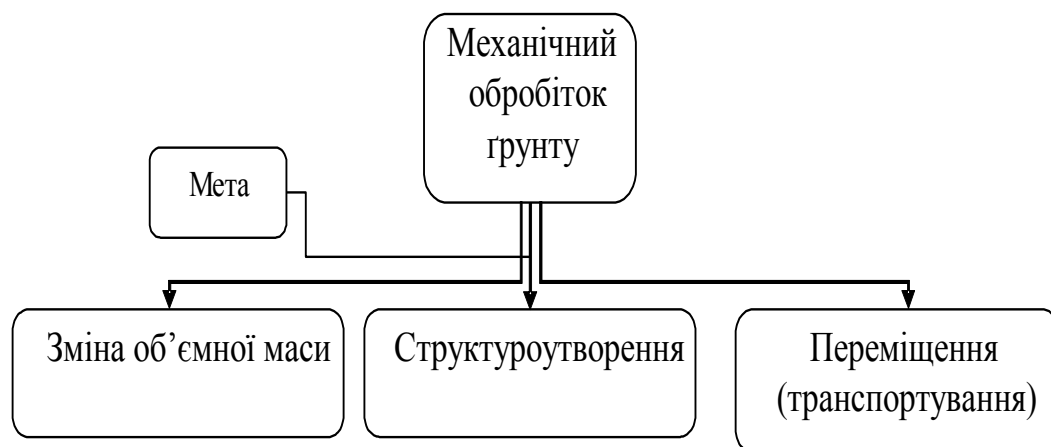


Рис. 1.1. Схема механічного обробітку ґрунту

Зміна об'ємної маси ґрунту відбувається в результаті реакцій ґрунту на послідовні дії на нього робочого органу ґрунтообробної машини. Ці дії проявляються в створенні напружено-деформованого стану ґрунту, в результаті чого виникають пружні зворотні деформації (пружна складова), а після перевищення граничного значення критерію міцності (межі пластичності) відбуваються незворотні деформації. Формалізована схема механічного обробітку ґрунту наведена на рис. 1.2.

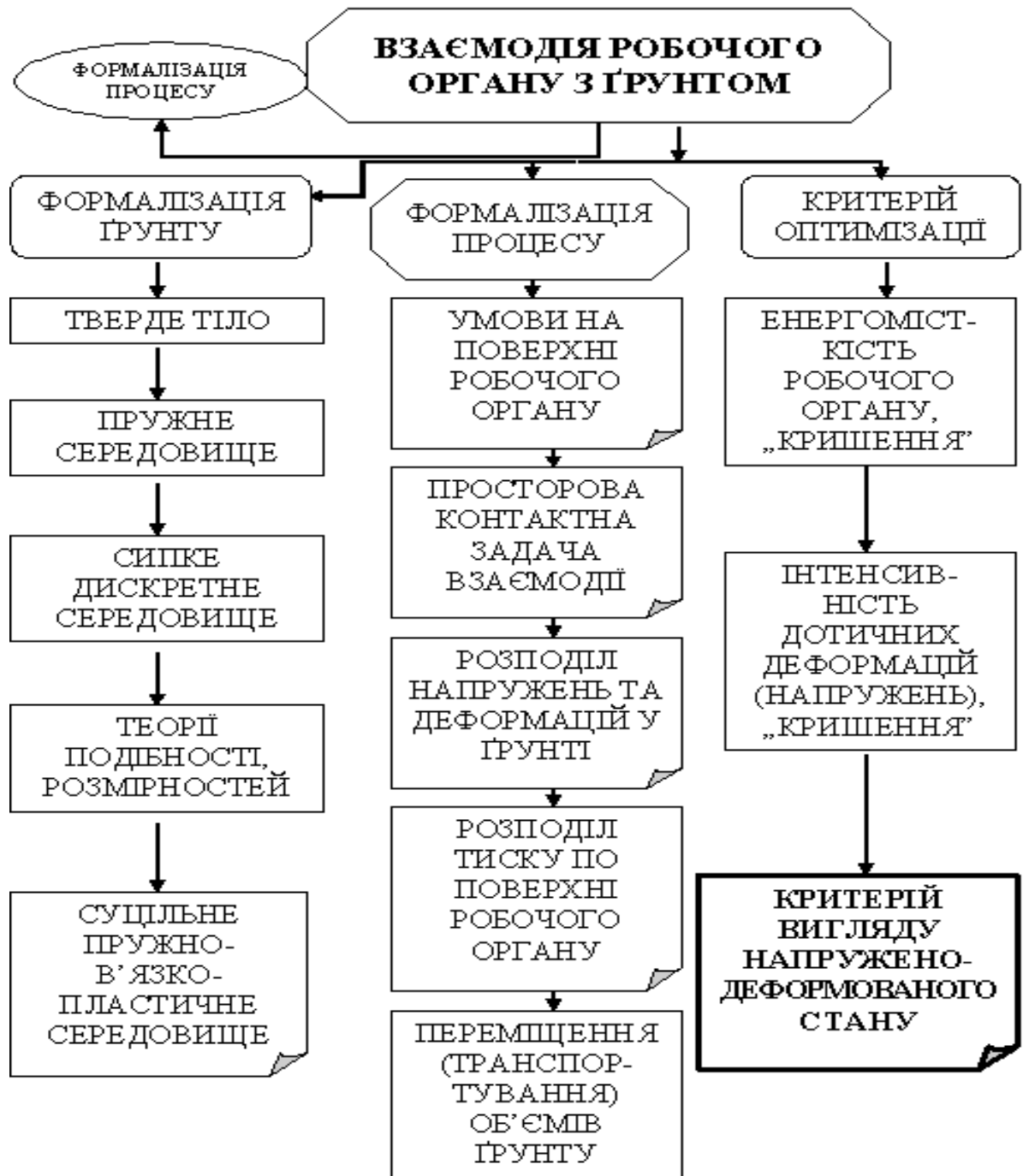
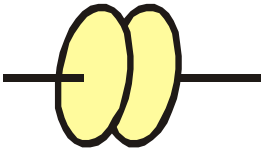

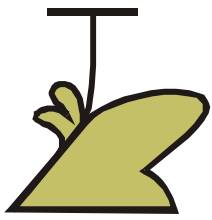
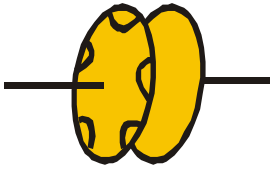
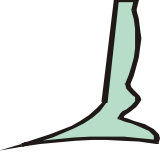
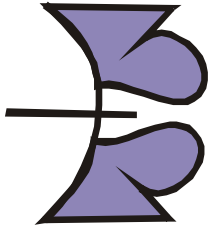
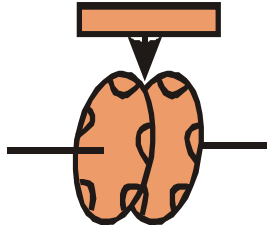






Рис.1.2. Схема формалізації механічного обробітку ґрунту

Зміни технологічних властивостей ґрунту при його механічному обробітку відбуваються під дією робочих органів пасивної або активної дії. Класифікація робочих органів пасивної дії, виконана проф. Дубровіним В. О. [52], наведена в таблиці 1.1.

Основні типи пасивних робочих органів ґрунтообробних машин

Вид та глибина (см) обробітку ґрунту	Типи ґрунтообробних машин для основного обробітку ґрунту		
	Плуги полицеві	Дискові знаряддя	Чизельні знаряддя
Поверхневий (0-8)	-	Дискові луцильники 	Легкі культиватори 
Мілкий (8-16)	Плуги-луцильники 	Дискові борони 	Важкі культиватори 
Середній (16-24)	Обертові плуги загального призначення 	Важкі дискові борони 	Плоскорізи, чизель-культиватори 
Глибокий (24-32)	Плуги ярусні 	Дискові плуги 	Чизельні плуги, глибоко-розпушувачі 

1.1.2. Ґрунт, його склад та властивості

Ґрунтом називають поверхневий диспергований (здрібнений) шар земної кори, найважливішою властивістю якого є родючість. Під родючістю розуміють здатність ґрунту задовольняти впродовж усього вегетаційного періоду потребу культурних рослин у поживних речовинах, воді, повітрі і теплі.

Ґрунт є багатофазним середовищем з певним запасом теплової, хімічної енергії та енергії живих організмів, що живуть у ній. До складу ґрунту входять три основні фази: тверда, рідка і газоподібна.

Тверда фаза має складну будову: поряд з мінеральною частиною вона містить органічну частину (гумус), а також мікрофлору і мікрофауну.

Рідка фаза складається, в основному, з водного розчину мінеральних і органічних солей та кислот, а газоподібна — з повітря, в якому містяться різні гази і пари води.

Ґрунт, як уже зазначалося, є пористим тілом. Під пористістю ґрунту розуміють відношення об'єму всіх пор, заповнених водою та повітрям, до загального об'єму ґрунту. Розрізняють некапілярні і капілярні пори. Некапілярні пори – це проміжки між ґрунтовими агрегатами й окремими структурними грудочками. Маючи порівняно великі розміри, некапілярні пори не затримують дощову воду і вона під дією сили тяжіння вільно стікає у нижні шари ґрунту, а проміжки заповнюються повітрям. Капілярні пори пронизують переважно структурні агрегати й грудочки, мають дуже малі розміри, добре затримують дощову воду. По капілярах ґрунтового води піднімаються до поверхні.

Ґрунтове повітря, що заповнює великі пори, вільно сполучається з атмосферним повітрям і реагує на зміну температури, тиску, вологості атмосферного повітря.

Основним джерелом води для живлення і життєдіяльності рослин є ґрунтова волога. У ґрунті розрізняють чотири основних категорії води: зв'язану, капілярну, вільну (гравітаційну) і пароподібну. Зв'язана вода (не вільна), тонким шаром розташовується навколо ґрунтових часток і міцно утримується адсорбційними силами. Капілярна вода утримується в найбільш тонких порах між ґрунтовими агрегатами та у внутрішньо агрегатних капілярах і під дією меніскових сил може переміщатися в ґрунті в напрямку розташування капілярних пор. Пароподібна вода знаходиться в ґрунтовому повітрі у формі водяної пари. Вона завжди перебуває в стані руху і може пасивно переміщуватися разом з потоками повітря.

Тверді мінеральні елементи ґрунту являють собою частинки різних розмірів, класифікація яких (за І. А. Качинським) наведена в таблиці 1.2. [71].

Таблиця 1.2.

Структурний склад ґрунту

Фракція	Діаметр фракцій, мм
Каміння	> 3
Гравій	1-3
Пісок	0.05 – 1.0
Пил	0.001 – 0.05
Мул	0.0001 – 0.001
Колоїди	< 0.0001

Процентний вміст твердих мінеральних елементів ґрунтових фракцій характеризує тип та фізико-механічні властивості ґрунту. Так, ґрунти з високим відсотком вмісту мулкуватих частинок відносяться до важких. Ґрунти з великим вмістом піску характеризуються як легкі. Найбільш

цінними за механічним складом вважають суглинкові та супіщані ґрунти з вмістом мулистих частинок від 10 до 40 %.

Згідно з класифікацією І. А. Качинського, в залежності від співвідношення частинок „фізичної глини” ($d \leq 0,0001 \text{ мм}$) та „фізичного піску” ($d \geq 0,0001 \text{ мм}$) ґрунти умовно ділять на такі основні типи (табл. 1.3).

Таблиця 1.3.

Класифікація ґрунтів за гранулометричним складом

Тип ґрунту	Вміст частинок „фізичної глини” та „фізичного піску”, %	
	„Фізична глина”	„Фізичний пісок”
Пісок незв’язний	0-5	100-95
Пісок зв’язний	5-10	90-95
Супісь	10-20	80-90
Суглинок легкий	20-30	70-80
Суглинок середній	20-45	55-80
Суглинок важкий	30-60	40-70
Глина легка	40-75	25-60
Глина середня	50-85	15-50
Глина важка	>65	<35

Розрізняють ґрунти структурні і безструктурні. Структурні ґрунти можуть розпадатися на окремі, різні за величиною і формою агрегати, грудочки, зерна й утворювати ґрунтовий об’єм із різними типами упаковки агрегатів, що суттєво впливає на їх агрономічну цінність. Безструктурний ґрунт звичайно представляє собою або щільну масу з дрібних пилоподібних частинок (діаметром менше 0,25 мм), або складається з переущільнених (із низькою пористістю) великих агрегатів діаметром від 1 до 10 см і більше.

Властивість окремих частинок ґрунту створювати стійкі механічні системи називають зв'язністю. Зв'язність залежить від механічного складу ґрунту, вмісту в ньому води, повітря, солів, гелів і т. д. Фізична природа походження фізико-механічних зв'язків не належить до об'єкту та предмету досліджень, пов'язаних із дослідженнями напружено-деформованого стану ґрунту при зміні його фізико-механічних властивостей механічною дією робочих органів ґрунтообробних машин.

У зв'язку з цим, слід розглядати лише ті властивості ґрунту, які можуть бути змінені в процесі механічного його обробітку.

1.1.3. Формалізація ґрунту як об'єкту, з яким взаємодіють робочі органи

Для аналізу взаємодії робочих органів з ґрунтом останній повинен бути формалізований у вигляді моделі того чи іншого середовища таким чином, щоб властивості цієї моделі найбільш повно відповідали властивостям реального ґрунту.

Проблемі взаємодії ґрунтообробних робочих органів із ґрунтом присвячена значна кількість робіт. Великої уваги заслуговує класифікація моделей взаємодії, зроблена проф. А. С. Кушнар'євим. [97, 98]. В основу цієї класифікації покладено форму представлення моделі будови ґрунту й види деформацій, які виникають в процесі взаємодії. Такий підхід дозволяє згрупувати зроблені багатьма дослідниками спроби розробити ті чи інші моделі взаємодії різних робочих органів за певними ознаками. Це полегшує аналіз виконаних досліджень і дозволяє зробити необхідні висновки. По формі представлення моделі побудови ґрунту всі роботи, які стосуються взаємодії робочих органів із ґрунтом, можна розділити на чотири групи:

- 1) тверде тіло;
- 2) суцільне пружне середовище;

- 3) суцільне нестискуване сипке середовище;
- 4) суцільне пружно-в'язко-пластичне середовище.

При цьому, в якості аналітичного апарату використовуються: методи механіки твердого тіла, методи теорії пружності та її спрощені варіанти, методи механіки ґрунтів, методи теорії подібності та розмірностей, методи статистичної механіки.

1.1.4. Загальна модель зміни властивостей ґрунту під дією дискового робочого органу

Результатом процесу обробітку ґрунту є зміна його фізико-механічних властивостей. Враховуючи механічну дію робочих органів ґрунтообробних машин на ґрунт, можна змінити функціонально зв'язані між собою щільність, пористість та питомий об'єм твердої фази. В залежності від мети обробітку ґрунту, ці величини необхідно змінювати в сторону збільшення або зменшення [14, 96, 98].

Механічний обробіток ґрунту здійснюється за рахунок взаємодії робочого органу ґрунтообробної машини з ґрунтовим середовищем. Для формалізації цієї взаємодії необхідно виділити два послідовних процеси. Перший – це створення напружено-деформованого стану й другий – забезпечення переміщення ґрунту в просторі та часі. Як в першому, так і в другому процесі, відбуваються зміни фізико-механічних властивостей ґрунту.

В першому процесі під дією деформатора в ґрунті виникають напруження. Напруження середовища викликають в ньому деформації об'ємні (деформації першого роду) та формозміни, або зсувні (деформації другого роду). При цьому, перший процес (створення напружено-деформованого стану) слід розділити на дві фази – фазу малих деформацій до

порушення суцільності й руйнування зв'язків між ґрунтовими частинками – фазу руйнування суцільності й пластичної течії.

Напруження, які створює робочий орган, функціонально зв'язані з деформаціями $(\varepsilon_1, \varepsilon_2, \varepsilon_3) = f(\sigma_1(t), \sigma_2(t), \sigma_3(t), \psi(x_i))$. Цей функціональний зв'язок має вигляд, який залежить від пружності, в'язкості та граничного напруження руйнування міцності. Умовно вплив співвідношень компонентів напружень (деформацій) на зміну властивостей можна виразити графічно через функцію BWV (рис. 1.3, 1.4), яка залежить від гідростатичних напружень σ_m та максимальних дотичних напружень τ_{\max} . Ці напруження виражаються через головні таким чином [1, 15, 33]:

$$\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_1 + 2\sigma_3); \tau_{\max} = \frac{1}{2}(\sigma_1 - \sigma_3), \quad (1.1)$$

де σ_1, σ_3 -- найбільше та найменше головне напруження, відповідно.

Деформації, які відбуваються в ґрунті, можуть бути зворотними в межах дії закону пружності Гука та залишковими при виконанні умови Сен-Венана [1, 197].

Під дією гідростатичної складової напружень відбуваються об'ємні деформації (зворотні або залишкові), при яких змінюються щільність, пористість та BWV . В залежності від знаку величини σ_m , щільність та пов'язані з нею величини збільшуються або зменшуються. Крім того, зміна щільності ґрунту може відбуватися під дією зсувних деформацій (дилатація) [22, 33].

Фізичні властивості ґрунту характеризуються показниками, співвідношення між якими наведені нижче. Тут і далі в тексті використовуватиметься термін „густина” ґрунту, під яким слід розуміти поняття, що в фундаментальних природничих науках визначає відношення

маси до об'єму (об'ємна маса, щільність), а одиницями виміру є $[\text{кг} / \text{м}^3]$ [22, 96, 122, 126].

Об'ємні та масові співвідношення складових ґрунту виражаються такими залежностями [22, 96, 122, 126]:

- густина твердої фази $[\text{кг} / \text{м}^3]$: $\rho_s = M_s / V_s$;
- густина сухої фази $[\text{кг} / \text{м}^3]$: $\rho_b = M_s / V_t = M_s / (V_s + V_a + V_w)$;
- загальна густина $[\text{кг} / \text{м}^3]$:

$$\rho_b = M_t / V_t = (M_s + M_w) / (V_s + V_a + V_w)$$
;
- питомий об'єм сухої фази (BVW) $[\text{кг} / \text{м}^3]$: $v_b = V_t / M_s = 1 / \rho_b$;
- пористість (відносні величини):

$$\rho_b = V_f / V_t = (V_a + V_w) / (V_s + V_a + V_w)$$
;
- коефіцієнт пористості (відносні величини):

$$e = (V_a + V_w) / V_s = V_f / (V_t - V_f)$$
;
- масова вологість $[\text{кг} / \text{кг}]$: $\Theta = M_w / M_s$;
- об'ємна вологість $[\text{м}^3 / \text{м}^3]$: $W = V_w / V_t = V_f / (V_t - V_s)$.

Залежність, яка виражає зв'язок BWV з напруженнями, має вигляд [96]:

$$BWV = m \log \sqrt{\sigma_m^2 + \tau_{\max}^2} + n \left(\frac{\tau_{\max}}{\sigma_m} \right) + b, \quad (1.2)$$

де m, n, b - емпіричні коефіцієнти, які визначаються з експериментів по деформуванню ґрунту.

Найбільш поширеною залежністю зміни густини ґрунту від напружень, що діють у ньому, є залежність, наведена А.С. Кушнар'овим [97, 98]:

$$\rho = \rho_0 + b \ln \left[\sigma_m (1 + \tau_{\max}) \right], \quad (1.3)$$

Мета механічного обробітку ґрунту зводиться до зміни його фізико-механічних властивостей. У результаті різних видів механічного обробітку можуть бути змінені такі властивості ґрунту: пористість, BWV , коефіцієнт пористості та загальна густина і, як наслідок зміни пористості, – зміна об'ємної вологості ґрунту. Всі ці величини функціонально зв'язані між собою (рис.1.3).

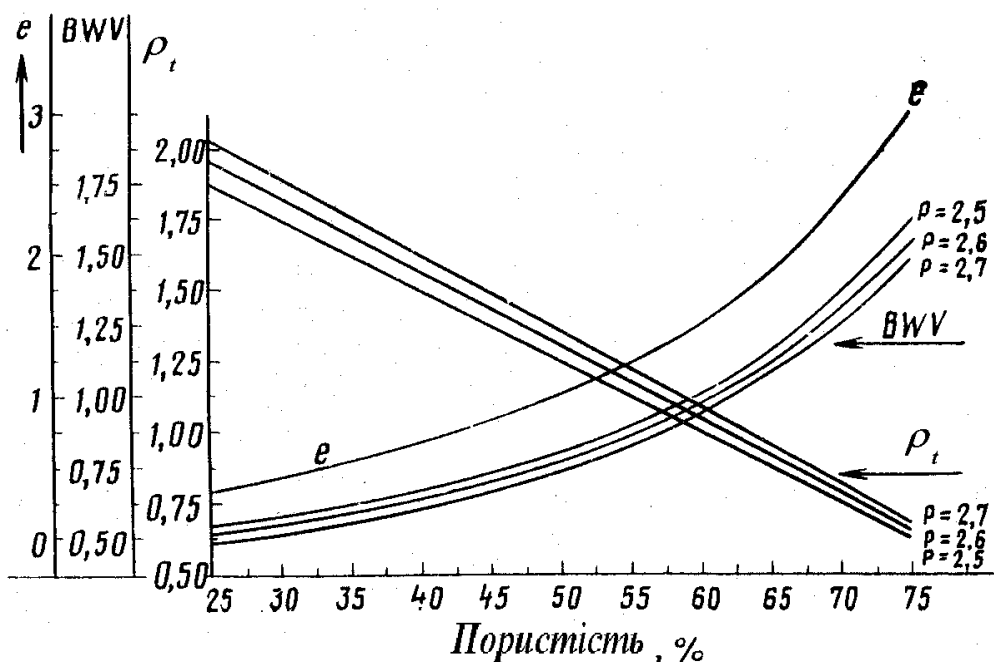


Рис. 1.3. Зв'язок між пористістю, BWV , коефіцієнтом пористості та загальною густиною

Аналіз графіків зв'язку BWV (Рис. 1.4) з інваріантами напружень та головними напруженнями свідчить про те, що зміна об'ємної маси та пористості відбувається внаслідок дилатансії та дисторсії, які в свою чергу, є наслідком створення напружено-деформованого стану певного вигляду.

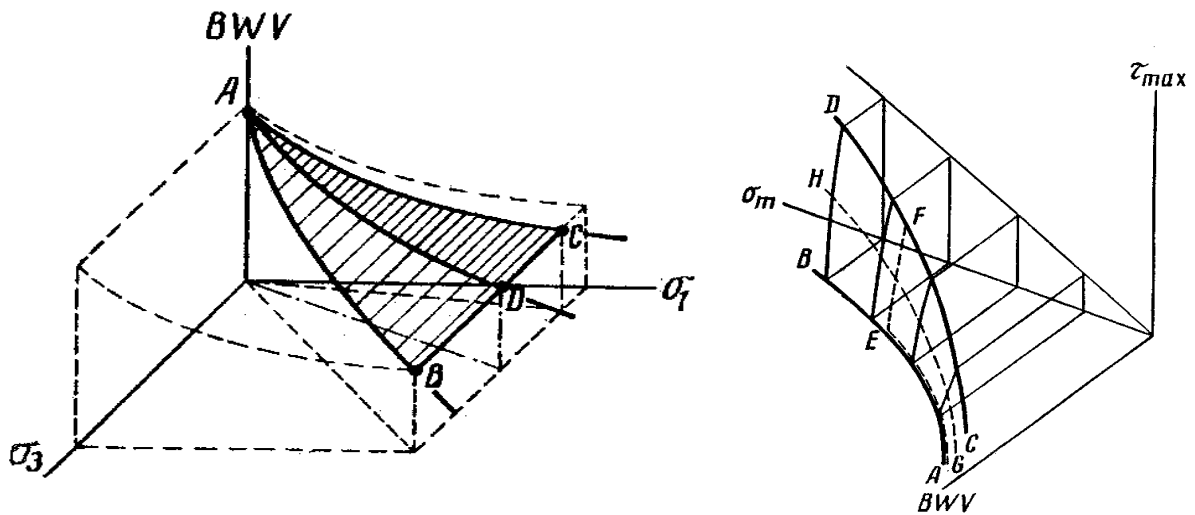
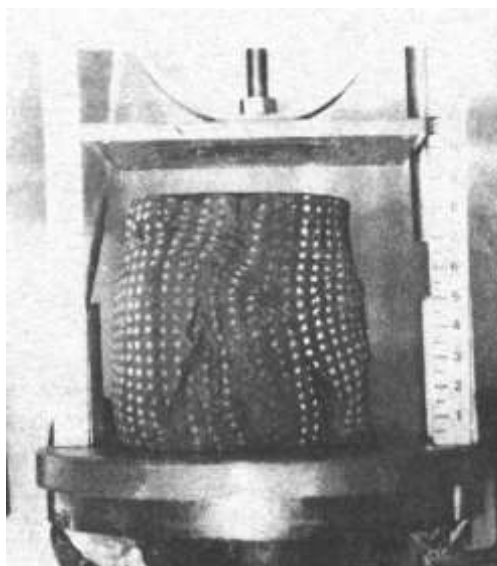
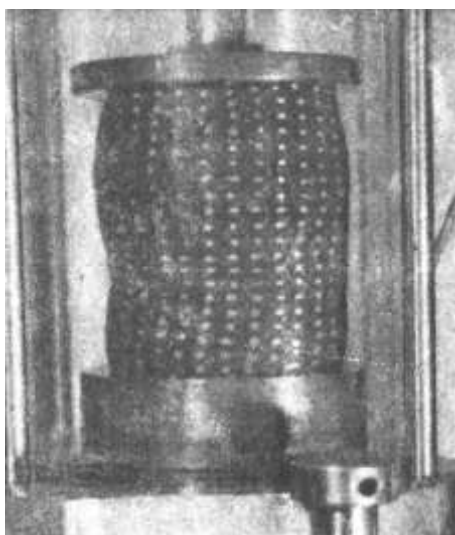


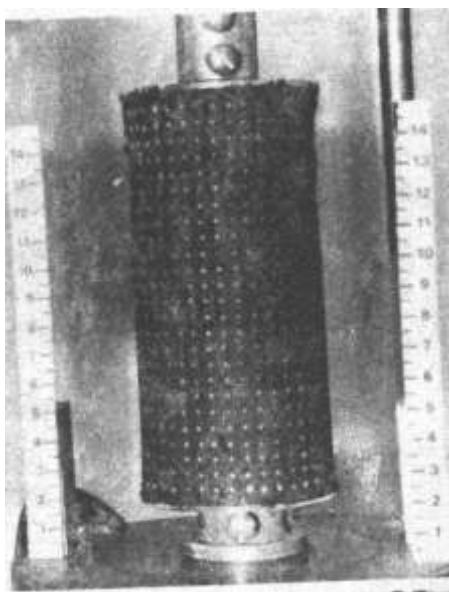
Рис. 1.4. Зв'язок між BWV та інваріантами напружень у ґрунті, між BWV та головними напруженнями в ґрунті

Елементарний об'єм ґрунту (в подальшому для простоти – точка) під дією робочого органу знаходиться в напруженому стані, який повністю визначається повним тензором напружень [1, 66, 67, 94].

Характер руйнування ґрунту, що свідчить про наявність властивостей пружності в'язкості та пластичності, показаний на рисунках, які зображують характер деформування ґрунту за різних видів навантажень (рис.1.5, 1.6).



а



б

Рис. 1.5. Характер руйнування ґрунту за різних видів навантаження:
а – одновісне стискання; б – одновісне розтягнення [214, 215].

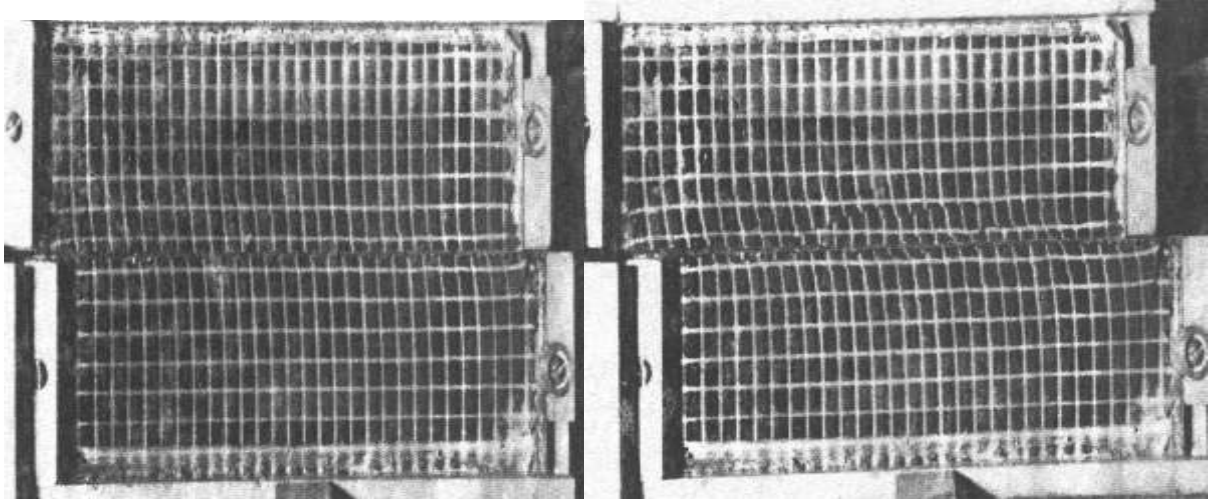


Рис. 1.6. Характер руйнування ґрунту при чистому зсуві [214, 215].

1.2. Аналіз конструкцій дискових робочих органів машин для обробітку ґрунту

Різноманітність ґрунтово-кліматичних умов, зональність сільського господарства та необхідність постійного підвищення родючості сільськогосподарських угідь, оптимізації водно-повітряного режиму використовуваних земель, запобігання водної та вітрової ерозії, обумовили наявність широкого спектру ґрунтообробних знарядь різних типів та конструкцій. Одне з провідних місць в цьому спектрі займають ґрунтообробні знаряддя з дисковими робочими органами [46].

Основними типами знарядь з дисковими робочими органами є дискові плуги, дискові луцильники та дискові борони.

Дискові плуги, в свою чергу, поділяються на прямі, сферичні та з вирізними вікнами. Їх застосовують для обробітку твердих сухих ґрунтів на глибину 25-30 см, а також ґрунтів, які містять потужні корені дерев. На звичайних ґрунтах дискові плуги показують гіршу якість оранки, ніж лемішні, тому що не забезпечують повного заробляння рослинних залишків.

Крім того, ґрунт після обробітку дисковим плугом стає більш брилистим (у порівнянні з обробітком лемішним плугом) й потребує додаткових обробок для підготовки до сівби. Характерною особливістю дискових плугів є індивідуальна система кріплення дисків, причому диски мають діаметр $D = 600 \dots 800$ мм й встановлюються до напрямку руху ґрунтообробного знаряддя під кутом $\alpha = 40 \dots 45^\circ$, а до вертикалі - під кутом $\beta = 15 \dots 20^\circ$ [121].

Дискові лушительники, відповідно до відомої класифікації [158], поділяються на сферичні, прямі, голчасті та з вирізними вікнами.

Дискові борони за призначенням поділяються на польові, садові та болотні; за типом робочого органу – на сферичні, голчасті, плоскі та з вирізними вікнами.

Дискові лушительники і борони відрізняються тим, що диски складаються в батареї на загальних, звичайно горизонтальних осях ($\beta = 0$); кут α установки дисків до лінії руху у борін не перевищує $12-25^\circ$, а у лушительників досягає до 35° .

Розрізняють такі типи дискових робочих органів: плоскі диски, сферичні диски, вирізні диски, лункоутворювачі, крильчатки, голчасті диски та дискові копачі. Конструкційні схеми цих робочих органів наведені на рис. 1.7.

Плоскі диски використовують як дискові ножі на плугах, в лушительниках, призначених для обробітку ґрунтів, схильних до вітрової ерозії, в сівалках.

Сферичні диски застосовують як робочі органи дискових плугів, лушительників, борін, іноді сівалок.

Вирізні диски встановлюють на важких боронах, які використовують як для первинного обробітку важких дернових ґрунтів, так і для розробки зв'язаних скиб, піднятих при оранці болотних та кущово-болотних земель.

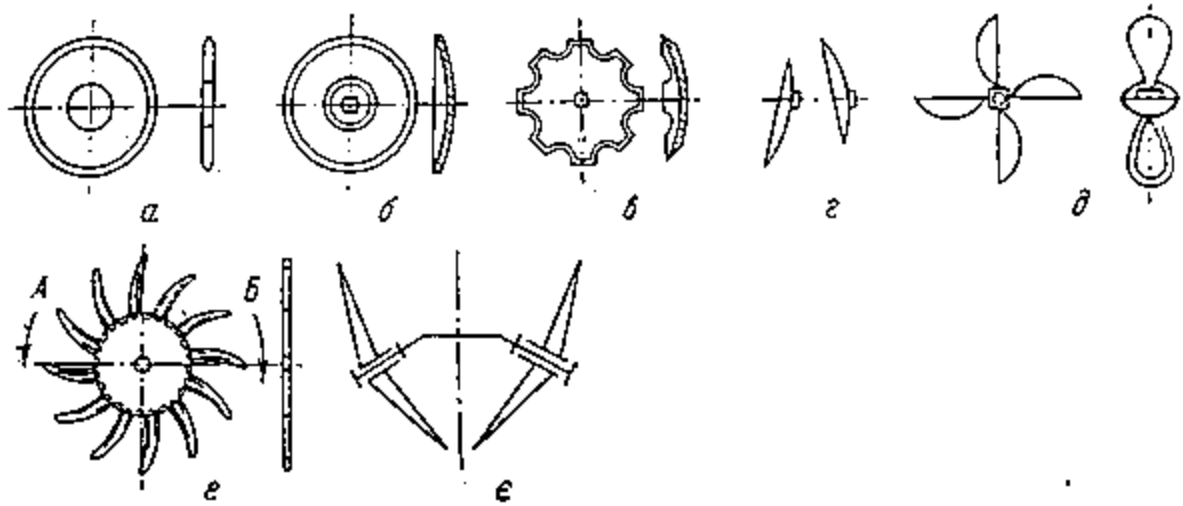


Рис. 1.7. Дисківі робочі органи:

- а) плоский диск; б) сферичний диск; в) вирізний диск; г) лункоутворювач; д) крильчатка; е) голчастий диск; є) дисковий копач

Лункоутворювач застосовують для обробітку ґрунтів, схильних до водної ерозії. Він містить модулі, складені з пари дисків, встановлених на валу ексцентрично, причому так, що один обернений відносно іншого на кут 180° . Занурюючись в ґрунт, диски утворюють лунки овальної форми ємкістю 20...25 дм³ загальною кількістю 12...14 тис. шт./га, які мають затримувати талі води.

Крильчатка використовується разом із плугом (трилопатева), чи культиватором (чотирьохлопатева) для обробітку ґрунтів, схильних до водної ерозії. Призначення її таке саме, як і лункоутворювача.

Голчастий диск – робочий орган ротаційної мотики, голчастої борони, культиватора. У відповідності до знаряддя, використовується для передпосівного обробітку ґрунту, руйнування ґрунтової кірки на посівах, для розпушування поверхні ґрунту та заробляння насіння бур'янів зі збереженням стерні на ґрунтах, схильних до вітрової ерозії, для знищення бур'янів в захисних зонах просапних культур.

Дисковий копач використовується на бурякозбиральних комбайнах, які відокремлюють гичку на корені.

Г. Н. Синєоков [159] пропонує таку класифікацію дискових робочих органів (рис. 1.8).



Рис. 1.8. Класифікація дискових робочих органів ґрунтообробних машин (за Г. Н. Синєоковим [159])

Характерними ознаками дискових ґрунтообробних знарядь є напрям обертання робочих органів та положення їх осі обертання в просторі (рис.1.9) [157, 158, 163].

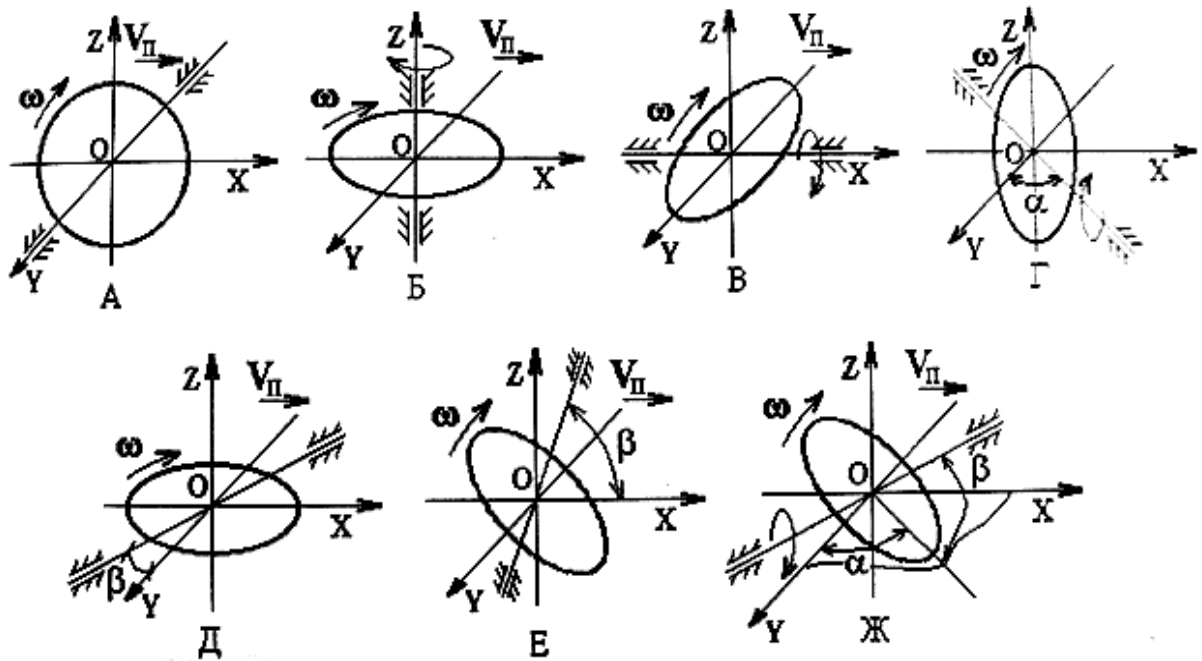


Рис. 1.9. Класифікація дисків ґрунтообробних машин та знарядь по розташуванню осі обертання [163]

Дискові ґрунтообробні знаряддя можна поділити на дві великі групи: знаряддя з активними робочими органами та знаряддя з пасивними робочими органами.

A – горизонтально-поперечне; *B* – вертикальне; *B* – поздовжнє; *Г* – повернуте; *Д* – поперечно-нахилене; *Е* – поздовжньо-нахилене; *Ж* – повернуте й нахилене.

Оскільки обертання пасивних робочих органів відбувається за рахунок взаємодії (зчеплення) робочих органів з ґрунтом, а не за рахунок додаткового джерела енергії, то вартість процесу ротаційного обробітку зменшується, відпадає необхідність в передаточних механізмах, підвищується технологічність їх виготовлення [159, 163, 196].

Як відмічалось вище, плоскі диски (рис. 1.7 а) використовують як дискові ножі на плугах, в луцильниках, призначених для обробітку ґрунтів, схильних до вітрової ерозії, в сівалках.

Сферичні диски (рис. 1.7 б, г, д, є) застосовують як робочі органи дискових плугів, луцильників, борін, іноді – сівалок.

Основні типи дисків та їх конструкційні параметри передбачені ОСТ 23.2.147-45 [127]. Відповідно до цього стандарту, встановлюються такі типи дисків ґрунтообробних посівних та висаджувальних машин:

- тип «А» – плоскі диски з центральним отвором та декількома кріпильними отворами;
- тип «В» – сферичні диски;
- тип «С» – сферичні диски з плоским днищем;
- тип «D» – сферичні диски з ексцентричним плоским диском та квадратним отвором;
- тип «Е» – плоско-сферичні диски.

Для ротаційних луцильників та борін використовуються головним чином диски типу «В». Їх виготовляють у чотирьох варіантах: диски з квадратним центральним отвором; диски з круглим центральним отвором; диски з центральним та декількома кріпильними отворами; диски з центральним квадратним та декількома кріпильними отворами. Кожен з цих варіантів має декілька конструктивних виконань. Серед них найбільш поширені диски з гладкою кромкою та диски з вирізами по периферії.

При обробці стандартними ротаційними робочими органами (рис. 1.7) ґрунт внаслідок інтенсивної дії на нього, не тільки розпушується, але й розлущується, причому інтенсивність дії на ґрунт, а відповідно, й ступінь розлущування, збільшується зі збільшенням довжини леза робочого органу, яке знаходиться в контакті з ґрунтом. Цим пояснюється той факт, що диски з вирізами по периферії (рис. 1.7 д, є) інтенсивніше, порівняно з дисками з гладкою кромкою (рис. 1.7 а, б, в, г, е), розлущують ґрунт, руйнуючи брили ударною дією хордоїдальної частини леза [196]. Підвищене розлущування ґрунту під дією стандартних дискових робочих органів підтверджується

проведеними дослідженнями [121, 130, 132, 158, 163]. Саме через це, обробіток ґрунту дисковими лушпильниками вважається особливо небезпечним в степових районах, де нерідко бувають інтенсивні пилові бурі.

В процесі роботи кожен диск вирізає в ґрунті пласт, утворюючи жолобчасте дно борозни. Вирізаний пласт падає на ґрунт частково між дисками, частково на сусідній диск, а потім уже на ґрунт. При цьому відбувається кришення, розпушування, часткове обертання та перемішування ґрунту, подрібнення бур'янів. Між жолобами залишаються гребні. Висота цих гребнів залежить від діаметра диску, відстані між дисками та кута атаки дискової борони. За висотою гребнів оцінюють якість обробітку ґрунту.

Іншими важливими показниками якості обробітку є підрізання пожнивних залишків та бур'янів, ступінь розпушування, глибина обробітку, відсутність огріхів, прямолінійність проходу агрегатів.

Еліпсоїдні диски як гладкі, так і вирізні, що відрізняються більшою ефективністю в роботі у порівнянні зі звичайними сферичними, пропонують Генрі Френсіс та Майкл Аллот [163]. В діаметральному перерізі такий диск є частиною кривої еліпса з оптимальними розмірами: велика вісь 1023 мм, мала 705 мм, а ділянка необхідної кривої еліпса обмежена хордою 810 мм, яка розташована паралельно більшій осі вихідного еліпса. Еліпсоїдна форма диску в роботі призводить до підвищених динамічних навантажень і, відповідно, до підвищеної інтенсивності дії на ґрунт. Це, в свою чергу, зумовлює інтенсивне підрізання бур'янів та подрібнення рослинних залишків. З іншого боку, збільшений, порівняно із стандартними, діаметральний розмір диска призводить до зростання вертикальної складової реакції ґрунту, що погіршує заглиблення диска в ґрунт, а динамічні явища, які виникають при обробітку, призводять до нерівномірності глибини обробітку, а також руйнування агроструктури ґрунту, її розпилення.

Відомо, що ґрунтообробне знаряддя довільної геометричної форми, в тому числі й диск, можна представити як тригранний клин, що якимось

чином зорієнтований у просторі за напрямком руху. Кут, який утворює вектор напрямку руху агрегату з площею обертання диску, є кутом його атаки [72].

Також відомо, що якість розпушення ґрунтообробними знаряддями практично повністю визначається величиною цього кута [132]. Експериментально було встановлено, що оптимально якісне розпушення відбувається при значенні кута атаки $30...50^\circ$, а при значенні кута $18...28^\circ$ диск не забезпечує якісного розпушення й не виконує агротехнічних вимог до висоти нерозпушених гребнів на дні борозни.

Також встановлено, що в конструкції, яка передбачає можливість зміни кута атаки дисків, сталість технологічного процесу залежить від конструктивних параметрів несучих елементів конструкції. Питання в тому, що в процесі роботи розпушений ґрунт, рухаючись разом із диском, набуває імпульс руху під кутом до поверхні. Величина і напрямок імпульсу напряму залежать від кута атаки. Тому деякий час шар ґрунту знаходиться у завислому стані, а диски другого ряду спроможні забезпечити технологічну надійність тільки при сталому положенні поверхні. Те ж саме стосується й опорного котка.

Підвищення якості розпушення ґрунту та технологічної надійності ґрунтообробного агрегату досягається шляхом зміни кутів постановки дисків відносно напрямку руху агрегату та оптимізацією конструктивних параметрів несучих елементів конструкції.

Для цього в ґрунтообробному агрегаті (рис. 1.10) на базовій рамі встановлені під кутом до вертикалі два ряди сферичних дисків із можливістю регулювання кута атаки в межах $30...45^\circ$, при цьому кути атаки дисків одного ряду орієнтовані по один бік, а другого ряду – по інший бік відносно напрямку руху.

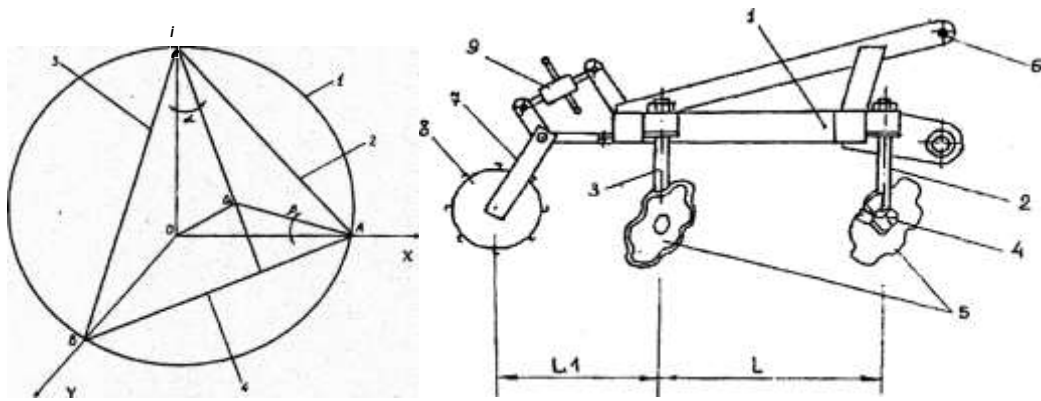


Рис. 1.10. Схема ґрунтообробного агрегату та принципова схема орієнтації диска відносно напрямку переміщення

Встановлення кута атаки диска в межах $30^\circ \dots 45^\circ$ забезпечує оптимальний режим розпушення ґрунту в широкому діапазоні ґрунтово-кліматичних умов.

1.3. Аналіз результатів досліджень взаємодії дискових робочих органів із ґрунтом

Аналіз наукових досліджень і досвід практичного застосування ротаційних робочих органів дозволяє узагальнити їх основні агротехнологічні, технічні та конструкційні показники в порівнянні з найбільш широко використовуваними робочими органами, відповідними ОСТ 23.2.147-85, (табл. 1.4).

Основними геометричними параметрами дисків є діаметр D та радіус кривизни r [121], оскільки плоский диск можна розглядати як сферичний із радіусом кривизни, що дорівнює нескінченості. З цими параметрами пов'язаний кут ε_1 , що дорівнює половині центрального кута дуги центрального перерізу диска (рис. 1.11).

Кожен із зазначених параметрів несе певне технологічне навантаження. Зі збільшенням діаметра диска D різко зростає вертикальна складова реакції ґрунту, внаслідок чого погіршується властивість його заглиблення в ґрунт.

Таблиця 1.4

Порівняльна оцінка ротаційних робочих органів (показники ротаційних робочих органів за ОСТ 23.2.147-85 обрані за 1,0)

Основні показники	Суцільний диск (відповідний ОСТ 23.2.147-85)	Кільцевий (пасивного типу)	Голчастий (пасивного типу)	Кільцевий (активного типу)	Голчастий (активного типу)
Якість обробітку за інтенсивністю руйнування структури ґрунту	1,0	1,5	1,3	1,3	1,5
Агротехнологічна якість виконання технологічного процесу	1,0	1,0	0,8	1,1	0,8
Рівень енергозбереження робочого процесу	1,0	1,5	1,3	0,6	0,8
Узагальнена технологічність виготовлення робочого органу	1,0	1,1	0,9	1,2	1,1
Експлуатаційна технологічність ґрунтообробного знаряддя	1,0	0,9	1,0	0,2	0,2
Узагальнена оцінка	1,0	1,18	1,06	0,88	0,84

Отже, діаметр диска має бути мінімально можливим за характером та умовами роботи. Діаметр диска залежить від технологічно заданої максимальної глибини обробітку ґрунту a і має бути, в крайньому випадку,

більшим за її подвоєне значення. Практикою напрацьовані такі співвідношення між D та a :

$$D = ka, \quad (1.4)$$

де k – коефіцієнт, що дорівнює для плугів 3...3,5; для борін - 4...6 і для лушпильників - 5...6.

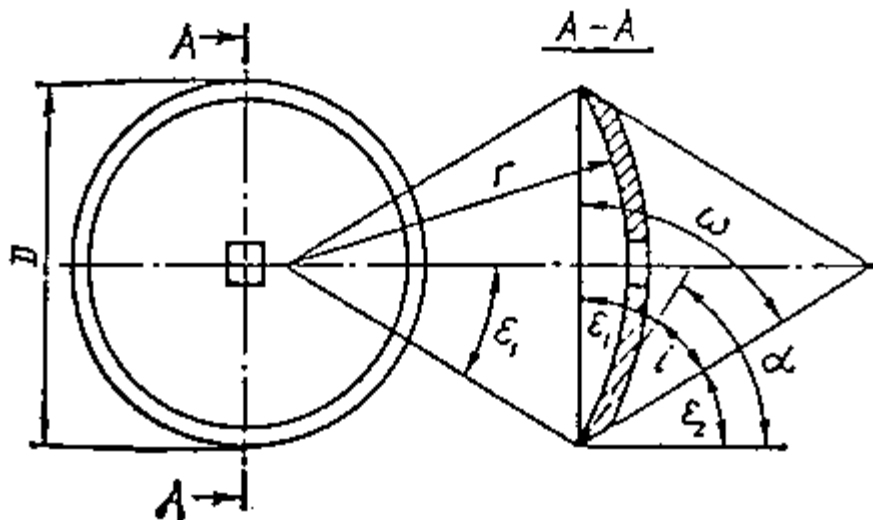


Рис. 1.11. Основні геометричні параметри диска:

D – діаметр диска; r – радіус кривизни сфери; i – кут загострення; ε_1 – передній кут; ε_2 – задній кут; α – кут різання

Радіус кривизни r визначає подрібнюючу та обертаючу спроможності диска. Чим менший радіус кривизни, тим інтенсивніше подрібнюється та обертається пласт. Як видно з рис. 1.11, між D та r існує наступна залежність:

$$D = 2r \sin \varepsilon_1. \quad (1.5)$$

Розрахунки показують, що зі зменшенням діаметра диска збільшується висота непідрізаного гребня dna після проходу при постійній глибині.

Окремі геометричні елементи дисків і параметри їх встановлення зв'язані між собою функціональними залежностями. Так, кут атаки дисків визначає бокове зміщення, обертання й кришення підрізаного пласту.

Збільшення кута атаки призводить до зменшення висоти гребнів dna борозни і покращує підрізання рослинних залишків і перемішування поверхневого шару. Проте, надмірне збільшення кута може призвести до забивання дисків ґрунтом із поживними залишками, тому граничний кут на лушчильниках не повинен перевищувати 35° .

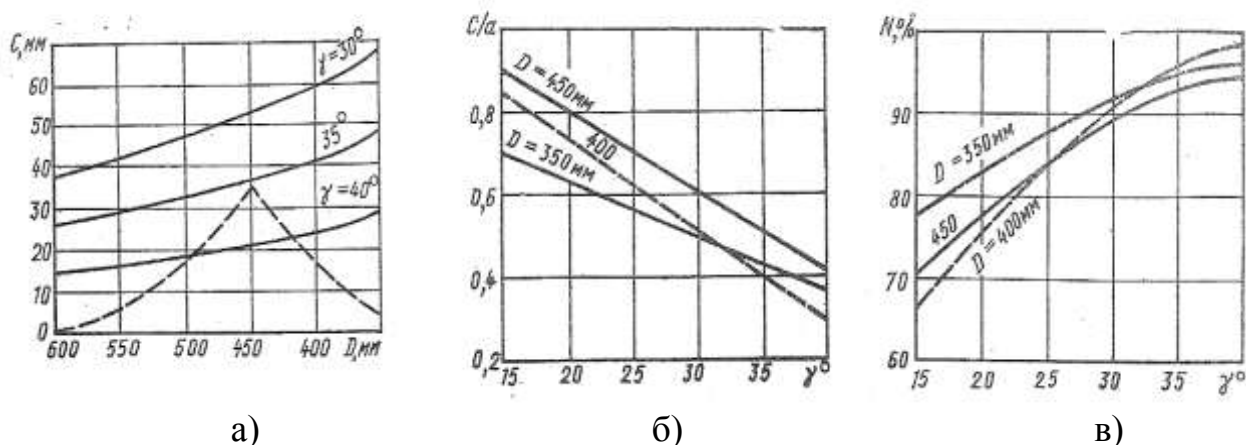


Рис. 1.12. Залежність технологічних показників роботи дисків від конструктивних параметрів:

- а) зміна висоти гребня dna C від діаметру диска D при різних кутах атаки γ ; б) зміна відношення висоти гребня dna C до глибини обробки a в залежності від кута атаки γ для дисків різного діаметру D ;
- в) залежність ступеня підрізання рослинних залишків N від кута атаки γ для дисків різного діаметру D .

Наведені на графіку (рис. 1.12) криві залежності висоти гребня від діаметра дисків для кожного кута атаки показують, що діаметр не завдає значного впливу на висоту гребня.

Суттєво впливає на цей показник якості кут атаки дисків, збільшення якого з 35° до 40° знижує висоту гребня до 22 мм для дисків діаметром 450 мм і до 26 мм для дисків діаметром 400 мм.

Фізична сутність виявленої закономірності полягає в тому, що зі зменшенням висоти гребнів дна при збільшенні кута атаки зростає кількість підрізаних рослинних залишків [101].

Сферичні диски за умов їхнього руху в ґрунті мають характер руху як чистого кочення, так і кочення з ковзанням і кочення з буксуванням. На характер кочення дисків основний вплив має величина кута атаки. При малих кутах атаки диски через недостатній тиск на їхню бокову поверхню котяться в ґрунті з ковзанням.

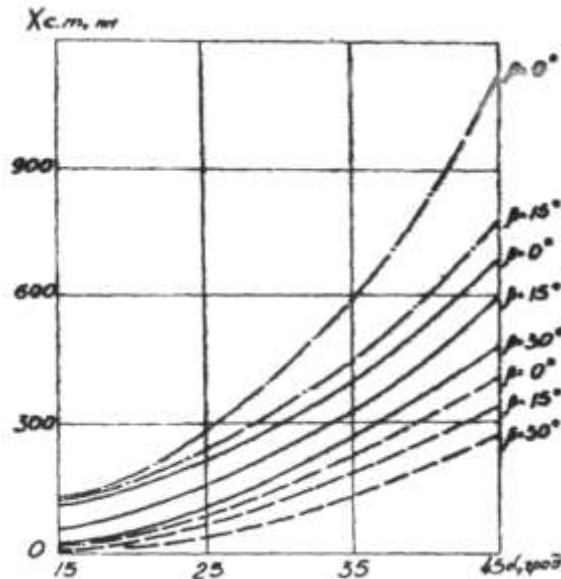


Рис. 1.13. Залежність повздовжнього переміщення середньої точки пласту x_{cm} від кута атаки α , кута нахилу осі обертання до горизонту β .

Зі збільшенням кута атаки тиск на робочу поверхню диска збільшується, в результаті спочатку відбувається зменшення ковзання дисків, а потім від кочення з ковзанням диски переходять до кочення з буксуванням. Нахилення дисків призводить до зміщення кривих у сторону більшого ковзання, при тому що нормальний тиск на диск зменшується (рис.1.13).

Зменшення радіусу кривизни в усіх випадках викликає зміщення кривих у сторону буксування й зменшення кута атаки, який відповідає чистому коченню дисків. Це відбувається тому, що зі збільшенням кривизни підвищується інтенсивність деформації ґрунту й зростає тиск на робочу поверхню. При цьому збільшується також значення проекції сили нормального тиску ґрунту на площину обертання диску, яка разом із силою тертя створює обертальний момент.

Аналіз даних показує, що поздовжнє переміщення центру ваги поперечного перерізу пласту збільшується прямо пропорційно діаметру диска. Зі збільшенням кута атаки спостерігається різке збільшення поздовжнього переміщення ґрунтової маси. Збільшення радіусу кривизни є причиною деякого зменшення поздовжнього переміщення розпушеного ґрунту.

Розрахунками встановлено, що питомий робочий опір диска змінюється у великих межах в залежності від кута атаки. Мінімальне значення питомого робочого опору припадає на кут атаки $25 - 35^\circ$. Збільшення питомого робочого опору при великих кутах пояснюється більш крутою постановкою робочої поверхні диска відносно руху агрегату, яка викликає більш інтенсивну деформацію пласту й більше поздовжнє переміщення ґрунту.

Нахил дисків на кут β призводить майже в усіх випадках до значного зменшення робочого опору, оскільки при цьому відбувається більш плавне заповзання шару на диск, у результаті чого ґрунт менше деформується й переміщується в просторі на меншу відстань. Зі зменшенням кута атаки різниця в величині сили питомого робочого опору у вертикальних і нахилених дисках скорочується.

Зменшення радіусу кривизни диска майже в усіх випадках призводить до росту робочого опору. За великих кутів атаки це пояснюється більш інтенсивною деформацією ґрунту дисками більшої кривизни, а за малих – воно є результатом збільшення площі контакту тильної сторони диску зі стінкою борозни. Досліди з плоскими дисками показали, що їх опір набагато більше сферичних, особливо при крутій постановці відносно лінії руху знаряддя.

Отримані дані показують, що максимальне значення питомої величини поперечної сили припадає на кут атаки $30 - 35^\circ$. Різке зменшення цієї сили при малих кутах атаки відбувається в результаті протидії, створеній стінкою борозни на тильну сторону диска. При великих кутах атаки ця сила зменшується внаслідок зменшення поперечної складової нормального тиску ґрунту на диск.

Збільшення кута нахилу диска від 0 до 30° зменшує питому величину поперечної сили більш, ніж у два рази в результаті зменшення дальності поперечного відкидання пласти та розширення зони контакту тильної сторони диску зі стінкою борозни.

Зі збільшенням радіусу кривизни та зменшення діаметру диска питома величина поперечної сили дещо зростає. Вплив діаметра і радіусу кривизни посилюється при більш пологій постановці робочих органів.

Вертикальна складова реакційних сил, які діють на диски, направлена вгору і врівноважується вагою знаряддя. Основним параметром, який впливає на величину сили, є кут атаки. За малих кутів атаки сила має велику величину. Зі збільшенням кута сила зменшується, а при куті атаки 45° і куті нахилу 15° вона має навіть від'ємний знак.

Така залежність пояснюється тим, що за малих кутів атаки сферичний диск наближається по принципу роботи до дискового ножа, в якого вертикальна складова сили різання має велику величину й диск виштовхується з ґрунту. Зі збільшенням кута атаки вплив вертикальної складової сили різання на загальне значення сили зменшується, тоді як

величина складової нормального тиску деформуючого шару на диск, направленої вниз, росте [121].

На основі проведеного аналізу досліджень щодо формалізації процесів взаємодії робочих органів із ґрунтом встановлено, що найбільш адекватною є формалізація ґрунту у вигляді квазісуцільного середовища з властивостями пружності, в'язкості та пластичності. При цьому механічна модель та фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій потребує уточнення з метою більш точного врахування суттєвого впливу сухого та в'язкого тертя в процесі в'язкопластичних деформацій.

Аналіз відомих досліджень взаємодії дискових робочих органів свідчить про відсутність достатньо адекватних залежностей зв'язку параметрів та режимів їх роботи, внаслідок чого з'являється досить багато технічних рішень, застосування яких дає лише локальні (у конкретних умовах) ефекти.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ВЗАЄМОДІЇ ДИСКОВОГО РОБОГО ОРГАНУ З ҐРУНТОМ ТА ВИЗНАЧЕННЯ ФУНКЦІЇ ОПТИМІЗАЦІЇ РЕЖИМУ РУХУ АГРЕГАТУ

2.1. Формалізація процесу взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом

У процесі взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом частинки останнього здійснюють переміщення разом із поверхнею диска, що знаходиться у безпосередньому контакті з ґрунтом. При цьому проковзування частинок по поверхні відбувається в усіх напрямках, тому воно має однаковий внесок щодо компонентів переміщень й може бути враховане одним коефіцієнтом, який відображує це проковзування.

Внаслідок переміщень точок ґрунтового середовища на поверхні контакту переміщуються й точки ґрунту на відстані від цієї поверхні. Швидкості зміщень цих точок на поверхні та на відстані від поверхні контакту різні, отже диференціали швидкостей компонент переміщень точок ґрунту за відповідними напрямками визначають швидкості деформацій, які в свою чергу, пов'язані з напруженнями в ґрунті через фізичні рівняння, що включають в себе механічні властивості ґрунту.

Для розв'язання задачі про розподіл напружень у ґрунті та на поверхні контакту, необхідно спочатку розв'язати контактну задачу щодо визначення кінематичних величин (компонент швидкостей переміщень). Диференціювання останніх по напрямках координат дозволяє отримати компоненти відносних швидкостей деформацій.

В подальшому використання фізичних рівнянь зв'язку компонент швидкостей деформацій із компонентами напружень дозволяє визначити останні в залежності від механічних властивостей ґрунту, а інтегрування компонентів напружень по поверхні контакту диска з ґрунтом дозволяє визначити компоненти сил опору дискового робочого органу в залежності від

геометричних параметрів, кінематичних режимів роботи та механічних властивостей ґрунту.

Таким чином, в першу чергу, необхідно визначити модель формалізації ґрунту та скласти фізичні рівняння зв'язку компонентів напружень зі швидкостями деформацій.

2.2. Визначення фізичних рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформацій для ґрунтового середовища

В багатьох задачах, пов'язаних із аналізом взаємодії робочих органів із матеріалами та середовищами, виникає необхідність застосування фізичних рівнянь зв'язку напружень із деформаціями. При цьому, цей зв'язок може виявлятися у вигляді суттєвого впливу пружних, в'язких та пластичних властивостей. Для формалізації матеріалів і середовищ у вигляді моделей зі суттєвим проявом окремих видів цих властивостей існують фундаментальні закони та фізичні рівняння зв'язку напружень із деформаціями (швидкостями деформацій), але за складних видів впливу властивостей, зокрема у випадках, коли виявляються всі три властивості у рівній мірі, моделі зв'язку напружень із 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 із 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 із ґрунтом базується на результатах досліджень А. С. Кушнарьова, В.П. Ковбаси та ін. [75, 76, 97, 98].

При суттєвому прояві пластичності для визначення умови пластичної течії ґрунту може бути використаний модифікований критерій переходу у пластичний стан (умова руйнування суцільності) Кулона-Мора [86]:

$$k = -\frac{3(\sigma \sin[\varphi] + \tau_0 \cos[\varphi])}{-3 + \sin[\varphi]}, \quad (2.1)$$

де σ – середнє (гідростатичне) напруження;

φ – коефіцієнт внутрішнього тертя матеріалу (ґрунту);

τ_0 – напруження початкового зсуву матеріалу (ґрунту).

Правомірність застосування такого критерію базується на тому, що в ґрунті можуть суттєво виявлятися пластичні властивості, характерні для сипкого дискретного середовища, яким формалізують ґрунти в будівельній механіці ґрунтів, а у відповідності до висновків Хаара та Кармана [67], між механікою ґрунтів та теорією пластичності не існує різниці з точки зору зв'язків напружень із 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 зі швидкостями деформацій для матеріалу або середовища (зокрема ґрунту), у якого суттєво проявляються пружно-в'язкі властивості до початку пластичної течії та в'язко-пластичні – в процесі його течії.

Графічно модель пружно-в'язко-пластичного 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'язко-пластичного 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 девіатора має вигляд:

$$I_{D2} = (s_1s_2 + s_2s_3 + s_1s_3) = \frac{1}{6}((\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2) = (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 - (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{zy}^2), \quad (2.1)$$

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 матеріалу (грунту) (1) [70]:

$$\tau_i = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_y)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{zy}^2)}{3}} = \frac{\sqrt{2}\sigma}{3} = k. \quad (2.2)$$

Згідно з прийнятою моделлю (рис. 2.1), на першій стадії деформування відбувається в'язко-пружне деформування матеріалу, яке може бути формалізовано паралельно з'єднаною пружиною та в'язким елементом (тіло Кельвіна-Фойгта). При виведенні рівнянь зв'язку напружень зі швидкостями деформування необхідно підсумувати напруження пружного та в'язкого

деформування. Лінійно пружне середовище описується узагальненим законом Гука:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_x - \varepsilon); \sigma_y = 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_y - \varepsilon); \\ \sigma_z &= 3K\varepsilon + 2G(\varepsilon_z - \varepsilon); \\ \tau_{xy} &= G\gamma_{xy}; \tau_{xz} = G\gamma_{xz}; \tau_{yz} = G\gamma_{yz},\end{aligned}\quad (2.3)$$

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.

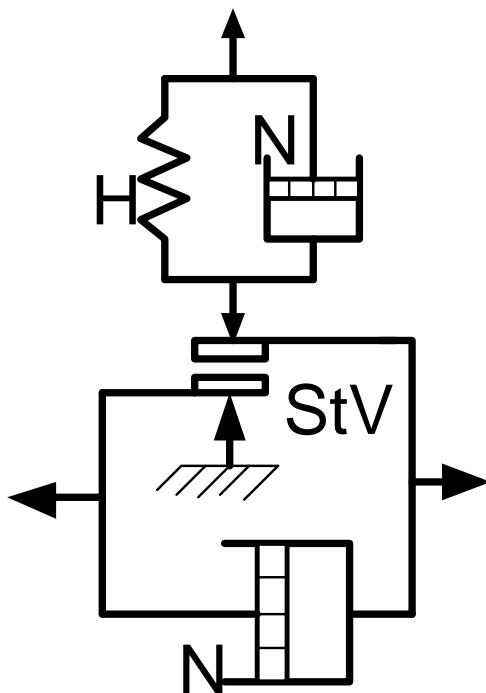


Рис. 2.1. Механічна модель пружно-в'язко-пластичного середовища (грунту)

Залежності (2.3) можуть бути виражені через дві пружні постійні наступним чином:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{E(\varepsilon_x(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_z)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2}; \\ \sigma_z &= \frac{E(\varepsilon_z(-1+\nu) - (\varepsilon_y + \varepsilon_x)\nu)}{-1+\nu+2\nu^2}; \\ \tau_{xy} &= \frac{E\gamma_{xy}}{2(1+\nu)}; \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}}{2(1+\nu)}; \\ \tau_{xz} &= \frac{E\gamma_{xz}}{2(1+\nu)}.\end{aligned}\quad (2.4)$$

Рівняння (2.4), (2.5) характеризують поведінку пружного елемента моделі «Н». Рівняння, що характеризують лінійну в'язкість «N», можуть бути виражені залежностями зв'язку напружень зі швидкостями деформацій [119]:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}) + \sigma; & \sigma_y &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}) + \sigma; \\ \sigma_z &= 2\mu_0(\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}) + \sigma,\end{aligned}\tag{2.5}$$

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 (2.5) набудуть вигляду:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_x - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_y))}{-9+18\nu}; \\ \sigma_y &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_y - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_x))}{-9+18\nu}; \\ \sigma_z &= \frac{2\mu((-7+11\nu)\dot{\varepsilon}_z - (-2+7\nu)(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x))}{-9+18\nu}; \\ \tau_{xy} &= \mu(\dot{\gamma}_{xy}); \tau_{xz} = \mu(\dot{\gamma}_{xz}); \tau_{yz} = \mu(\dot{\gamma}_{yz}).\end{aligned}\tag{2.6}$$

Суми компонент напружень пружної та в'язкої складових 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:

$$\begin{aligned}
 \sigma_x &= \frac{E(\varepsilon_x[t](-1+\nu) - (\varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\
 &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_x'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_y'[t] + \varepsilon_z'[t]))}{-9+18\nu}; \\
 \sigma_y &= \frac{E(\varepsilon_y[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_z[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\
 &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_y'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_z'[t]))}{-9+18\nu}; \\
 \sigma_z &= \frac{E(\varepsilon_z[t](-1+\nu) - (\varepsilon_x[t] + \varepsilon_y[t])\nu)}{-1+\nu+2\nu^2} + \\
 &+ \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_z'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_x'[t] + \varepsilon_y'[t]))}{-9+18\nu}; \\
 \tau_{xy} &= \frac{E\gamma_{xy}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{xy}'[t]); \tau_{yz} = \frac{E\gamma_{yz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{yz}'[t]); \\
 \tau_{xz} &= \frac{E\gamma_{xz}[t]}{2(1+\nu)} + \mu(\gamma_{xz}'[t]).
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Розв'язок диференціальних рівнянь (2.7) відносно компонент нормальних деформацій має вигляд:

$$\varepsilon_x[t] = \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} \left(\begin{aligned} &3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\nu\mu}} (\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)) + \\ &+ e^{\frac{Et}{\mu+\nu\mu}} E(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ &+ E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right);$$

$$\varepsilon_y[t] = \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \begin{pmatrix} -3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (-\sigma_y + \nu(\sigma_x + \sigma_z)) - \\ -e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ +E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{pmatrix};$$

$$\varepsilon_z[t] = \frac{1}{3E} e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \begin{pmatrix} -3e^{\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (\nu(\sigma_x + \sigma_y) - \sigma_z) - \\ -e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} E(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ +E(C[1] + C[2] + C[3]) \end{pmatrix}.$$

Постійні інтегрування визначаються з умови, що при часі $t = 0$, $\varepsilon_x[t] = \varepsilon_y[t] = \varepsilon_z[t] = 0$, звідки:

$$C[1] = -\frac{\sigma_x - \nu\sigma_y - \nu\sigma_z}{E}; C[2] = -\frac{-\nu\sigma_x + \sigma_y - \nu\sigma_z}{E};$$

$$C[3] = -\frac{-\nu\sigma_x - \nu\sigma_y + \sigma_z}{E}.$$

Значення компонент швидкостей нормальних в'язко-пружних деформацій визначаються шляхом диференціювання по часу останніх виразів з урахуванням постійних інтегрування:

$$\dot{\varepsilon}_x = \frac{e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} (e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_x - \sigma_y - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{1+\nu})}{6\mu};$$

$$\dot{\varepsilon}_y = \frac{e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \left(e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_y - \sigma_x - \sigma_z) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu};$$

$$\dot{\varepsilon}_z = \frac{e^{-\frac{3Et}{2\mu+2\mu\nu}} \left(e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (2\sigma_z - \sigma_x - \sigma_y) - \frac{3(-1+2\nu)(\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)}{(1+\nu)} \right)}{6\mu}. \quad (2.8)$$

Із розв'язків (2.8) компоненти нормальних напружень виражаться через компоненти швидкостей нормальних деформацій таким чином:

$$\sigma_x = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_x - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$

$$\sigma_y = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_y - 3(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right);$$

$$\sigma_z = \frac{2}{9} e^{\frac{Et}{2\mu+2\mu\nu}} \mu \left(6\dot{\varepsilon}_z - 3(\dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{\frac{Et}{\mu+\mu\nu}} (1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right).$$

Середнє нормальне (гідростатичне) напруження, що стискає елемент сухого тертя в моделі Бінгама, становитиме:

$$\sigma = \frac{2e^{\frac{3Eet}{2\mu+2\mu\nu}} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{9-18\nu} \quad (2.9)$$

Аналогічно визначаються компоненти швидкостей зсувних в'язко-пружних деформацій, а з них – компоненти зсувних напружень:

$$\tau_{xy} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \tau_{yz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{yz}; \tau_{xz} = e^{\frac{Et}{2\mu(1+\nu)}} \mu \dot{\gamma}_{xz}. \quad (2.10)$$

Час деформування, що входить у залежності зв'язку напружень зі швидкостями деформацій, може бути визначений із часу розповсюдження хвилі напружень. Швидкість розповсюдження хвилі напружень [169]:

$$c = \sqrt{\frac{\lambda + 2G}{\rho}},$$

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:

$$t = \frac{l}{c} = \frac{l}{\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}, \quad (2.11)$$

де l - відстань, на якій затухає хвиля напружень у даному середовищі.

Таким чином, рівняння (2.10) разом з (2.11) визначають напруження стискання, що діють на елемент сухого тертя і входять до рівняння (2.1).

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 [166]:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_x - \varepsilon) + \sigma; \sigma_y = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_y - \varepsilon) + \sigma; \sigma_z = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}(\varepsilon_z - \varepsilon) + \sigma; \\ \tau_{xy} &= \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xy}; \tau_{yz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{yz}; \tau_{xz} = \frac{2\sigma_i}{3\varepsilon_i}\gamma_{xz},\end{aligned}\quad (2.12)$$

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 (2.1). З урахуванням отриманого значення середнього (гідростатичного напруження для тіла Кельвіна-Фойгта (2.9)) величина функції течії (при відсутності ущільнення при пластичній течії) матиме вигляд:

$$k = -\frac{3(\tau_0 \text{Cos}[\varphi] + \frac{3Et}{2e^{2\mu+2\nu}} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \text{Sin}[\varphi])}{-3 + \text{Sin}[\varphi]}. \quad (2.13)$$

Графічно залежність функції, що визначає умову початку течії пружно-в'язко-пластичного середовища, представлена на рис. 2.2.

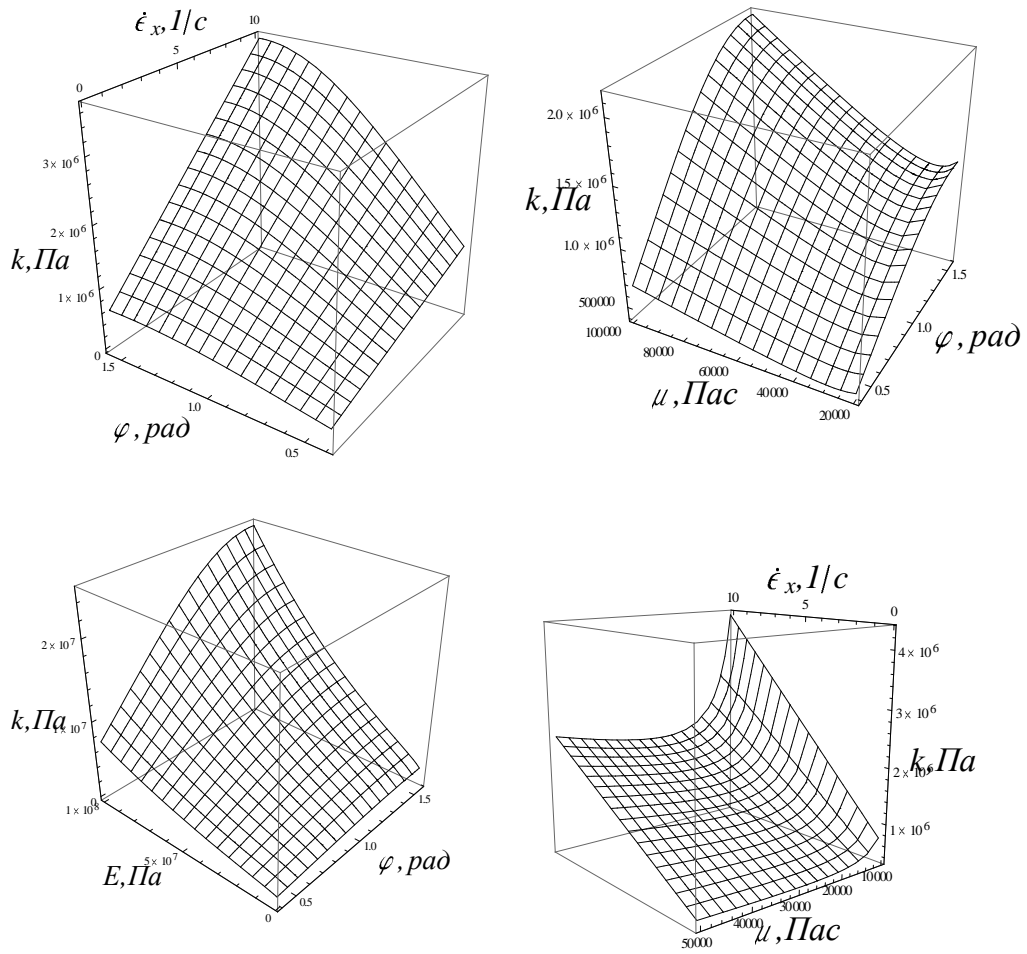


Рис. 2.2. Залежність величини початку течії від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування

Суми пластичної та в'язкої складових (з урахуванням того, що середнє напруження – це сума компонент) матимуть вигляд:

$$\sigma_x = \frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7 + 11\nu)\varepsilon'_x[t] - (-2 + 7\nu)(\varepsilon'_y[t] + \varepsilon'_z[t]))}{-9 + 18\nu};$$

$$\sigma_y = -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] - \varepsilon_y[t] + \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7 + 11\nu)\varepsilon'_y[t] - (-2 + 7\nu)(\varepsilon'_x[t] + \varepsilon'_z[t]))}{-9 + 18\nu};$$

$$\sigma_z = -\frac{3k}{2\sqrt{2}}(\varepsilon_x[t] + \varepsilon_y[t] - \varepsilon_z[t]) + \frac{2\mu((-7+11\nu)\varepsilon_z'[t] - (-2+7\nu)(\varepsilon_y'[t] + \varepsilon_x'[t]))}{-9+18\nu}.$$

Розв'язок цих рівнянь має вигляд:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}(\sigma_y + \sigma_z) + \\ &+e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}k(2C[1] - C[2] - C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}}k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right); \\ \varepsilon_y[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}(\sigma_x + \sigma_z) - \\ &-e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}k(C[1] - 2C[2] + C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}}k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right); \\ \varepsilon_z[t] &= \frac{e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}}{3k} \left(\begin{aligned} &-\sqrt{2}e^{\frac{3kt(-1+8\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}(\sigma_x + \sigma_z) - \\ &-e^{\frac{9kt(-1+2\nu)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)}}k(C[1] + C[2] - 2C[3]) + \\ &+e^{\frac{3kt}{2\sqrt{2}\mu}}k(C[1] + C[2] + C[3]) \end{aligned} \right). \end{aligned} \quad (2.14)$$

Постійні інтегрування визначаються аналогічно попередньому випадку і становлять:

$$\begin{aligned} C[1] &= -\frac{-\sqrt{2}\sigma_y - \sqrt{2}\sigma_z}{3k}; \quad C[1] = -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_z}{3k}; \\ C[1] &= -\frac{-\sqrt{2}\sigma_x - \sqrt{2}\sigma_y}{3k}. \end{aligned}$$

Після підстановки постійних інтегрування в рівняння (2.14), диференціювання компонент деформацій по часу та вираження з них компонент нормальних напружень для пружно-в'язко-пластичного середовища у відповідності до механічної моделі (рис. 2.1), останні матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}\sigma_x &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right); \\ \sigma_z &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right); \\ \sigma_y &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right). \\ K_2 &= -\frac{27l(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}, \\ K_1 &= \frac{3El}{(2\mu+2\mu\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}. \quad (2.15)\end{aligned}$$

Аналогічні перетворення, що виконані у відповідності до зсувних компонент швидкостей деформацій та напружень, дають вирази для їхнього зв'язку з механічними властивостями у вигляді:

$$\tau_{xy} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \quad \tau_{xz} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xz}; \quad \tau_{yz} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{yz};$$

$$K_3 = - \frac{9l \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu (1+\nu) (\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_y) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3 + \sin\varphi)}. \quad (2.16)$$

Графічно залежності (2.15) представлені на рис. 2.3.

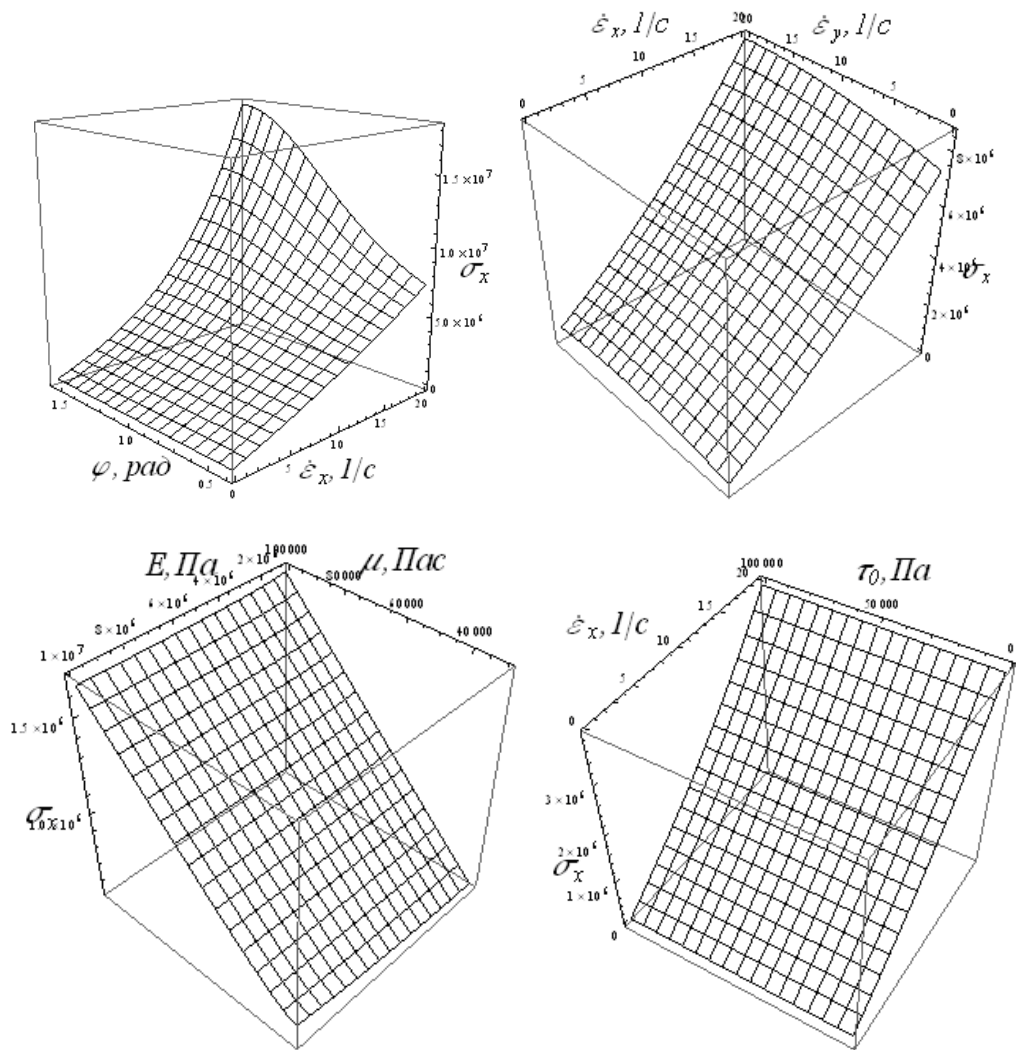


Рис. 2.3. Залежність величини компоненти напружень σ_x від механічних властивостей матеріалу та швидкості деформування

Аналіз залежностей (2.15), (2.16) свідчить про те, що на величину напружень суттєво впливають однойменні компоненти швидкостей деформацій, в той час як інші компоненти швидкостей деформацій мають незначний вплив, що дає можливість суттєво спростити фізичні рівняння за умов практичного їх застосування при розв'язанні контактних задач взаємодії з пружно-в'язко-пластичним середовищем деформаторів та задач аналізу напружено-деформованого стану.

Аналізуючи вплив механічних властивостей середовища, можна прийти до висновку про не суттєвість 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 із деформаціями повинні бути підставлені в рівняння динаміки руху середовища, після чого отримані рівняння можуть бути розв'язані відносно кінематичних параметрів руху. Така постановка найчастіше зустрічається в задачах взаємодії робочих органів машин із матеріалами та середовищами, оскільки досить часто відомі лише кінематичні параметри взаємодії та невідомою залишається динамічна реакція середовища на прикладену дію. А саме ця реакція може бути визначена шляхом розв'язання контактних задач із використанням фізичних рівнянь зв'язку напружень із 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.

Розроблена механічна модель та фізичні рівняння зв'язку компонент напружень зі швидкостями деформацій для пружно-в'язко-пластичного середовища зі суттєвим проявом як лінійно в'язких властивостей, так і властивостей сухого тертя та пружних властивостей разом із застосуванням

модифікованого критерія міцності Кулона-Мора в якості функції в'язко-пластичної течії, дозволяють розв'язувати задачі про визначення просторового напружено-деформованого стану середовищ та матеріалів, у яких виявляються властивості сухого та в'язкого внутрішнього тертя разом із пружними властивостями. Ці фізичні рівняння можуть використовуватись при розв'язанні контактних задач взаємодії деформаторів за умов суттєвого впливу 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.

2.3. Кінематика взаємодії робочого органу з ґрунтом

Кінематика точок дискового робочого органу досліджувалась у фундаментальних роботах П. С. Нартова [121], Г. Н. Сінеокова [158] та інших. Суттєвим недоліком цих досліджень є визначення швидкостей переміщень точок диска у функції кутових величин повороту диска при відсутності зв'язку із системою координат ґрунтового середовища. Тобто, кінематичні параметри роботи дискового робочого органу не зв'язані із системою координат середовища, з яким він контактує.

Для аналізу кінематики точок диска та точок середовища на його поверхні можна ввести такі припущення та спрощення:

– поверхня диска абсолютна жорстка, а точки середовища рухаються по цій поверхні в напрямках переміщення точок диска зі швидкостями, меншими на величину, яка враховує кут зовнішнього тертя ґрунту по матеріалу диска. Правомірність такого припущення базується на пропорційному впливові на зміни компонент швидкостей ковзання в усіх напрямках;

- центр осі обертання диска O_1 в системі координат xuz рухається прямолінійно та рівномірно у напрямку осі Ox ;
- контакт середовища з поверхнею відбувається по частині диска, пов'язаній із глибиною ходу диска та кутами його нахилу в поздовжньо-горизонтальній та поперечно-вертикальній площинах.

Дисковий робочий орган являє собою частину сфери радіуса r , рівняння якої в системі координат $\xi'_1 \eta'_1 \zeta'_1$ (рис. 2.4) має вигляд:

$$R^2 = \zeta_1'^2 + \eta_1'^2 + \xi_1'^2 \quad (1.17)$$

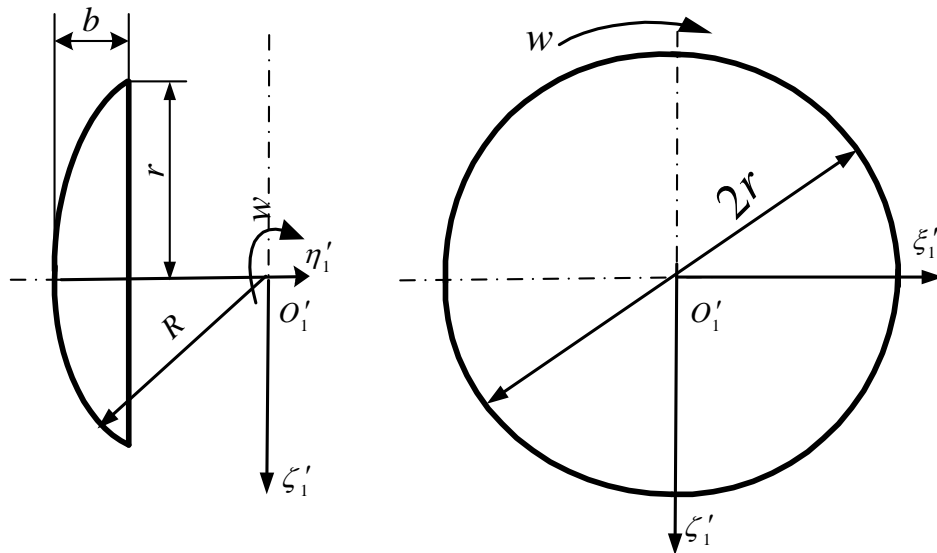


Рис. 2.4. Схема проєкцій сектора сферичного диска в системі координат

$$\xi_1 \eta_1 \zeta_1$$

Висота b та діаметр $2r$ сектора сферичного диска зв'язані з радіусом сфери залежністю:

$$r = \sqrt{2bR - b^2}; b = \sqrt{R^2 - r^2} \quad (2.17)$$

Система координат $\xi_1 \eta_1 \zeta_1$, в якій побудований сектор сфери, зміщена та повернена по відношенню до координатної системи напівпростору ґрунту XUZ з центром координат в точці O (рис. 2.5).

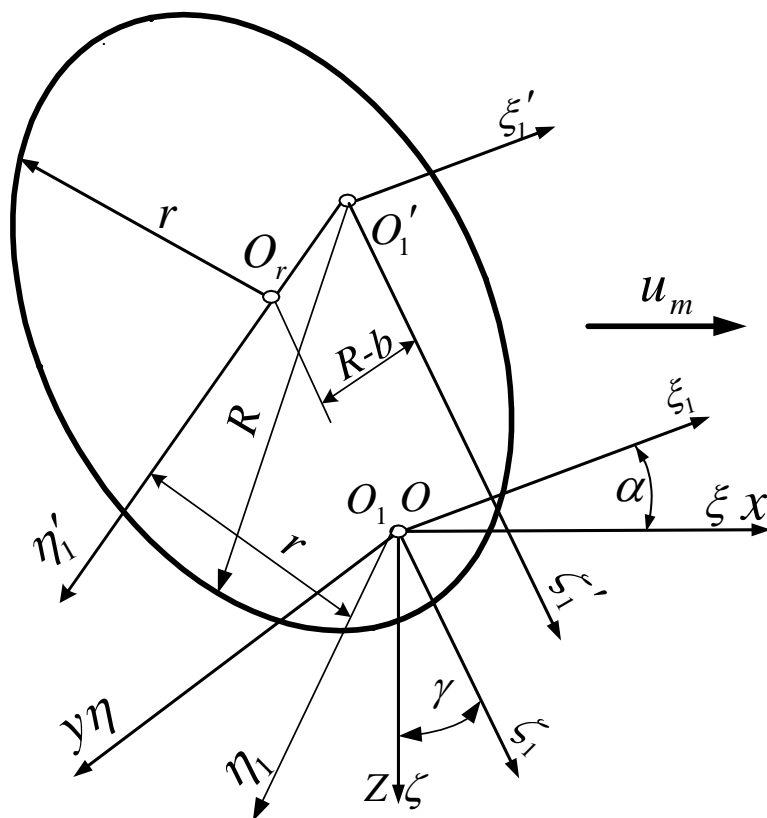


Рис. 2.5. Схема розміщення сферичного диска в системі координат XUZ ґрунтового напівпростору

При переміщенні центра диска O_1 у ґрунтовому середовищі зі швидкістю u_m , за рахунок взаємодії з ґрунтом, диск обертається відносно миттєвого центра обертання O_w з кутовою швидкістю w_m . Ця величина має вигляд:

$$w_m = \frac{u_m}{(1 - \delta) r \cos \alpha \cos \gamma}, \quad (2.18)$$

де δ – коефіцієнт ковзання диска при його обертанні.

$$\delta = \frac{S - 2\pi r}{2\pi r}, \quad (2.20)$$

де S – фактичний шлях, що проходить диск в площині ріжучої кромки за один оберт.

В залежності від величини δ („ $+\delta$ ” відповідає ковзанню, „ $-\delta$ ” – буксуванню) на осі $O\zeta$ знайдеться точка, абсолютна швидкість якої в координатній системі XyZ дорівнюватиме нулю. Ця точка O_w є миттєвим центром обертання диска. Точка може знаходитись в межах сектора диска або за його межами, в залежності від режиму перекочування диска, який в свою чергу, визначається знаком коефіцієнту ковзання диска δ .

За результатами досліджень П. С. Нартова [121], на режим перекочування диска суттєво впливають кут атаки α , кут нахилу осі обертання γ та радіус кривизни диска R . Регресійний аналіз результатів експериментальних досліджень П. С. Нартова дозволяє встановити залежність впливу параметрів та режимів роботи сферичних дисків на величину коефіцієнта δ . Для випадку, коли кути атаки α та нахилу осі обертання γ представлені у радіанній мірі, а геометричні величини змінюються в межах: $r = (0.2 \div 0.4)$, $R = (0.5 \div 2.0)$, ця залежність має вигляд:

$$\delta = -0.496r + 0.1368R - 0.3283(\alpha^2 + \gamma^2). \quad (2.21)$$

Графічно залежність коефіцієнта ковзання представлена на рис. 2.6. Із рівняння регресії (2.21) та його графічного зображення випливає, що найбільш суттєвий вплив на режим кочення сферичного дискового робочого органу мають радіус кривизни диска R , кут нахилу осі обертання γ та кут

атаки α . Причому збільшення радіуса кривизни диска R та кута нахилу осі обертання γ призводять до зменшення буксування диска та переходу режиму його кочення в ковзання, а збільшення кута атаки α – навпаки до зростання буксування.

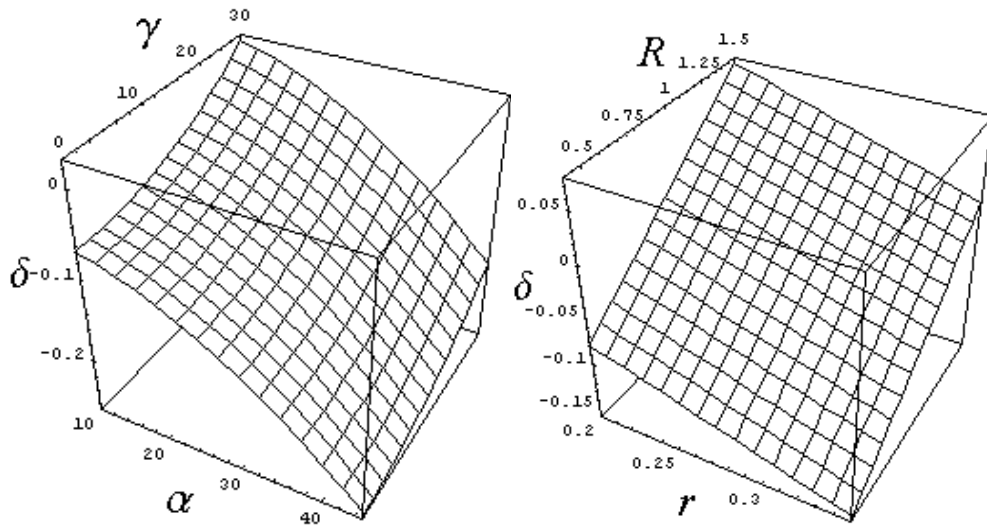


Рис. 2.6. Залежність коефіцієнта ковзання від параметрів та режимів роботи сферичного диска (кути дані в градусах)

Точки сектора диска, що контактують з ґрунтовим середовищем в системі координат $\mathcal{X}\mathcal{Y}\mathcal{Z}$, яка співпадає з системою координат зміщеного та повернутого диска $\zeta\eta\xi$ (рис. 2.5.), мають значення компонент швидкостей переміщень в проєкціях на $\zeta\eta\xi$:

$$\dot{u}_0 = r_u \omega_m; \dot{v}_0 = r_v \omega_m; \dot{w}_0 = r_w \omega_m, \quad (2.22)$$

де $r_u = a(1 - \delta) - \zeta$; $r_w = \xi$; $r_v = \eta$.

Дисковий робочий орган взаємодіє з ґрунтовим середовищем в системі координат $\mathcal{X}\mathcal{Y}\mathcal{Z}$. Для представлення поверхні дискового робочого органу в

цій системі необхідно виконати перенесення та поворот системи координат

$\xi_1 \eta_1 \zeta_1$ в систему $\xi \eta \zeta$ idem xyz (рис. 2.7.).

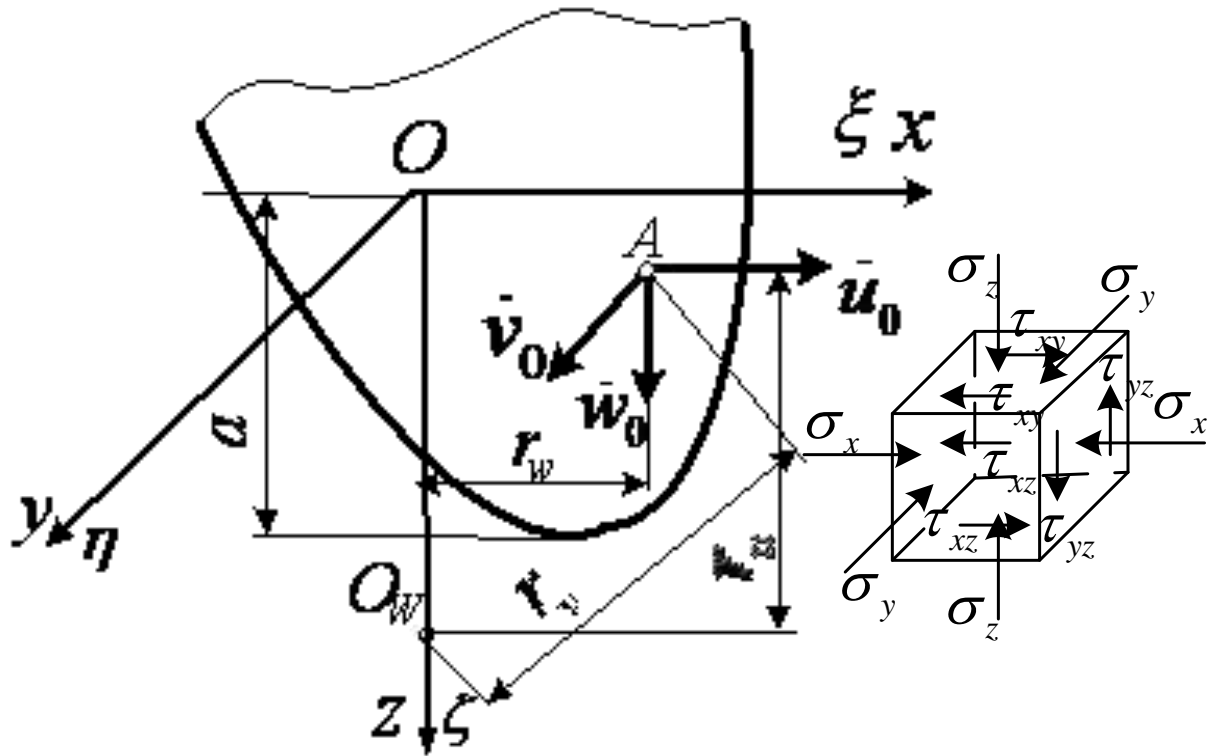


Рис. 2.7. Схема до визначення компонент швидкостей переміщень точок диска в системі координат xyz idem $\xi\eta\zeta$

При цьому необхідно здійснити перенесення центру системи координат O_1' у центр O_1 на $(R-b)$ для того, щоб вертикальна вісь диска, що проходить в площині ріжучої кромки при нульових значеннях кутів α та γ , проходила через центр координатної системи $\xi\eta\zeta$ idem xyz точку O . Крім того, необхідно перемістити центр осі диска на величину $-r$ по осі координат $O\zeta$ idem Oz . В цьому випадку рівняння (1) набуде вигляду:

$$R^2 = (\zeta_1 + r)^2 + \left(\eta_1 - \sqrt{R^2 - r^2}\right)^2 + \xi_1^2. \quad (2.23)$$

Для випадку встановлення диска з кутом атаки α та кутом нахилу вертикальної осі γ необхідно повернути систему координат $\xi_1\eta_1\zeta_1$, у якій складено рівняння поверхні диска на відповідні кути, до суміщення з системою координат $\xi\eta\zeta$ idem XYZ . Рівняння переходу матимуть вигляд:

$$\begin{aligned} \xi &= a_{11}\xi_1 + a_{12}\eta_1 + a_{13}\zeta_1; \\ \eta &= a_{21}\xi_1 + a_{22}\eta_1 + a_{23}\zeta_1; \\ \zeta &= a_{31}\xi_1 + a_{32}\eta_1 + a_{33}\zeta_1, \end{aligned} \quad (2.24)$$

де a_{ij} – косинуси кутів між осями старих та нових координат, які можуть бути дані таблицею:

	ξ	η	ζ
ξ_1	a_{11}	a_{21}	a_{31}
η_1	a_{12}	a_{22}	a_{32}
ζ_1	a_{13}	a_{23}	a_{33}

Для випадку встановлення диска з кутом атаки α (кут повороту осі $O_1\xi_1$) шляхом повороту навколо осі $O\zeta$ idem $O_1\zeta_1$ матриця обертання матиме вигляд:

$$\xi a_{ij} = \begin{vmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha & 0 \\ \sin \alpha & \cos \alpha & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{vmatrix}. \quad (2.25)$$

Поворот осі обертання на кут γ навколо осі $O\xi$ ідею $O_1\xi_1$ здійснюється через матрицю обертання:

$$\xi a_{ij} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \gamma & -\sin \gamma \\ 0 & \sin \gamma & \cos \gamma \end{vmatrix}. \quad (2.26)$$

Після повороту осей у відповідності з виразами (2.25), (2.26), (2.27) та перенесення центру сфери, що утворює поверхню диска в системі координат $\xi\eta\zeta$ ідею $xуz$, а також перенесення центру обертання диска в системі координат $\xi\eta\zeta$ на величину заглиблення диска a (вздовж осі $O\zeta$) (рис. 2.4) координати точок диска в цій системі будуть виражені так:

$$\begin{aligned} \xi &= \xi'_1 \cos \alpha; \\ \eta &= \left(\eta'_2 + \sqrt{R^2 - r^2} \right) \cos \alpha \cos \gamma; \\ \zeta &= a + (\zeta'_1 - r) \cos \gamma + \left(\eta'_2 + \sqrt{R^2 - r^2} \right) \cos \alpha \cos \gamma. \end{aligned} \quad (2.27)$$

Компоненти швидкостей переміщень точок ґрунтового середовища на поверхні контакту диск-ґрунт в системі координат $\xi\eta\zeta$ ідею $xуz$ матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
\dot{u}_0 &= \frac{1}{r(\delta-1)} u_m \sec \alpha \sec \delta (a\delta + \\
&+ \cos^2 \gamma \sqrt{\sec^2 \gamma (2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec \alpha \sec \gamma + r^2 - \sec^2 \alpha (\eta^2 \sec^2 \gamma + \xi^2))} - \\
&- r \cos \gamma + \eta); \\
\dot{v}_0 &= -\frac{1}{r(\delta-1)(\sec^2 \alpha + 1)} u_m \sec \alpha \cos^2 \gamma \sec \delta (-\sqrt{(\sec^2 \gamma (((\zeta - a) \sec \gamma + \\
&+ \sqrt{R^2 - r^2} \sec \alpha + r)^2 - (\sec^2 \alpha + 1)((a - \zeta) \sec^2 \gamma (a - 2r \cos \gamma - \zeta) + \\
&+ \xi^2 \sec^2 \alpha)))} - a \sec^2 \gamma + \sqrt{R^2 - r^2} \sec \alpha \sec \gamma + r \sec \gamma + \zeta \sec^2 \gamma); \\
\dot{w}_{01} &= \frac{1}{r(\delta-1)} \dot{z} u_m \sec \delta \sqrt{(\sec \gamma (\sec \gamma (a - \zeta + \eta) (a - 2r \cos \gamma - \zeta + \eta) - \\
&- 2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec \alpha + \eta^2 \sec^2 \alpha \sec \gamma))}; \\
\dot{w}_{02} &= -\frac{1}{r(\delta-1)} \dot{z} u_m \sec \delta \sqrt{(\sec \gamma (\sec \gamma (a - \zeta + \eta) (a - 2r \cos \gamma - \zeta + \eta) - \\
&- 2\eta \sqrt{R^2 - r^2} \sec \alpha + \eta^2 \sec^2 \alpha \sec \gamma))}. \tag{2.28}
\end{aligned}$$

Слід відзначити, що вертикальна складова швидкості в залежності від знаку координати ξ може приймати значення w_{01} або w_{02} , тобто мати знак "+" або "-".

Таким чином, отримано залежності компонент швидкостей переміщень точок ґрунтового середовища на поверхні контакту ротаційний сферичний диск-ґрунт в межах ґрунтового напівпростору в залежності від геометричних параметрів та кутів встановлення сферичного диска. Залежності (2.28) є початковими умовами для вирішення контактної задачі взаємодії робочий орган-ґрунт. Графічно залежності (2.28) компонент швидкостей переміщень точок диска в системі координат $\xi\eta\zeta$ іdem xuz представлені на рис. 2.8 – 2.10.

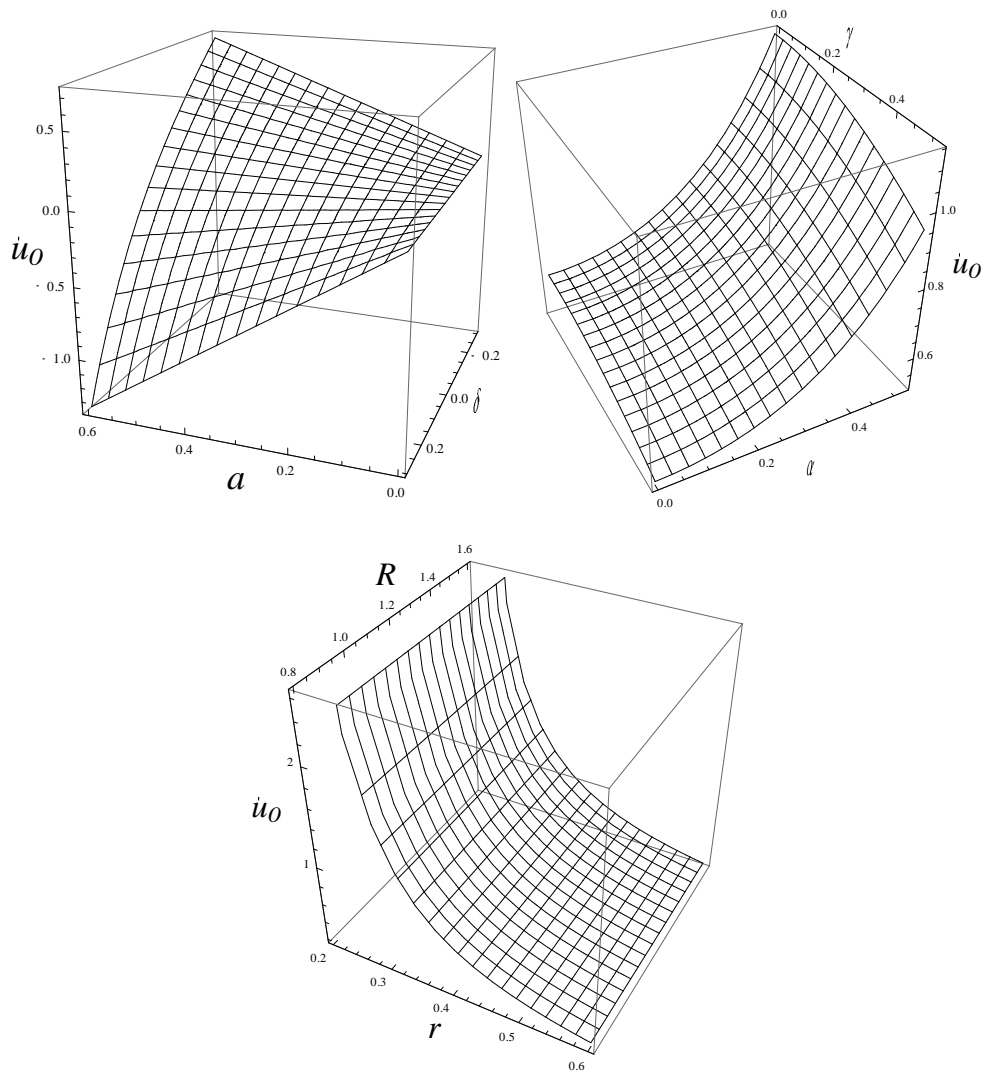


Рис. 2.8. Графіки залежності поздовжньої компоненти швидкості переміщення точок \dot{u}_0 від діаметра диска $2r$, радіуса кривизни R , глибини ходу диска a , коефіцієнта буксування δ та кутів установки диска: кута атаки α та кута нахилу осі обертання γ

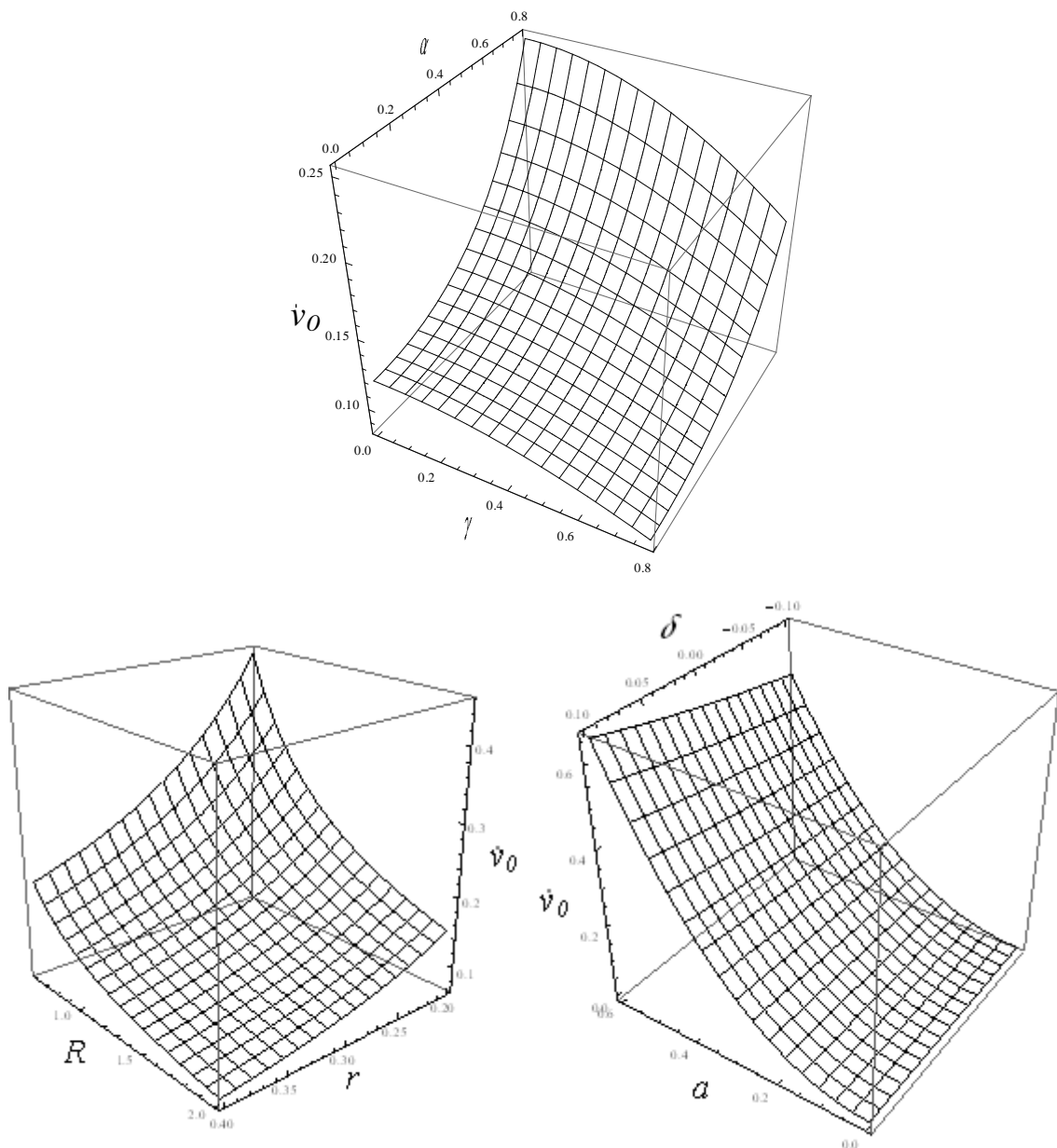


Рис. 2.9. Графіки залежності поперечної компоненти швидкості переміщення точок \dot{v}_0 від діаметра диска $2r$, радіуса кривизни R , глибини ходу диска a коефіцієнта буксування δ та кутів установки диска: кута атаки α та кута нахилу осі обертання γ

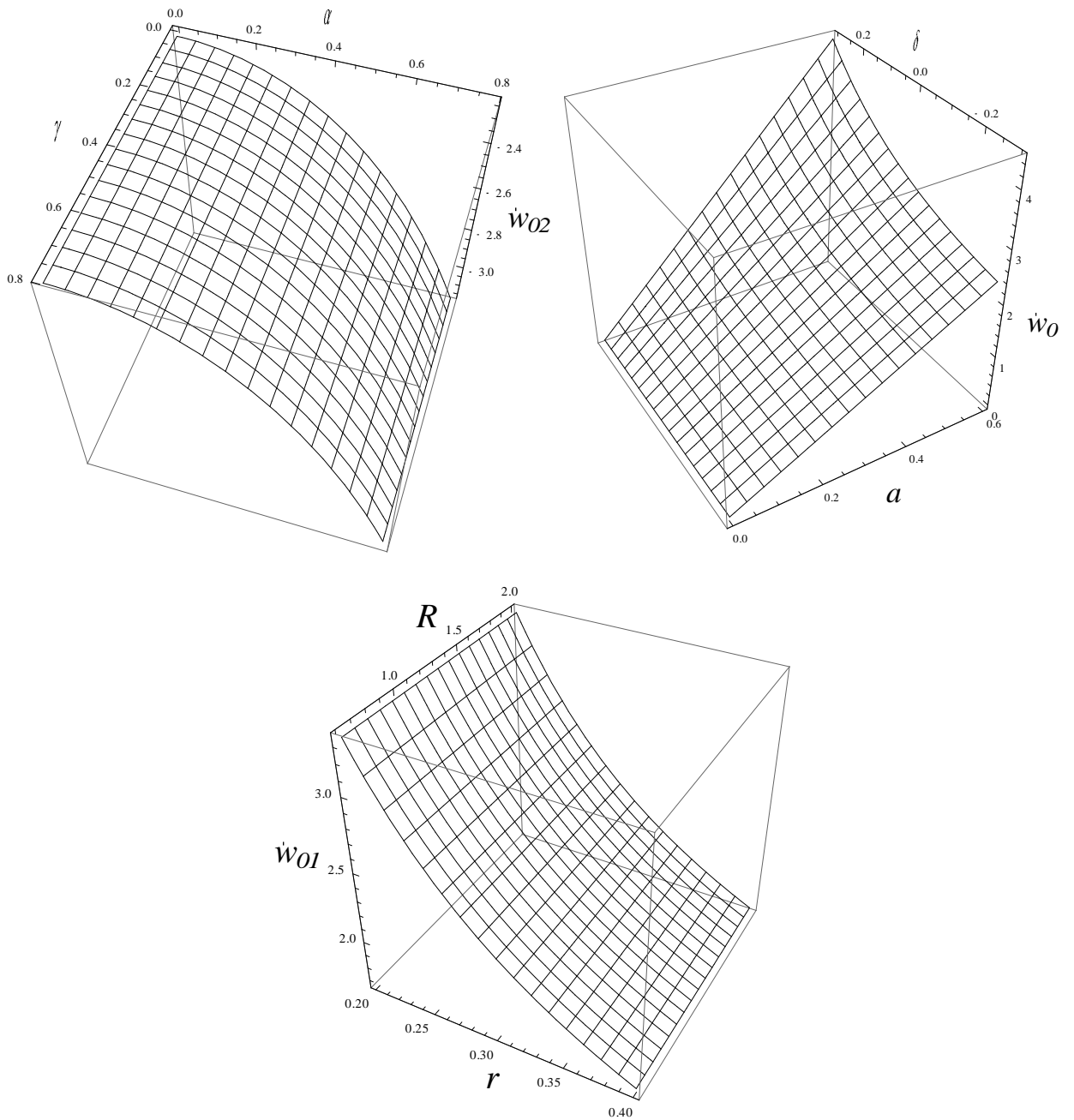


Рис. 2.10. Графіки залежності вертикальної компоненти швидкості переміщення точок \dot{w}_0 від діаметра диска $2r$, радіуса кривизни R , глибини ходу диска a коефіцієнта буксування δ та кутів установки диска: кута атаки α та кута нахилу осі обертання γ

Аналіз залежностей компонент швидкості переміщення точок ґрунту на поверхні контакту з диском (2.28), які представлені графічно на рис. 2.8 – 2.10, дозволяє зробити наступні висновки:

– збільшення глибини ходу диска a призводить до зростання всіх компонент швидкостей переміщення ґрунту, при цьому перехід режиму кочення з ковзання в буксування δ призводить до збільшення всіх компонент швидкостей;

– величина діаметра диска має суттєвий вплив на кінематику диска: збільшення діаметра диска $2r$ призводить до зростання поперечної складової швидкості \dot{v}_0 та зменшення компонент поздовжніх \dot{u}_0 та вертикальних швидкостей \dot{w}_0 точок диска в зоні контакту, в той самий час радіус кривизни сфери, що утворює диск, не впливає на величини компонент \dot{w}_0 та \dot{u}_0 , але впливає на поперечну компоненту \dot{v}_0 ;

– найбільший вплив на зміни величин компонентів швидкостей має кут атаки α , причому його зростання призводить до швидкого збільшення поздовжніх та поперечних компонент та лінійного зростання вертикальної компоненти швидкостей.

Проведений аналіз свідчить про суттєвий вплив геометричних розмірів та форми сферичного диску, а також кутів його установки на розподіл компонент абсолютних швидкостей переміщень його точок в зоні контакту з ґрунтом. Функціональні залежності (1.2) є початковими умовами при визначенні потенціальних функцій швидкостей при розв'язанні контактної задачі взаємодії робочий орган-ґрунт, яка дозволить визначити напружено-деформований стан ґрунту перед робочим органом. Розв'язання контактної задачі є передумовою оптимізації параметрів та режимів роботи дискового ґрунтообробного робочого органу.

2.4. Аналіз швидкостей переміщень та деформацій на поверхні контакту дисковий робочий орган-грунт

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 із деформаціями – про розподіл напружень у ґрунтовому 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 (2.29), були отримані залежності зв'язку компонент швидкостей переміщення точок на поверхні контакту в залежності від параметрів і режимів роботи дискового робочого органу у вигляді:

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

$$w_{02} = -\frac{1}{r(\delta-1)} iU_m \sec(\delta) \sqrt{\frac{(\sec(\gamma)(\sec(\gamma)(a-\zeta+\eta)(a-2r\cos(\gamma)-\zeta+\eta)+}{+2\eta\sqrt{R^2-r^2}\sec(\alpha)+\eta^2\sec^2(\alpha)\sec(\gamma))}, (2.29)$$

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

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

δ – коефіцієнт буксування (ковзання диска);

a – глибина ходу диска в 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 $\xi\eta\zeta$ іdem 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:

$$\begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} = 0; \quad \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} = 0; \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} = 0. \end{aligned} \quad (2.30)$$

Підстановка в рівняння (2.30) виразів фізичних рівнянь, що отримані раніше з урахуванням того, що швидкості деформацій виражені через компоненти переміщень, а отже виразів компонент напружень через швидкості переміщень, дозволить прийти до виразів у вигляді еліптичних рівнянь. Так, вирази компонент деформацій (отримані раніше) мають вигляд:

$$\begin{aligned}
\sigma_x &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right); \\
\sigma_y &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x - \dot{\varepsilon}_z) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right); \\
\sigma_z &= \frac{2}{9} \mu \left(3e^{\frac{2K_2(1+\nu)}{3(-1+2\nu)}} (2\dot{\varepsilon}_z - \dot{\varepsilon}_y - \dot{\varepsilon}_x) - \frac{e^{K_2(1+\nu)}(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z)}{-1+2\nu} \right), \\
\tau_{xy} &= e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xy}; \quad \tau_{xz} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{xz}; \quad \tau_{yz} = e^{K_3} \mu \dot{\gamma}_{yz}; \\
K_1 &= \frac{3El}{(2\mu + 2\mu\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}. \\
K_3 &= -\frac{9l \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_z + \dot{\varepsilon}_y) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3 + \sin\varphi)}; \\
K_2 &= -\frac{27l(-1+2\nu) \left(\tau_0 \cos\varphi + \frac{2e^{K_1} \mu(1+\nu)(\dot{\varepsilon}_x + \dot{\varepsilon}_y + \dot{\varepsilon}_z) \sin\varphi}{9-18\nu} \right)}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu) \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3 + \sin\varphi)}. \quad (2.31)
\end{aligned}$$

Аналіз залежностей (2.31) (рис. 2.11) 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.

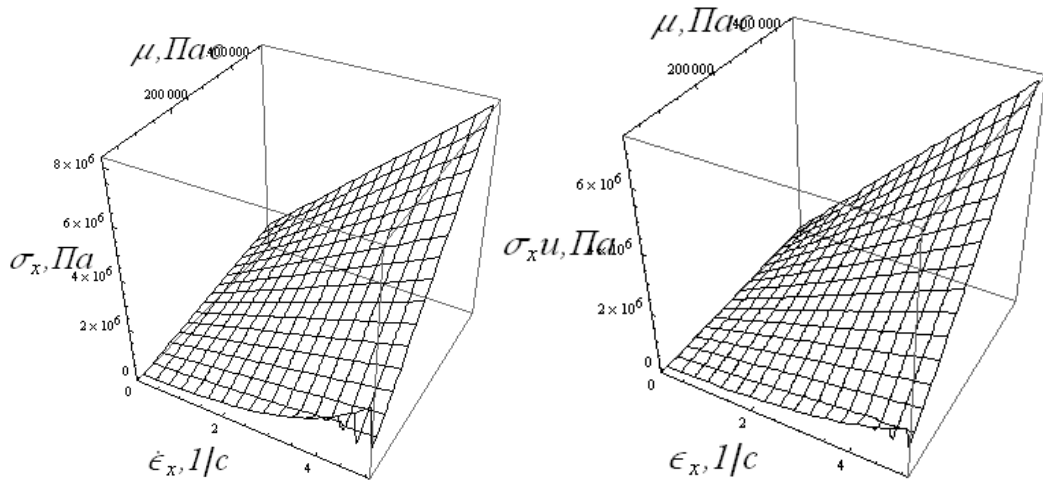


Рис. 2.11. Залежність компонент напружень від властивостей ґрунту та швидкостей деформацій за точними виразами σ_x та спрощеними $\sigma_x u$ (залежності (2.32))

Ці вирази мають вигляд:

$$\begin{aligned} \sigma_x &= -2\mu \dot{\varepsilon}_x S_e; \sigma_y = -2\mu \dot{\varepsilon}_y S_e; \sigma_z = 2\mu \varepsilon_z S_e; \tau_{xy} = T\mu \dot{\gamma}_{xy}; \\ \tau_{xz} &= T\mu \dot{\gamma}_{xz}; \tau_{yz} = T\mu \dot{\gamma}_{yz}; S_e = \frac{(-e^{aT}(1+\nu) + 6e^T(-1+2\nu))}{-9+18\nu}; \\ T &= -\frac{9l(\tau_0 \cos\varphi - \frac{2e^{\frac{3EI}{(2\mu+2\mu\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}}{\mu(1+\nu)} \dot{\varepsilon} \sin\varphi)}{-3+6\nu}; \\ &= \frac{2\sqrt{2}\mu \sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}} (-3+\sin\varphi)}{9l(\tau_0 \cos\varphi - \frac{2e^{\frac{3EI}{(2\mu+2\mu\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)\rho}}}}{\mu(1+\nu)} \dot{\varepsilon} \sin\varphi)}; \\ a &= (3(-1+2\nu)) / (2(1+\nu)). \end{aligned} \quad (2.32)$$

У виразах (2.32) T для кожної компоненти напружень записане як $\dot{\varepsilon} = \dot{\varepsilon}_i$, де $i = (x, y, z)$.

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

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

$$\begin{aligned}
\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} &= \partial_y (T \mu \dot{\gamma}_{yz}; \dot{\epsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\epsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\epsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]); \\
\dot{\gamma}_{xy} &= \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z]; \\
\dot{\gamma}_{yz} &= \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]); \\
\frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} &= \partial_z (T \mu \dot{\gamma}_{yz}; \dot{\epsilon}_x = \partial_x u[x, y, z]; \dot{\epsilon}_y = \partial_y v[x, y, z]; \dot{\epsilon}_z = \partial_z w[x, y, z]); \\
\dot{\gamma}_{xy} &= \partial_x v[x, y, z] + \partial_y u[x, y, z]; \dot{\gamma}_{xz} = \partial_x w[x, y, z] + \partial_z u[x, y, z]; \\
\dot{\gamma}_{yz} &= \partial_y w[x, y, z] + \partial_z v[x, y, z]);
\end{aligned} \tag{2.33}$$

З урахуванням виразів (2.33) рівняння динаміки матимуть вигляд:

$$\begin{aligned}
&T \mu (u^{(0,0,2)}[x, y, z] + w^{(1,0,1)}[x, y, z]) + T \mu (u^{(0,2,0)}[x, y, z] + \\
&+ v^{(1,1,0)}[x, y, z]) - 2S_e \mu \mu^{(2,0,0)}[x, y, z] = 0; \\
&T \mu (v^{(0,0,2)}[x, y, z] + w^{(0,1,1)}[x, y, z]) - 2S_e \mu \mu^{(1,1,0)}[x, y, z] + \\
&+ T \mu (u^{(1,1,0)}[x, y, z] + v^{(2,0,0)}[x, y, z]) = 0; \\
&T \mu (v^{(0,1,1)}[x, y, z] + w^{(0,2,0)}[x, y, z]) - 2S_e \mu \mu^{(1,0,1)}[x, y, z] + \\
&+ T \mu (u^{(1,0,1)}[x, y, z] + w^{(2,0,0)}[x, y, z]) = 0.
\end{aligned} \tag{2.34}$$

Вигляд рівнянь (2.34) дає підстави віднести їх до рівнянь еліптичного типу, а отже розв'язком цих рівнянь відносно компонент швидкостей переміщень ґрунту у напівпросторі перед робочим органом можуть бути гармонічні потенціальні функції, що задовольняють умови на границях напівпростору, що розглядається.

Граничними умовами для даної задачі є:

– на поверхні контакту компоненти швидкостей переміщень повинні мати величини u_0, v_0, w_0 (2.28);

– 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:

$$\begin{aligned}
 u &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_0^a \int_{-\eta_1}^{\eta_1} \frac{u_0((y - \eta + \varrho) + (z - \zeta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\eta d\zeta; \\
 v &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_0^a \int_{-\xi_1}^{\xi_1} \frac{v_0((x - \xi + \varrho) + (z - \zeta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\xi d\zeta; \\
 w &= \frac{\sqrt{3}}{2} \int_{-\xi_1}^{\xi_1} \int_{-\eta_1}^{\eta_1} \frac{w_0((x - \xi + \varrho) + (y - \eta + \varrho))}{((x - \xi + \varrho)^2 + (y - \eta + \varrho)^2 + (z - \zeta + \varrho)^2)^{3/2}} d\eta d\xi,
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

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. 2.12.

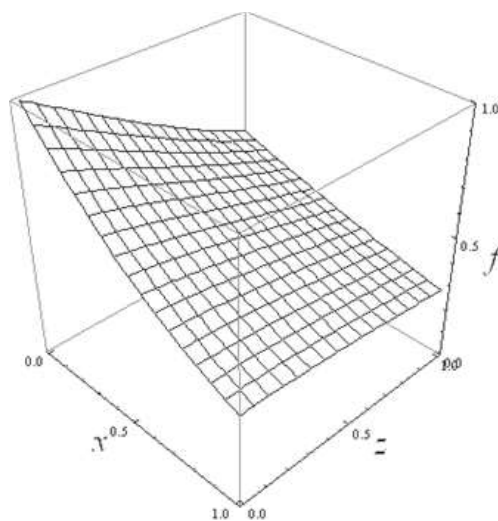


Рис. 2.12. Вигляд підінтегральної гармонічної потенціальної функції, що забезпечує виконання граничних умов

Крім того, однією з умов розв'язання задачі про знаходження швидкостей переміщень, і надалі 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 (2.35) у загальному вигляді, можна застосувати метод розв'язання подібних задач, який наведено у [87]. Він полягає в тому, що внаслідок збіжності інтегралів (2.35) можна визначити диференціальні значення компонент деформацій із підінтегральних виразів, а потім при необхідності, провести інтегрування.

При цьому, оскільки в задачі стоїть необхідність знаходження напружень на поверхні контакту диск-грунт, то достатньо визначити й компоненти деформацій на цій самій поверхні контакту. Тому можна розглядати не інтегральні функції, що визначають розподіл швидкостей переміщень, а їх підінтегральні вирази:

$$\begin{aligned} du &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{u_0((y - \eta + \rho) + (z - \zeta + \rho))}{((x - \xi + \rho)^2 + (y - \eta + \rho)^2 + (z - \zeta + \rho)^2)^{3/2}}; \\ dv &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{v_0((x - \xi + \rho) + (z - \zeta + \rho))}{((x - \xi + \rho)^2 + (y - \eta + \rho)^2 + (z - \zeta + \rho)^2)^{3/2}}; \quad (2.36) \\ dw &= \frac{3\sqrt{3}}{2} \frac{w_0((x - \xi + \rho) + (y - \eta + \rho))}{((x - \xi + \rho)^2 + (y - \eta + \rho)^2 + (z - \zeta + \rho)^2)^{3/2}}. \end{aligned}$$

Виконавши диференціювання останніх виразів у відповідності до геометричних рівнянь Коші:

$$d\varepsilon_x = \frac{\partial du}{\partial x}; d\varepsilon_y = \frac{\partial dv}{\partial y}; d\varepsilon_z = \frac{\partial dw}{\partial z}; d\gamma_{xy} = \frac{\partial du}{\partial y} + \frac{\partial dv}{\partial x};$$

$$d\gamma_{xz} = \frac{\partial du}{\partial z} + \frac{\partial dw}{\partial x}; d\gamma_{yz} = \frac{\partial dv}{\partial z} + \frac{\partial dw}{\partial y},$$

отримаємо компоненти деформацій у диференціальній формі. Загальний вигляд цих залежностей неможливо привести через громіздкість виразів.

Межі інтегрування потенціальних функцій (2.36) визначаються точками перетину частини диска, що знаходиться в ґрунті, з його денною поверхнею по відповідним осям координат:

$$\zeta = \{0, a\}; \xi = \{-\cos\alpha\sqrt{2ar\sec\gamma - a^2\sec^2\gamma}; \cos\alpha\sqrt{2ar\sec\gamma - a^2\sec^2\gamma}\};$$

$$\eta = \begin{cases} \frac{1}{1+\sec^2\alpha}(-a+r\cos\gamma+\sqrt{-r^2+R^2\cos\gamma\sec\alpha}- \\ -\frac{1}{2}\sqrt{-4a(a-2r\cos\gamma)(1+\sec^2\alpha)+4(a-\cos\gamma(r+\sqrt{-r^2+R^2\sec\alpha}))^2}); \end{cases} \quad (2.37)$$

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

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

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

$$\xi = -\cos\alpha \sqrt{(2ar \sec\gamma - 2r\zeta \sec\gamma + 2r\eta \sec\gamma + 2\sqrt{-(r-R)(r+R)}\eta \sec\alpha \sec\gamma - a^2 \sec^2\gamma + 2a\zeta \sec^2\gamma - \zeta^2 \sec^2\gamma - 2a\eta \sec^2\gamma + 2\zeta\eta \sec^2\gamma - \eta^2 \sec^2\alpha \sec^2\gamma)} ;$$

$$\eta = \frac{1}{2(1 + \sec^2\alpha)} \left(\begin{array}{l} -2a + 2\zeta + 2r \cos\gamma + 2\sqrt{-(r-R)(r+R)} \cos\gamma \sec\alpha + \\ \sqrt{((2a - 2\zeta - 2r \cos\gamma - 2\sqrt{-(r-R)(r+R)} \cos\gamma \sec\alpha)^2 - \\ -4(1 + \sec^2\alpha)(a^2 - 2a\zeta + \zeta^2 - 2ar \cos\gamma + \\ + 2r\zeta \cos[\gamma] + \xi^2 \cos^2\gamma \sec^2\gamma))} \end{array} \right). \quad (2.38)$$

В залежностях (2.37), (2.38) величина a – глибина ходу робочого органу.

Оскільки інтегрування (2.36) навіть в такому випадку в загальному вигляді неможливе в елементарних функціях через ірраціональність аргументів функції, то функції (2.36) з урахуванням (2.29) та (2.38), були розкладені в нормалізовані ряди Маклорена.

Про розбіжність функцій у загальному вигляді та розкладених в ряд свідчать графіки (рис. 2.13): розкладання в ряд за аргументами, по яких проводиться інтегрування, не впливає на вигляд функцій компонент швидкостей переміщень, що описуються точними рівняннями та функціями, які представляють розкладені в ряд Маклорена оригінали.

В кінцевому вигляді функції деформацій після інтегрування мають вигляд:

$$\dot{\varepsilon}_{x0} = \frac{U_m \zeta \eta \sec\alpha \left(-2a\delta + 2r \cos\gamma - 2A_s \cos^2\gamma + \frac{A_s \zeta \cos\gamma}{-r + a \sec\gamma} \right) \sec\delta}{r(-1 + \delta)(\varrho^2)^{3/2}} ;$$

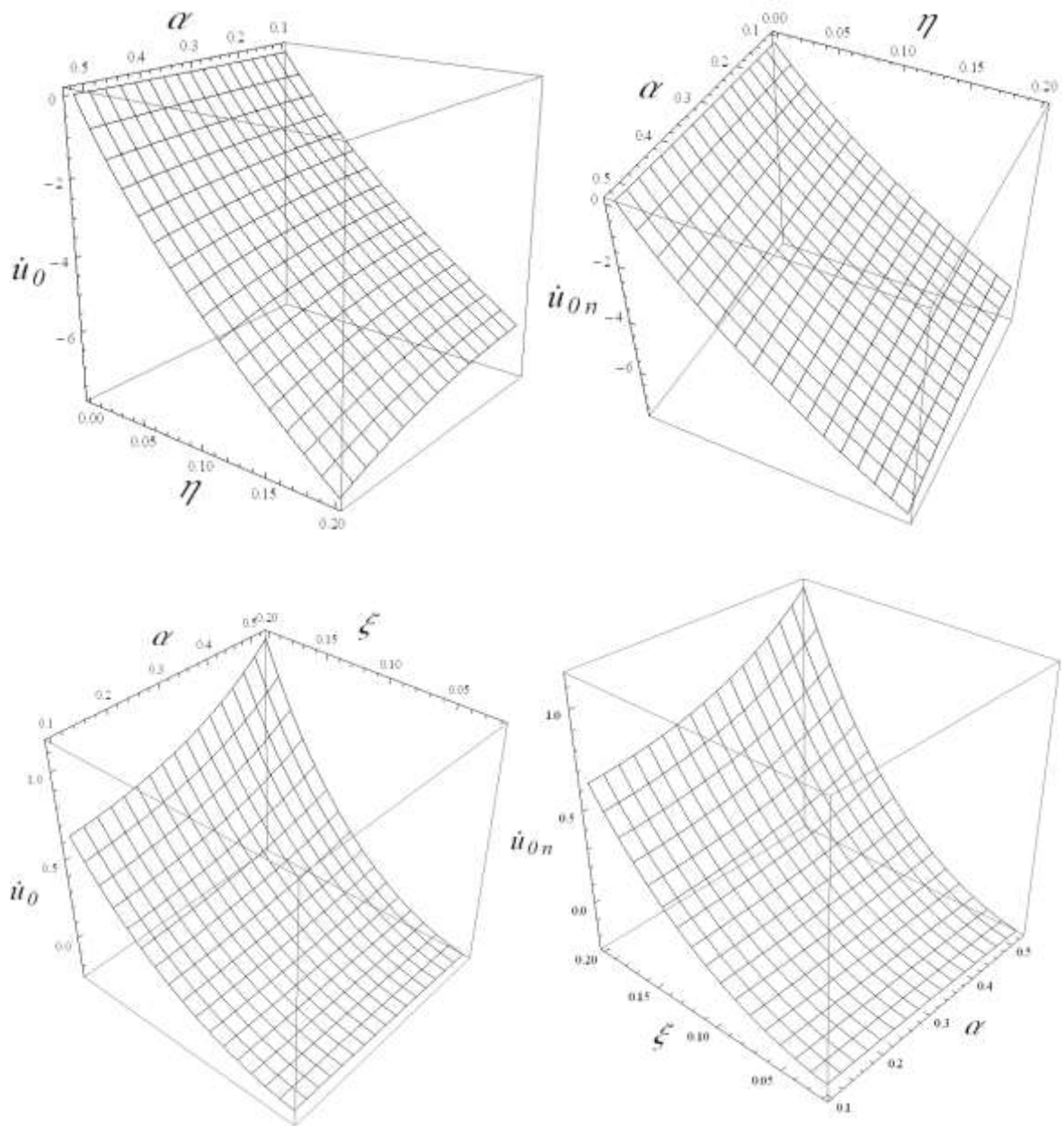


Рис. 2.13. Графіки залежності компоненти швидкості переміщень на поверхні контакту, що побудовані за залежностями (2.29) та за функціями (2.29), які розкладені в ряд Маклорена

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

$$\times \left(U_m \zeta \xi \cos^2 \gamma \sec \alpha \sec \delta \times \right.$$

$$\times \left(\begin{array}{l} \left(2r \sec \gamma + 2R_R \sec \alpha \sec \gamma - 2a \sec[\gamma]^2 - \right. \\ \left. -2 \sqrt{\frac{\sec[\gamma]^2 (a(1+\sec^2\alpha) \sec \gamma (2r - a \sec \gamma) +}{+(r + R_r \sec \alpha - a \sec \gamma)^2)} +} \right. \\ \left. + \zeta \left(\frac{\sec^2 \gamma - \sec \alpha \sec^3 \gamma (R_R + \sec \alpha (-r + a \sec \gamma))}{\sqrt{\sec[\gamma]^2 (a(1+\sec^2\alpha) \sec[\gamma] (2r - a \sec \gamma) + (r + R_R \sec \alpha - a \sec \gamma))^2}} \right) \right) \end{array} \right);$$

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

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

$$\begin{aligned}
\dot{\gamma}_{xy0} = & \frac{1}{2r(\delta - 1)(\varrho^2)^{3/2}} U_m \zeta \sec \alpha \sec \delta \\
& (1 / (r - a \sec \gamma)^2 \eta (a(-2a^2 \delta \sec^2 \gamma + 2ar(2\delta + 1) \sec \gamma + \\
& + (\zeta - 2a) \sqrt{\sec^4 \gamma (a - r \cos \gamma)^2 - 2r^2 (\delta + 2)}) + \\
& + 2r \cos \gamma (\frac{1}{2} (4\alpha - \zeta) \sqrt{(\alpha - r \cos \gamma)^2 \sec^4 \gamma + r^2}) - \\
& - 2A_S r^2 \cos^2 \gamma) + \frac{1}{\sec^2 \alpha + 1} \xi \cos^2 \gamma (\xi (\sec^2 \gamma - \\
& - (\sec \alpha \sec^3 \gamma (\sec \alpha (a \sec \gamma - r) + R_R))) / \\
& / (\sqrt{(-\sec^2 \gamma (\sec^2 \alpha (\alpha^2 \sec^2 \gamma - 2ar \sec \gamma + r^2 - R^2)) - \\
& - 2R_R \sec \alpha \sec \gamma (r \cos \gamma - \alpha) - \\
& - 2 \sqrt{-\sec^2 \gamma (\sec^2 \alpha (\alpha^2 \sec^2 \gamma - 2ar \sec \gamma + r^2 - R^2)) - \\
& - 2R_R \sec \alpha \sec \gamma (r \cos \gamma - \alpha) - r^2} \\
& - 2\alpha \sec^2 \gamma + 2r \sec \gamma + 2R_R \sec \alpha \sec \gamma));
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\gamma}_{xz0} = & (U_m \zeta \eta \sec(\alpha) \sec(\delta) (\alpha(-2a^2 \delta \sec^2(\gamma) + 2ar(2\delta + 1) \sec(\gamma) + \\
& + (\zeta - 2a) \sqrt{\sec^4(\gamma) (\alpha - r \cos(\gamma))^2 - \\
& - 2r^2 (\delta + 2)}) + 2r \cos(\gamma) (\frac{1}{2} (4\alpha - \zeta) \sqrt{\sec^4(\gamma) (\alpha - r \cos(\gamma))^2 + r^2}) - \\
& - 2A_S r^2 \cos^2(\gamma))) / \\
& / (2r(\delta - 1)(\varrho^2)^{3/2} (r - \alpha \sec(\gamma))^2);
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\dot{\gamma}_{yz0} = & (U_m \zeta \xi \sec \alpha \cos^2 \gamma \sec \delta \\
& (\zeta (\sec^2 \gamma - \\
& \frac{\sec \alpha \sec^3 \gamma (\sec \alpha (\alpha \sec \gamma - r) + R_R}{\sqrt{-\sec^2 \gamma (\sec^2 \alpha (\alpha^2 \sec^2 \gamma - 2r \sec \gamma + r^2 - R^2) - \\
& \sqrt{-2R_R \sec \alpha \sec \gamma (r \cos \gamma - \alpha) - r^2}}) - \\
& -2 \sqrt{-\sec^2 \gamma (\sec^2 \alpha (\alpha^2 \sec^2 \gamma - 2r \sec \gamma + r^2 - R^2) - \\
& \sqrt{-2R_R \sec \alpha \sec \gamma (r \cos \gamma - \alpha) - r^2}} - \\
& -2\alpha \sec^2 \gamma + 2r \sec \gamma + 2R_R \sec \alpha \sec \gamma)) \div \\
& \div (2r(\delta - 1)(\rho^2)^{3/2} (\sec^2 \alpha + 1)). \tag{2.39}
\end{aligned}$$

Підстановка виразів (2.39) у фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій дозволяє визначити компоненти напружень на поверхні контакту диск-грунт, 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 в ґрунті, тобто його реакцію на робочий орган (сили опору).

2.5. Аналіз напружень та сил опору на поверхні контакту дисковий робочий орган-грунт

Напруження на поверхні контакту визначаються шляхом підстановки у фізичні рівняння (2.32) зв'язку напружень зі швидкостями деформацій ґрунту на поверхні контакту диск-грунт залежностей (2.39), що виражають компоненти швидкостей деформацій на поверхні контакту. Через громіздкість вирази компонент напружень не наводяться.

Компоненти сил, які діють з боку ґрунту на дисковий робочий орган, визначаються шляхом інтегрування розподіленого по поверхні контакту

тиску ґрунту (відповідних компонент напружень) у площині, перпендикулярній відповідній осі.

Так, опір ґрунту переміщенню робочого органу – це інтегральна функція розподілу тиску (компоненти напруження σ_{x0}) по частині площини uoz , що знаходиться у контакті з диском. Інтегрування здійснюється в площині, тобто перше інтегрування по осі ou :

$$P_{x1} = \left(\int_{-\eta}^0 \sigma_{x1n} d\eta \right) + \left(\int_0^{\eta} \sigma_{x1n} d\eta \right); \quad P_{x2} = \left(\int_{-\eta}^0 \sigma_{x2n} d\eta \right) + \left(\int_0^{\eta} \sigma_{x2n} d\eta \right),$$

$$\text{де } -\eta = \frac{1}{1 + \text{Sec}[\alpha]^2} \left[\begin{array}{l} -a + r \text{Cos}[\gamma] + \sqrt{-r^2 + R^2 \text{Cos}[\gamma] \text{Sec}[\alpha]} - \\ -\frac{1}{2} \sqrt{(-4a(a - 2r \text{Cos}[\gamma])(1 + \text{Sec}[\alpha]^2) +} \\ + 4(a - \text{Cos}[\gamma](r + \sqrt{-r^2 + R^2 \text{Sec}[\alpha])^2))} \end{array} \right];$$

$$\eta = \frac{1}{1 + \text{sec}^2 \alpha} \left[\begin{array}{l} -a + r \text{cos} \gamma + \sqrt{-r^2 + R^2 \text{cos} \gamma \text{sec} \alpha} + \\ + \frac{1}{2} \sqrt{(-4a(a - 2r \text{cos} \gamma)(1 + \text{sec}^2 \alpha) +} \\ + 4(a - \text{cos} \gamma (r + \sqrt{-r^2 + R^2 \text{sec} \alpha})^2) \end{array} \right],$$

– межі інтегрування в системі координат $\xi\eta\zeta$ іdem xyz по осі ou при значеннях $\{-\eta, 0\}$ та $\{0, \eta\}$;

$\sigma_{x1n}, \sigma_{x2n}$, – розкладені в ряд Маклорена компоненти напружень в напрямку осі ox при значеннях координати $\{-\xi\}$ та $\{+\xi\}$, відповідно.

Друге інтегрування представляється сумою перших двох інтегралів по осі oz :

$$P_x = \int_0^a (P_{x1} + P_{x2}) d\zeta.$$

$$P_x = -\frac{1}{(9r(-1+\delta)(1+\nu)(-1+2\nu)(1+\sec^2\alpha)^2)} \times$$

$$\left(\begin{array}{l} a^2 e \frac{9l(-1+8\nu)\tau_0 \cos\varphi}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin[\varphi])} U_m \mu(e) \frac{27l(-1+2\nu)\tau_0 \cos\varphi}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)} \times \\ \times (6-12\nu) + e \frac{9l\tau_0 \cos\varphi}{2\sqrt{2}\mu\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)} (1+\nu) \times \\ \times \left(\begin{array}{l} \delta(3-6\nu) + 2r(1+\nu)\cos\gamma - \\ -2A_S(1+\nu)\cos^2\gamma \sec\alpha(-a+\cos\gamma(r+R_R\sec\alpha)) \end{array} \right) \times \\ \times \sqrt{\frac{-4a(a-2r\cos\gamma)(1+\sec^2\alpha) + \sec\delta}{+4(a-\cos\gamma(r+R_R\sec\alpha))^2}} \end{array} \right);$$

$$A_S = \sqrt{\sec^2\gamma(r-a\sec\gamma)^2}; R_R = \sqrt{-r^2 + R^2}. \quad (2.40.a)$$

Аналогічним чином отримуються залежності для компонент опору в напрямках осей ou та oz :

$$P_z = -\frac{2a^2 U_m \eta \mu}{9r(-1+\delta)(-1+2\nu)} \left(\begin{array}{l} e \frac{9l\tau_0 \cos\varphi}{2\sqrt{2}\mu\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)} (6-12\nu) + \\ + e \frac{27l(-1+2\nu)\tau_0 \cos\varphi}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)} (1+\nu) \end{array} \right) \times$$

$$\times \left(\frac{\delta(3-6\nu)}{1+\nu} + 2r\cos\gamma - 2A_S \cos^2\gamma \right) \sqrt{a \sec\gamma(2r-a\sec\gamma) \sec\delta};$$

$$P_y = \left(a^2 U_m \mu \left[e^{-\frac{9l\tau_0 \cos\varphi}{2\sqrt{2}\mu\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)}} (6-12\nu) + \frac{27l(-1+2\nu)\tau_0 \cos\varphi}{4\sqrt{2}\mu(1+\nu)\sqrt{\frac{E(-1+\nu)}{(-1+\nu+2\nu^2)}\rho}(-3+\sin\varphi)} (1+\nu) \right] \times \right. \\
\left. \left(\frac{1}{(1+\nu)2(\delta(3-6\nu))} + 2r(1+\nu)\cos\gamma - 2A_S(1+\nu)\cos^2\gamma \right) \times \right. \\
\left. \times \left(a - r\cos\gamma - R_R\cos\gamma \sec\alpha + \frac{1}{2} \sqrt{-4a(a-2r\cos\gamma)(1+\sec^2\alpha) + 4(a-\cos\gamma(r+R_R\sec\alpha))^2} \right) \times \right. \\
\left. \times \sqrt{a \sec\gamma(2r-a \sec\gamma) + a \cos\alpha(a-2r\cos\gamma)} \times \right. \\
\left. \times \left(2r \sec\gamma + 2R_R \sec\alpha \sec\gamma - \frac{3(-1+2\nu)\sec^2\gamma}{1+\nu} - \right. \right. \\
\left. \left. -2\sqrt{\sec^2\gamma \left(\left(r + R_R \sec\alpha - \frac{3(-1+2\nu)\sec\gamma}{2(1+\nu)} \right)^2 - \frac{3(-1+2\nu)(1+\sec^2\alpha)\sec\gamma(-4r(1+\nu) + (-3+6\nu)\sec\gamma)}{4(1+\nu)^2} \right)} \right) \times \right. \\
\left. \times \sec\delta \right) / \\
/ (18r(-1+\delta)(-1+2\nu)(\varrho^2)^{3/2}(1+\sec^2\alpha)). \tag{2.40.б}$$

У зв'язку зі складністю аналізу виразів (2.40.а, 2.40.б) на рис. 2.14 – 2.15 представлена їх графічна інтерпретація на прикладі складової тягового опору.

Як свідчать графіки, суттєвий вплив на опір ґрунту при роботі дискового робочого органу чинять як механічні властивості самого ґрунту, так і геометричні та кінематичні параметри дискових робочих органів, зокрема:

– модуль пружності ґрунту, коефіцієнт внутрішнього тертя та граничне напруження зсуву ґрунту після руйнування його суцільності в широких

межах його існування не мають суттєвого впливу на опір ґрунту переміщенню робочого органа. Ці величини впливають на величину межі руйнування суцільності ґрунту, яка після настання цього стану залишається практично незмінною величиною;

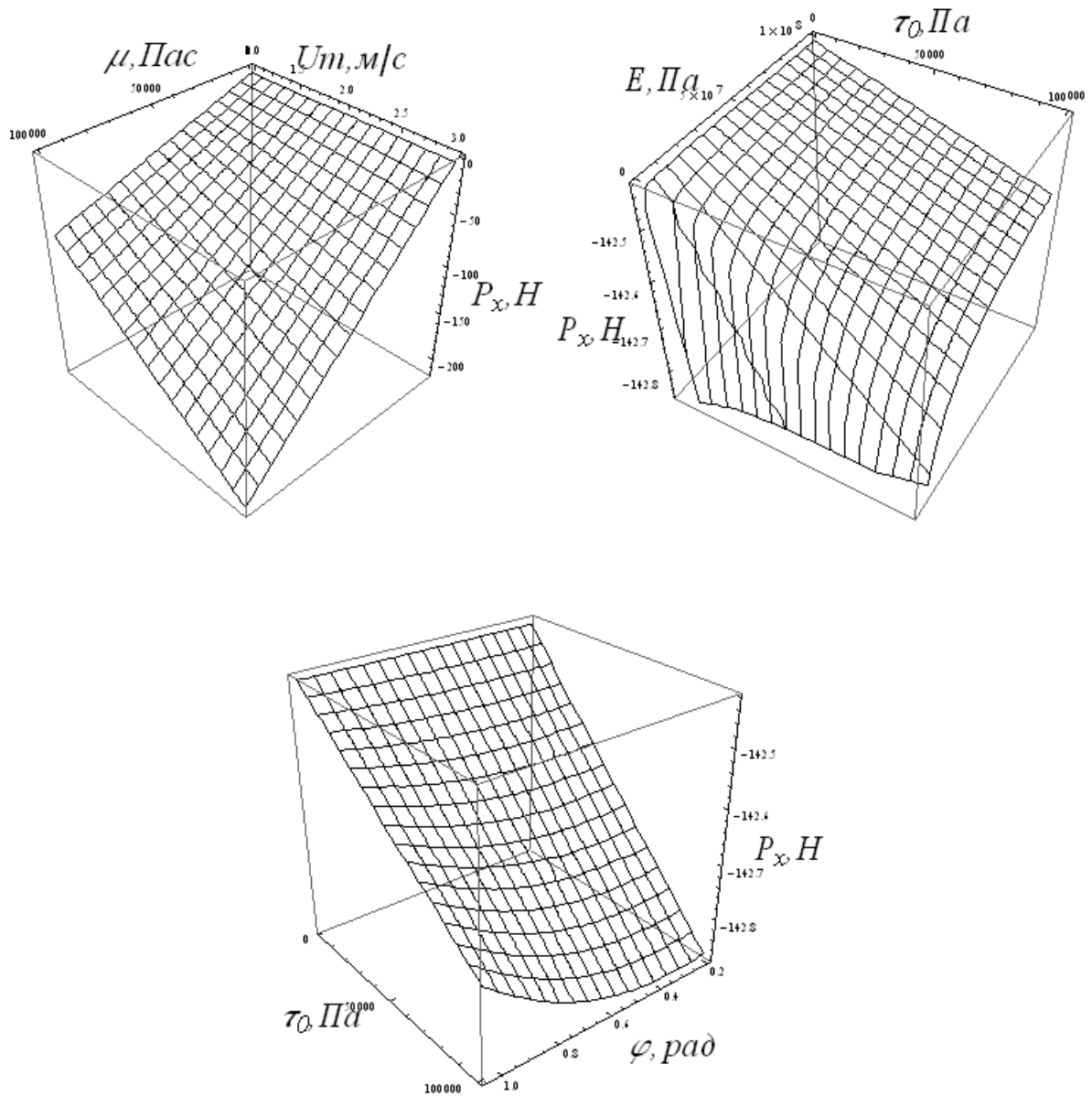


Рис. 2.14. Залежності тягового опору від механічних властивостей ґрунту (модуля пружності E , коефіцієнта в'язкості μ , початкового напруження зсуву τ_0 , кута внутрішнього тертя φ)

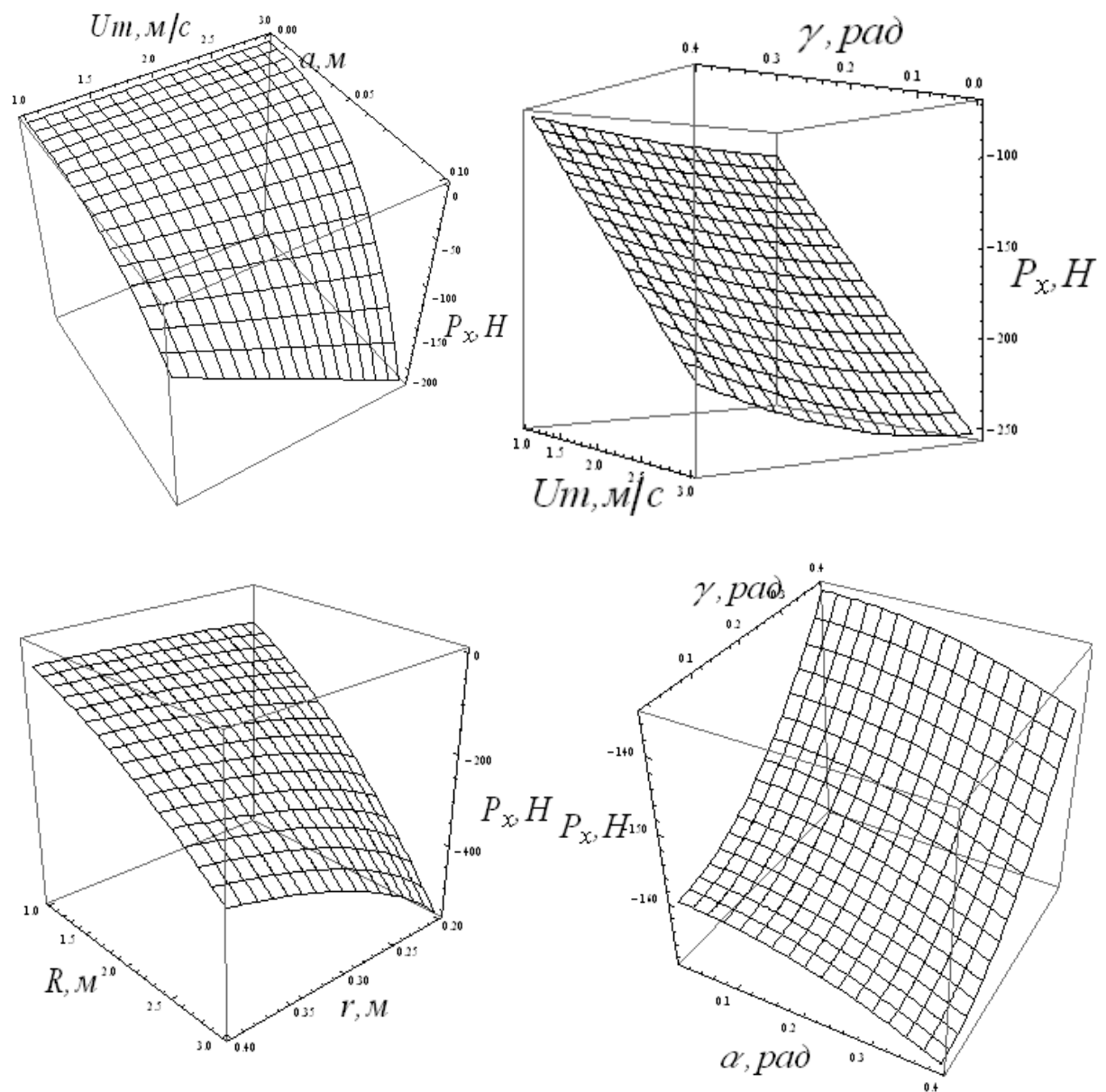


Рис. 2.15. Залежності тягового опору від параметрів (радіус кривизни R та діаметра $2r$ диска) і режимів роботи (поступальної швидкості машини U_m , кутів нахилу осі обертання диска α та γ , глибини ходу диска a)

- водночас, коефіцієнт в'язкості, що характеризує в'язке тертя ґрунту, має суттєвий вплив на опір, особливо зі зростанням поступальної швидкості;
- разом із тим, суттєвий вплив на витрати енергії (опір ґрунту) чинять параметри та режими роботи дискового робочого органу; так за рахунок

раціонального вибору кривизни диска R , та кутів установки осі обертання α та γ можна знизити тяговий опір до 40 %;

– крім того, за великих значень коефіцієнта в'язкості ґрунту суттєвого зниження тягового опору можна досягти підбором раціональної швидкості поступального руху.

Останній висновок дає підстави для пошуку оптимальної швидкості поступального руху агрегату.

2.6. Визначення функції оптимізації кінематичного режиму руху агрегату

Комплектування машинно-тракторних агрегатів здійснюється за умови забезпечення оптимального завантаження робочими машинами мобільних енергетичних засобів.

За критерій оптимізації приймають, як правило, рівень завантаження двигуна, не враховуючи при цьому швидкісний режим руху агрегату, який вибирається оператором індивідуально з урахуванням його кваліфікації. При такому підході витрата енергії при виконанні технологічної операції з використанням мобільного агрегату може суттєво перевищувати необхідну для якісного виконання процесу з дотриманням агротехнічних вимог. Збільшення витрат енергії проявляється суттєво при виконанні операцій на полях з вираженим рельєфом (знакозмінним кутом нахилу поверхні поля у вертикально-поздовжній площині). Тому задача оптимізації режимів руху машинно-тракторного агрегату при виконанні ним операцій технологічного процесу є актуальною і своєчасною.

Посилення вимог до якості виконання польових робіт, підвищення врожайності та екологічної безпеки, вимагають розробку прогресивних форм організації праці, вдосконалення як основного енергетичного засобу, так і технологічної машини, що входить до складу машинно-тракторного агрегату (МТА).

Аналіз стану питання розвитку МТА показав, що на сучасному етапі основна увага приділяється вдосконаленню енергетичних засобів та підвищенню їх потужності для забезпечення надійної роботи технологічних машин. Але це неминуче призводить до зростання експлуатаційної маси МТА і, як наслідок, до збільшення енергетичних витрат на виконання технологічного процесу [120, 137].

Одним із основних резервів зниження витрат енергії є оптимізація швидкісного режиму руху МТА з урахуванням рельєфу поля у вертикально-поздовжній площині.

Для розв'язання задачі оптимізації режимів руху машинно-тракторного агрегату (МТА) необхідно розглянути динаміку його переміщення по поверхні поля. Схема профілю поля та сили, що діють на агрегат, представлені на рис. 2.16.

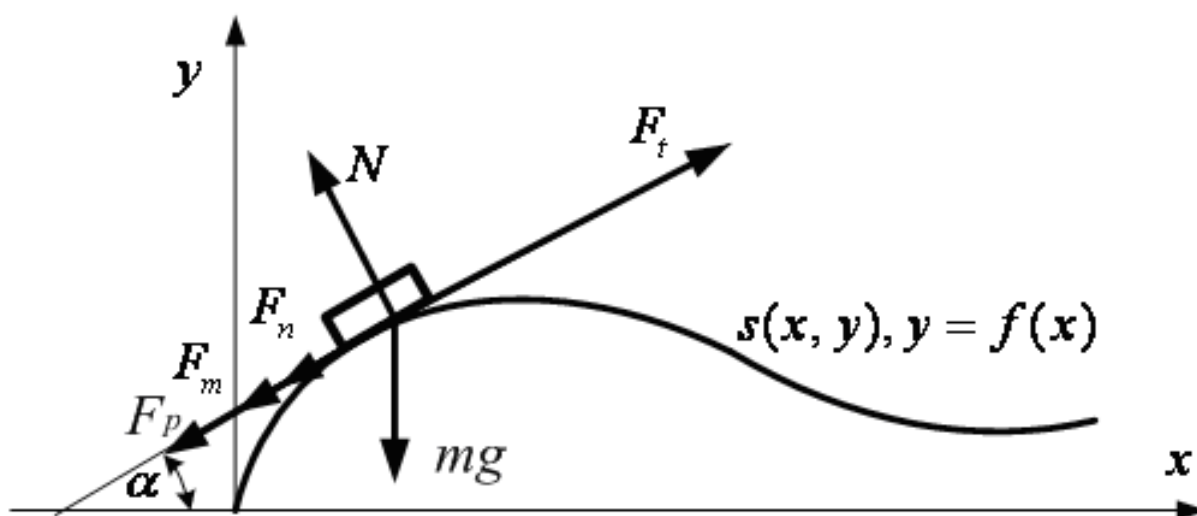


Рис. 2.16. Схема до складання рівняння руху МТА

Рівняння руху агрегату в проекції на натуральні осі координат, тобто на траєкторію руху по поверхні поля, матиме вигляд:

$$m \cdot \dot{v} + F_p + F_n + F_m = F_t, \quad (2.41)$$

де – m - маса агрегату;

\dot{v} – прискорення агрегату в проекції на напрям руху (похідна за часом від лінійної швидкості);

$$F_p = P_p \cdot v^2 \text{ – тяговий опір робочої машини,}$$

де P_p – динамічний коефіцієнт функції тягового опору;

$$F_n = N \cdot k_n \text{ – опір перекочуванню коліс агрегату,}$$

де $N = m \cdot g \cdot \cos \alpha$ – нормальна реакція поверхні поля,

k_n – коефіцієнт перекочування;

$$F_m = m \cdot g \cdot \sin \alpha \text{ – проекція ваги на напрямок руху агрегату;}$$

$$F_t = N / v \text{ – тягове зусилля на рушійх енергозасобу,}$$

де N – потужність, приведена до рушіїв енергозасобу агрегату.

Ліва частина рівняння руху агрегату (2.41) являє собою сили опору руху агрегату, що дозволяє скласти функціонал роботи сил опору при переміщенні по криволінійній лінії $s(x, y)$ у вигляді:

$$J_1 = \int_0^s \Phi_1 ds = \int_0^s \left(m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot [k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha] \right) ds. \quad (2.42)$$

При визначенні мінімуму підінтегральної функції, а саме функціонала сил опору, необхідно накласти додаткові умови, тобто обмеження, при яких необхідно розв'язувати варіаційну задачу щодо визначення функції швидкості руху агрегату, яка дасть мінімум функціоналу (2.42). Таким обмеженням (додатковою умовою може бути різниця сил опору та рушійної сили F_t , помножена на коефіцієнт Лагранжа) є:

$$\Phi_2 = \lambda \cdot (m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N / v). \quad (2.43)$$

З обмеженнями (2.43) функціонал роботи сил опору (2.423) переміщення агрегату на шляху s набуде вигляду:

$$J_s = \int_0^s (\Phi_1 + \Phi_2) ds = \int_0^s [m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \lambda \cdot (m \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^2 + m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N / v)] ds. \quad (2.44)$$

Якщо помножити й розділити останній вираз на dt , то враховуючи, що $ds / dt = v$, останній вираз може бути переписаний у вигляді:

$$J_s = \int_0^s [m \cdot v \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^3 + v \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \lambda \cdot (m \cdot v \cdot \dot{v} + P_p \cdot v^3 + v \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N)] dt \quad (2.45)$$

Кут α нахилу дотичної до траєкторії руху агрегату до осі ox при заданій формі поверхні поля $y = f(x)$ може бути визначений так:

$$\alpha = \arctg(y'(x)). \quad (2.46)$$

Оскільки функціонал (2.45), з урахуванням останнього виразу (2.46) містить незалежні функції x та t , то зручно проводити пошук мінімуму проекції швидкості на Декартовій системі координат. Якщо спроектувати складові виразу (4) на вісь ox , то функціонал прийме вигляд:

$$J_s = \int_0^\tau \left[\frac{m}{\cos^2 \alpha} \cdot \dot{x} \cdot \ddot{x} + P_p \cdot \frac{\dot{x}^3}{\cos^3 \alpha} + \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) + \right. \\ \left. + \lambda \cdot \left(\frac{m}{\cos^2 \alpha} \cdot \dot{x} \cdot \ddot{x} + P_p \cdot \frac{\dot{x}^3}{\cos^3 \alpha} + \frac{\dot{x}}{\cos \alpha} \cdot m \cdot g \cdot (k_n \cdot \cos \alpha + \sin \alpha) - N \right) \right] dt$$

Граничні умови (початкові та кінцеві) для функцій S , \dot{S} мають такий вигляд (на початку руху шлях та початкова швидкість дорівнюють 0, на кінці ділянки руху шлях дорівнює S , а швидкість руху дорівнює 0):

$$\begin{aligned} s(0) = 0, \dot{s}(0) = v(0)|_{s=0} = 0, \\ s(\tau) = S, \dot{s}(\tau) = v(\tau)|_{s=S} = 0, \end{aligned} \quad (2.47)$$

Межі інтегрування за часом руху не мають принципового значення при пошуку функції, що дасть мінімум функціоналу, але можна зазначити, що час може бути визначений із розв'язку рівняння:

$$\int \frac{\dot{x}}{\cos(\arctg[y'(x)])} dt = \int \sqrt{1 + y'(x)^2} dx = s. \quad (2.48)$$

Для пошуку мінімуму функціонала, тобто визначення функції швидкості руху в залежності від профілю поверхні поля та параметрів і режимів роботи агрегату, можна використати прямий варіаційний метод Рітца [179].

Слід відзначити, що при мінімізації функціоналу вигляд функції поверхні не має суттєвого значення, оскільки після визначення функції швидкості, що надасть мінімум функціоналу, кут нахилу траєкторії до горизонту може виступати як керуючий фактор. У загальному випадку поверхня поля може бути задана рівнянням:

$$y = a \cdot \cos(b \cdot x). \quad (2.49)$$

Координатні функції, що задовольняють граничні умови (2.47), можуть бути взяті у вигляді:

$$s_t = S(2 \cdot \tau - t) \cdot \frac{t}{\tau^2} + a_n \sum_{n=1}^n (\tau - t)^{n+1} \frac{t^{n+1}}{\tau^{n+2}}. \quad (2.50)$$

Функція (2.50) забезпечує граничні умови (2.47) за будь-яких значень постійних a_n .

Для розв'язання задачі можна взяти координатну функцію у вигляді суми нульового члена та трьох членів ряду:

$$s_t = S(2 \cdot \tau - t) \cdot \frac{t}{\tau^2} + \chi \cdot (\tau - t)^2 \cdot \frac{t^2}{\tau^3} + \psi \cdot (\tau - t)^3 \cdot \frac{t^3}{\tau^4} + \omega \cdot (\tau - t)^4 \cdot \frac{t^4}{\tau^5}. \quad (2.51)$$

У вираз функціонала (2.45) входять швидкості та прискорення, тому в цей вираз повинні ввійти перша та друга похідні виразу (2.51) за часом:

$$v = ds / dt = \frac{1}{\tau^5} \left[(t - \tau) \cdot \left\{ -2 \cdot S \cdot \tau^3 + (2 \cdot t - \tau) \cdot (4 \cdot t^4 \cdot \omega - \right. \right. \\ \left. \left. - t^2 \cdot \tau \cdot (2 \cdot \psi + 8 \cdot t \cdot \omega) + \tau^2 \cdot [2 \cdot \chi + 3 \cdot t \cdot \omega + 4 \cdot t^2 \cdot \omega] \right\} \right];$$

$$\dot{v} = d^2 s / dt^2 = \frac{1}{\tau^5} \cdot 2 \cdot \left[-2 \cdot S \cdot \tau^3 + \tau^4 \cdot \chi + 3 \cdot t \cdot \tau^3 \cdot (-2 \cdot \chi - \tau \cdot \psi) + \right. \\ \left. + 28 \cdot t^6 \cdot \omega - 84 \cdot t^5 \cdot \tau \cdot \omega + 10 \cdot t^3 \cdot \tau^2 \cdot (3 \cdot \psi - 4 \cdot \tau \cdot \omega) + \right. \\ \left. + 15 \cdot t^4 \cdot \tau \cdot (-\psi + 6 \cdot \tau \cdot \omega) + 6 \cdot t^2 \cdot \tau^2 \cdot (\chi - 3 \cdot \tau \cdot \psi + 2 \cdot \tau^2 \cdot \omega) \right]. \quad (2.52)$$

Підстановка функцій (2.52) у функціонал (2.45) та інтегрування за часом дасть вираз роботи у вигляді:

$$J_s = \frac{1}{2145 \cdot \tau} \cdot \left[60060 \cdot m \cdot S^2 + 2145 \cdot \tau^2 \cdot (15 \cdot (N \cdot \tau + op2) + op1) - \right. \\ \left. - P_p \cdot S \cdot (60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \cdot \tau \cdot (\tau \cdot (2 \cdot \tau \cdot \omega + 9 \cdot \psi) + 42 \cdot \chi) + \right. \\ \left. + \tau^2 \cdot \{ \tau^2 \cdot (8 \cdot \tau^2 \cdot \omega^2 + 60 \cdot \tau \cdot \psi \cdot \omega + 117 \cdot \psi^2) + \right. \\ \left. + 26 \cdot \tau \cdot \chi \cdot (8 \cdot \tau \cdot \omega + 33 \cdot \psi) + 1716 \cdot \chi^2 \} \right];$$

$$op1 = g \cdot k \cdot m \cdot S \cdot \cos \alpha + g \cdot m \cdot S \cdot \sin \alpha;$$

$$op2 = -g \cdot k \cdot m \cdot S \cdot \cos \alpha - g \cdot m \cdot S \cdot \sin \alpha. \quad (2.53)$$

Визначення мінімуму функціонала за методом Рітца передбачає знаходження значень коефіцієнтів координатних функцій, що надають мінімум функціоналу. Отже, для пошуку значень цих коефіцієнтів необхідно розв'язати систему рівнянь, що складається з прирівняних до нуля частинних похідних за коефіцієнтами координатних функцій:

$$\frac{\partial J_s}{\partial \chi} = - \frac{2 \cdot P_p \cdot S \cdot \{ 462 \cdot S + \tau \cdot (132 \cdot \chi + \tau \cdot [33 \cdot \psi + 8 \cdot \tau \cdot \omega]) \}}{165 \cdot \tau} = 0;$$

$$\frac{\partial J_s}{\partial \psi} = - \frac{2}{715} P_p \cdot S \cdot \{ 429 \cdot S + \tau \cdot (143 \cdot \chi + \tau \cdot [39 \cdot \psi + 10 \cdot \tau \cdot \omega]) \} = 0;$$

$$\frac{\partial J_s}{\partial \omega} = - \frac{4 \cdot P_p \cdot S \cdot \tau \cdot \{ 143 \cdot S + \tau \cdot (52 \cdot \chi + \tau \cdot [15 \cdot \psi + 4 \cdot \tau \cdot \omega]) \}}{2145} = 0;$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial J_s}{\partial \lambda} = & \frac{1}{30030 \cdot \tau^2} \cdot \left\{ 60060 \cdot m \cdot S^2 + 30030 \cdot \tau^2 \cdot (op2 + N \cdot \tau) - \right. \\ & - P_p \cdot S \cdot (60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \cdot \tau^2 [42 \cdot \chi + \tau \cdot (9 \cdot \psi + 2 \cdot \tau \cdot \omega)]) + \\ & + \tau^2 \cdot [1716 \cdot \chi^2 + 26 \cdot \tau \cdot \chi \cdot (33 \cdot \psi + 8 \cdot \tau \cdot \omega) + \\ & \left. + \tau^2 \cdot (117 \cdot \psi + 60 \cdot \tau \cdot \psi \cdot \omega + 8 \cdot \tau^2 \cdot \omega^2)] \right\} = 0; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial J_s}{\partial \tau} = & \frac{1}{2145 \cdot \tau^3} \cdot \left\{ -120120 \cdot m \cdot S^2 + 32175 \cdot N \cdot \tau^3 - \right. \\ & - 2 \cdot P_p \cdot S \left(-60060 \cdot S^2 + 286 \cdot S \left(-21 \cdot \tau \cdot \chi + \tau^3 \cdot \omega \right) + \tau^3 [429 \cdot \chi \cdot \psi + \right. \\ & \left. \left. + 117 \cdot \tau \cdot \psi^2 + 208 \cdot \tau \cdot \chi \cdot \omega + 90 \cdot \tau^2 \cdot \psi \cdot \omega + 16 \tau^3 \cdot \omega^2 \right] \right) \left. \right\} = 0 \end{aligned} \quad (2.54)$$

Розв'язання системи рівнянь (2.54) відносно коефіцієнтів координатних функцій дає значення коефіцієнтів першого рівняння (2.52), що представляє собою функцію швидкості руху агрегату, яка повинна забезпечити мінімум роботи при проходженні ділянки певного профілю.

Значення коефіцієнтів рівняння (2.54) мають вигляд:

$$\begin{aligned} \tau = & -\frac{op2}{3N} + (42^{1/3} op2^2) / (N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\ & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{1/3}) + \\ & + \frac{1}{362^{1/3} N} (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\ & + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{1/3}; \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\chi = & \frac{1}{-24mS + 13P_p S^2} (-31682^{2/3} op2^4) / (N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + \\
& + 50544N^2P_p S^3 + \sqrt{(-11943936op2^6 + \\
& + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{2/3}) - \\
& - (2642^{1/3} op2^3) / (N(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + +50544N^2P_p S^3 \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{1/3}) - \\
& - 1 / (62^{1/3} N) 11op2(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544Nk^2P_p S^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{1/3} - \\
& - 1 / (722^{2/3} N) 11(-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{2/3}); \\
\psi = & \frac{1}{24mS - 13P_p S^2} \left(-\frac{2288op2}{3} - (45762^{1/3} op2^2) / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + \right. \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{1/3} - \\
& - \frac{143}{9} 2^{2/3} (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3 + 50544N^2P_p S^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_p S^3)^2})^{1/3});
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\lambda = & \left(\frac{32op2^3}{3} + 144mN^2S^2 - 78N^2P_pS^3 - (3842^{2/3}op2^5) / \right. \\
& / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{2/3} + \\
& + (322^{1/3}op2^4) / (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{1/3} + \\
& + \frac{1}{9} 2^{2/3} op2^2 (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{1/3} - \\
& - 1 / (542^{2/3}) op2 (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3 + \\
& + \sqrt{-11943936op2^6 + (-3456op2^3 - 93312mN^2S^2 + 50544N^2P_pS^3)^2})^{2/3}) / \\
& / (16op2^3 + 216mN^2S^2 - 117N^2P_pS^3). \\
op1 = & g k m S \cos[\alpha] + g m S \sin[\alpha]; \quad op2 = -g k m S \cos[\alpha] - g m S \sin[\alpha].
\end{aligned}$$

Множник Лагранжа λ при підстановці у функціонал (2.44) дозволить визначити роботу на переміщення агрегату.

Перший із коефіцієнтів рівняння (2.54) τ характеризує оптимальний час проходження машинно-тракторним агрегатом ділянки в залежності від профілю поля, тягового опору, маси агрегату та потужності двигуна енергозасобу. Для прикладу, залежність цього часу від кута нахилу поверхні поля та довжини цієї ділянки представлена на рис. 2.17.

Аналіз отриманих таким чином функцій швидкості з використанням коефіцієнтів координатних функцій свідчить про те, що коефіцієнт при доданку $n = 3$ суттєво не впливає на вигляд функції швидкості.

Приклад зміни швидкості агрегату в залежності від рельєфу поля наведено на рис. 2.18.

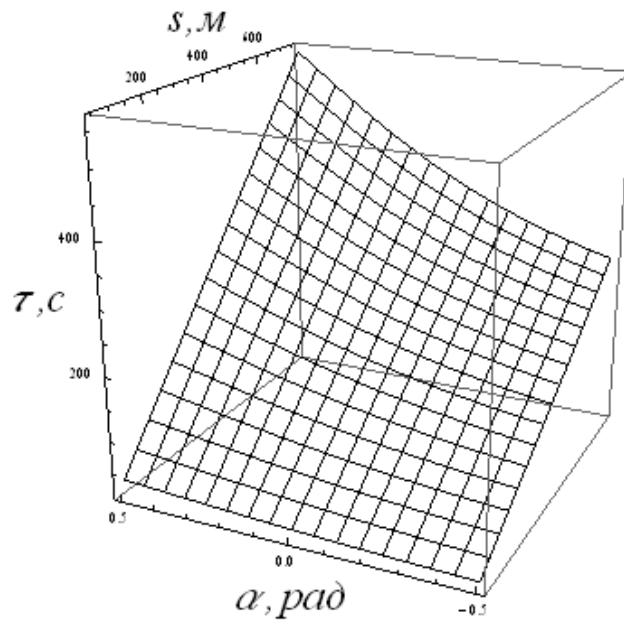


Рис. 2.17. Залежність оптимального часу руху агрегату від шляху при різних кутах нахилу поверхні поля

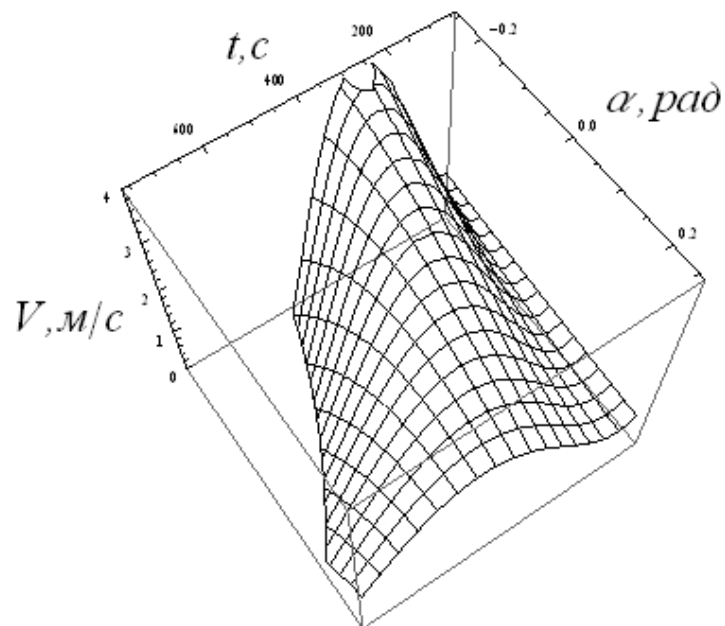


Рис. 2.18. Залежність швидкості переміщення агрегату від рельєфу поля

Аналіз графічного зображення (рис. 2.18) показує, що кут нахилу поверхні поля має суттєвий вплив на швидкісний режим руху мобільного агрегату.

Енергія, що витрачається при виконанні технологічної операції (обробіток ґрунту дисковим робочим органом), визначається залежністю (2.45).

При використанні оптимальної (для даного рельєфу поля та при певних параметрах і режимах) роботи агрегату та обмеженнях, що накладаються на тягову потужність, та при постійній швидкості руху витрата енергії суттєво відрізняється в залежності від швидкості руху агрегату. При цьому при більшому запасі тягової потужності економія енергії стає суттєвішою.

Для порівняння енергії, при тяговій потужності 50 кВт та проходженні ділянки з нахилом вгору, прямолінійної та нахилом донизу за однаковий час різниця енергії представлена на рис. 2.19.

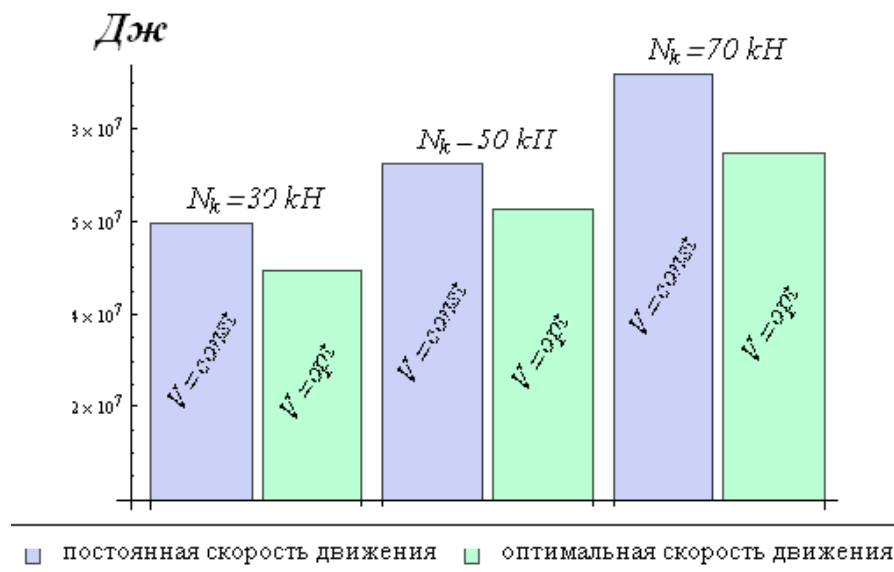


Рис. 2.19. Співвідношення між енергією виконання операції при використанні оптимального $V = opt$ швидкісного режиму E_v та режиму руху з постійною поступальною швидкістю $V = const$ -- E_{v0} (тягова потужність $N_k = 30000H, N_k = 50000H, N_k = 70000H$) за однаковий час проходження ділянки

Таким чином, методом варіаційного числення розв'язана задача оптимізації режиму руху агрегату по поверхні поля з урахуванням рельєфу.

Отримана залежність швидкості руху агрегату від зміни кута нахилу поверхні поля в напрямку руху, опору переміщення МТА та опору робочих органів при накладеному обмеженні по потужності двигуна, приведений до рушіїв, може використовуватись для визначення оптимального швидкісного режиму руху МТА. Даний розв'язок може бути використаний при автоматичному керуванні режимом руху агрегатів. При підстановці в рівняння коефіцієнтів параметрів, що характеризують рух інших типів транспортних засобів, рішення можна використати для оптимізації режимів їх руху.

Аналіз витраченої енергії на виконання операції свідчить про можливість суттєвого (30—40 %) зниження енерговитрат при застосуванні оптимального швидкісного режиму руху агрегату.

РОЗДІЛ 3. ПРОГРАМА ТА МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ВЗАЄМОДІЇ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ІЗ ГРУНТОМ

3.1. Програма експериментальних досліджень

Програмою експериментальних досліджень передбачалось:

– визначення основних показників якості обробітку ґрунту (коефіцієнт структурності, твердість, щільність та вологість ґрунту, рельєф поверхні поля);

– визначення механічних властивостей ґрунту: модуль пружності $E, Па$; коефіцієнт Пуассона ν ; коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій $\mu, Па \cdot с$; початкове напруження зсуву $\tau_0, Па$; кут внутрішнього тертя ґрунту φ при виконанні операції обробітку ґрунту дисковими робочими органами;

– визначення тягового опору дискових робочих органів в залежності від конструктивних параметрів і кінематичних режимів роботи та механічних властивостей ґрунту з метою встановлення адекватності отриманих аналітичних залежностей;

– визначення числових значень механічних та фізико-механічних властивостей ґрунту після обробітку (граничних напружень зсуву структури ґрунту, приросту пористості та модуля деформації ґрунту);

– визначення енергетичних показників роботи машинно-тракторного агрегату з дисковими ґрунтообробними робочими органами при різних параметрах агрегату, кінематичних режимах та різних кутах нахилу профілю поля з метою встановлення адекватності отриманих теоретичних залежностей для визначення оптимального швидкісного режиму руху агрегату.

3.2. Експериментальна установка

Для проведення експериментальних досліджень використовували ґрунтообробний агрегат, який складався з енергетичного засобу (трактор ХТЗ-16131) та фрагмента (центральної частини) дискової борони БДВ-7 (рис. 3.1).

Для визначення залежності тягового зусилля від кута атаки робочих органів агрегат був оснащений тензометричним динамометром, який через аналого-цифровий перетворювач дозволяв фіксувати та обробляти результати досліджень (цифровий масив) на комп'ютері.

При збільшенні кута атаки до 35° дискова борона працює як лущильник, і тягове зусилля на її переміщення в ґрунті зростає, тому цей режим роботи також досліджувався.



Рис. 3.1. Підготовка ґрунтообробного агрегату до проведення експериментальних досліджень

Для проведення досліджень використовували лише центральну (середню) секцію дискової борони, на якій було встановлено дві передні секції, диски в яких розміщені ввігнутою стороною назовні, та дві задні секції зі зворотним розміщенням дисків. Бокові секції дискової борони були демонтовані, тому ширина її захвату знаходилася в межах 3,0 м.

Технічна характеристика дискової борони БДВ-7 наведена в табл. 3.1.

Таблиця 3.1.

Технічна характеристика дискової борони БДВ-7

Назва параметра	Одиниці вимірювання	Значення параметра
Тяговий клас трактора	т	3,0
Ширина захвату	м	7,0 (3,0+2x2,0)
Глибина обробітку	м	до 0,2
Форма робочого органу	-	Вирізні сферичні диски
Діаметр диска	м	0,66
Відстань між дисками	м	0,22
Кількість секцій	шт.	3 (середня і 2 бічні)
Кількість батарей дисків	шт.	8 (4 – в середній секції і по 2 – в бокових)
Кількість дисків в батареї	шт.	8
Кут атаки дисків	град.	15 ⁰
Радіус кривизни диска	град.	1.6
Продуктивність	га/год.	
Робоча швидкість	м/с	до 2,2
Маса	кг	2000

Для визначення адекватності залежностей, отриманих теоретично та для визначення оптимального швидкісного режиму застосовувався агрегат у складі мобільного енергозасобу, підсиленого шляхом додавання тягового модуля зі зчепленим із ним машинно-тракторним агрегатом із дисковими робочими органами (рис. 3.2). Тягове зусилля при цьому вимірювалось на гаку тягового модуля. Для проведення цих експериментів вибиралися ділянки поля з необхідним нахилом поверхні.



Рис. 3.2 Загальний вигляд експериментальної установки для визначення енергії руху при різних кінематичних режимах

3.3. Методика проведення експериментальних досліджень

3.3.1. Методика визначення властивостей ґрунту

У фізичні рівняння зв'язку напружень із деформаціями, а отже й у кінцеві рівняння зв'язку тягового опору з параметрами та режимами роботи дискових робочих органів, входять механічні властивості ґрунту. Ці властивості можуть бути визначені на основі проведення лабораторних випробувань ґрунту або досить трудомістким визначенням окремих показників у польових умовах. Крім того, можуть бути використані методи польових експериментальних досліджень механічних показників, що запропоновані [89]. Такі методи потребують окремих досліджень кожного параметра.

Разом із тим, результатами досліджень [89] встановлені регресійні залежності, що дозволяють визначити механічні властивості ґрунту за результатами визначення фізико-механічних властивостей для кожного (за механічним складом) з типів ґрунтів, характерних для України. Ці регресійні залежності для важкого суглинку, на якому проводились експериментальні дослідження, мають вигляд:

Модуль пружності легкосуглинкового ґрунту:

$$E_1 = 1.64 \cdot 10^6 + 255577W^2 - 605W \rho + 2.9 \rho^2, \quad (3.1)$$

де ρ – густина ґрунту, ; кг / м³

W – вологість ґрунту, %.

Модуль пружності середньосуглинкового ґрунту:

$$E_2 = 1.90 \cdot 10^2 + 18315 W^2 - 526 W \rho + 3.2 \rho^2. \quad (3.2)$$

Модуль пружності важкосуглинкового ґрунту:

$$E_3 = 2.8 \cdot 10^6 + 15410 W^2 - 529 W \rho + 3.2 \rho^2. \quad (3.3)$$

Модуль в'язкості при об'ємних деформаціях легкосуглинкових ґрунтів:

$$\mu_1 = 221382 - \frac{514862}{W^{1/3}} + 65 \rho - 4.5W \rho. \quad (3.4)$$

Модуль в'язкості при об'ємних деформаціях середньосуглинкових ґрунтів:

$$\mu_2 = 178237 - \frac{445099}{W^{1/3}} + 49 \rho - 2.6W \rho. \quad (3.5)$$

Модуль в'язкості при об'ємних деформаціях важкосуглинкових ґрунтів:

$$\mu_3 = 154590 - \frac{342870}{W^{1/3}} + 28 \rho - 1.9W \rho. \quad (3.6)$$

Модуль в'язкості при зсувних деформаціях легкосуглинкових ґрунтів:

$$\eta_1 = 39115 - \frac{75222}{W^{1/3}} + 8 \rho - 0.7W \rho. \quad (3.7)$$

Модуль в'язкості при зсувних деформаціях середньосуглинкових ґрунтів:

$$\eta_2 = 105359 - \frac{226990}{W^{1/3}} + 17 \rho - 1.4W \rho. \quad (3.8)$$

Модуль в'язкості при зсувних деформаціях важкосуглинкових ґрунтів:

$$\eta_3 = 54872 - \frac{106820}{W^{1/3}} + 5\rho - 0.6W\rho. \quad (3.9)$$

Граничне напруження зсуву для легкосуглинкових ґрунтів:

$$\tau_1 = 106450 - 188 W^2 - 1.4 W \rho + 0.00004 \rho^3. \quad (3.10)$$

Граничне напруження зсуву для середньосуглинкових ґрунтів:

$$\tau_2 = 281856 - 2512 W^2 - 58 W \rho + 0.00016 \rho^3. \quad (3.11)$$

Граничне напруження зсуву для важкосуглинкових ґрунтів:

$$\tau_3 = 1.1 - 617 W^2 - 38 W \rho + 2 \cdot 10^{-8} \rho^3. \quad (3.12)$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя для легкосуглинкових ґрунтів:

$$\varphi_1 = 0.4 - 0.0008 W^2 - 0.000019 W \rho + 8.8 \cdot 10^{-11} \rho^3. \quad (3.13)$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя для середньосуглинкових ґрунтів:

$$\varphi_2 = 0.74 - 0.0013 W^2 - 0.000038 W \rho + 4.6 \cdot 10^{-11} \rho^3. \quad (3.14)$$

Коефіцієнт внутрішнього тертя для важкосуглинкових ґрунтів:

$$\varphi_3 = 0.86 - 0.00074 W^2 - 0.000010 W \rho + 1.1 \cdot 10^{-10} \rho^3. \quad (3.15)$$

Графічно залежності механічних властивостей ґрунту від його фізико-механічних параметрів показані на рис. 3.3.

За наведеними рівняннями на основі отриманих значень густини ґрунту та його вологості для важкосуглинкового ґрунту були визначені механічні властивості ґрунту, на якому проводились експериментальні дослідження.

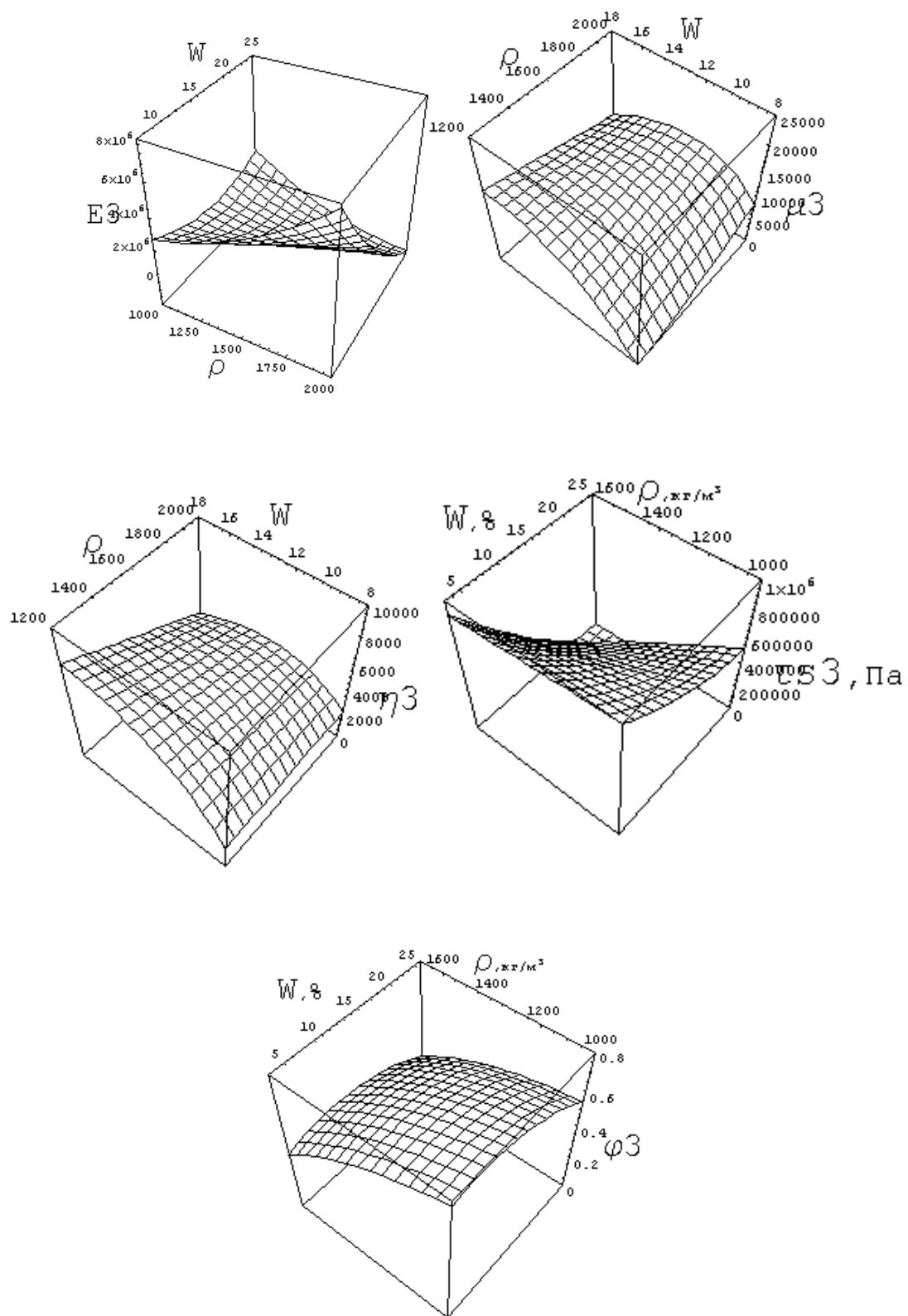


Рис. 3.3. Залежності механічних властивостей від фізико-механічних параметрів ґрунту

3.3.2. Дослідження агротехнологічних показників якості обробітку ґрунту дисковими боронами

Напруження зсуву ґрунту (критерій міцності) опосередковано з деякою точністю може бути визначений за допомогою відомих методик, наприклад, за методом П. У. Ребіндера (рис. 3.4) – за максимальним зануренням у середовище стандартного конуса під дією певного навантаження [11, 39, 191, 192] за формулою:

$$\tau_R = k_a \cdot \frac{P_H}{h_z}, \quad (3.16)$$

де k_a – коефіцієнт, що враховує величину кута α_b при вершині конуса і становить: при $\alpha_b = 30^\circ$ – $k_a = 1.108$; при $\alpha_b = 45^\circ$ – $k_a = 0.658$; при $\alpha_b = 60^\circ$ – $k_a = 0.413$; при $\alpha_b = 90^\circ$ – $k_a = 0.159$;

P_H – величина прикладеного навантаження, Н;

h_z – глибина занурення конуса в ґрунт, м.

Між граничними напруженнями зсуву структури ґрунту та коефіцієнтом пористості ґрунту існує функціональний зв'язок [126, 191]:

$$e = \frac{1,18}{E_z} (\tau_1 - \tau_2) \cdot 100 \% , \quad (3.17)$$

де e – приріст коефіцієнта пористості структури ґрунту, %;

E_z – модуль деформації ґрунту, МПа;

τ_1, τ_2 – граничні напруження зсуву структури ґрунту до та після технологічного впливу на нього відповідно, МПа.

Модуль деформації ґрунту визначається за допомогою одометра (рис. 3.4) за результатами одометричних випробувань ґрунтових зразків [22]:

$$E_z = \frac{P_\partial h_z}{\Delta h_z A_{пл}}, \quad (3.18)$$

де P_∂ – величина прикладеного навантаження (показання динамометра), Н;

h_z – висота ґрунтового зразка, м;

Δh_z – величина деформації зразка, м;

$A_{пл}$ – площа плунжера, м.

Показники якості обробітку ґрунту визначались у трьох варіантах: контроль основний (оранка на зяб); контроль порівнювальний, як базовий варіант обробітку (обробіток виконувався стандартними дисками відповідними до [41, 43], встановленими на базі дискової борони БДВ-7), порівнювальний варіант (обробіток ґрунтообробним знаряддям із кільцевими ротаційними робочими органами, встановленими на базі дискової борони БДВ-7).

Дослідження показників якості обробітку ґрунту визначені у відповідності до ГОСТ 20915-75 та ОСТ 70.4.2.-80 [41,42].

Показники структурного стану ґрунту оцінено за коефіцієнтом структурності (K) [14, 191]:

$$K = A_a / B_a, \quad (3.19)$$

де A_a – сума макроагрегатів з розмірами 0,25...10,0 мм;

B_a – сума агрегатів з розміром < 0,25 мм та грудок з розміром > 10 мм.

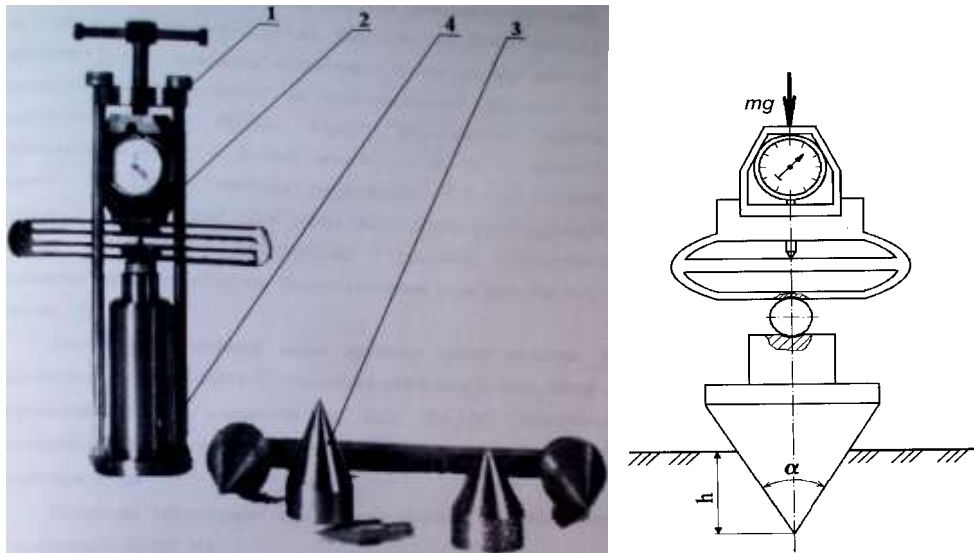


Рис. 3.4. Схема та загальний вигляд приладу для визначення граничних напружень зсуву ґрунту за методом Ребіндера П.У. 1 – одометр; 2 – динамометр; 3 – конус; 4 – циліндр [122, 143].

Значення \hat{A}_a та \hat{A}_a визначались методом фракціонування зразків ґрунту у повітряно-сухому стані на установці, наведеній на рис. 3.5, із розділенням на фракції: > 10, 10...7; 7...5; 5...3; 3...2; 2...1; 1,0...0,5; 0,5...0,25; < 0,25 мм.

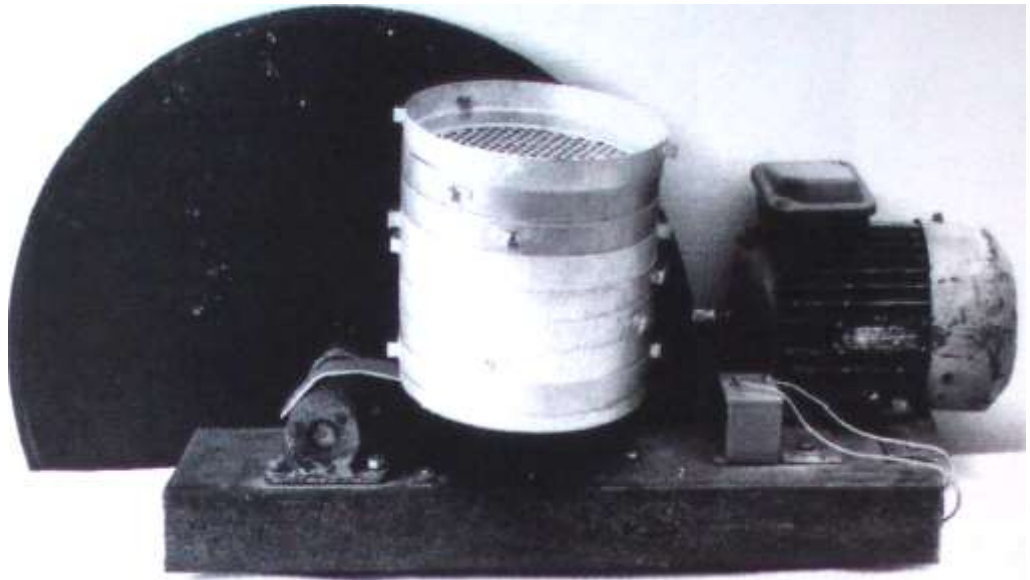


Рис. 3.5. Установа для визначення структурно-агрегатного складу ґрунту [191].

Абсолютна вологість W ґрунту визначалась за формулою:

$$W = (M_w / M_s) 100\% , \quad (3.20)$$

де M_w – маса води, що випарувалась, г;

M_s – маса абсолютно сухого зразка ґрунту, г.

Густина ґрунту визначалась за формулою:

$$\rho = M_s / V_s \quad (3.21)$$

де M_s – маса абсолютно сухого ґрунту в певному об'ємі дослідного зразка, г;

V_s – об'єм дослідного зразка, см^3 .

3.3.3. Визначення тягово-енергетичних показників дискового робочого органу

Визначення тягового опору машини з дисковими робочими органами проводилось методом тензометрування [115, 128], при цьому фіксувалась та вимірювалась горизонтальна складова P_x сил опору в залежності від кута α атаки та глибини a обробітку ґрунту, та швидкості руху агрегату. Ці дослідження проводились у польових умовах. Тяговий опір машини реєструвався тензоланкою (рис. 3.6).



Рис. 3.6. Тензоланцюг між скобами трактора та борони

Тарування тензоланцюга проводилось у лабораторних умовах на розривній машині (рис. 3.7) з використанням тієї самої реєстраційної апаратури, що й у польових умовах, а саме: тензоланка, аналогово-цифровий перетворювач із підсилювачем, комп'ютер із відповідним програмним забезпеченням, що дозволяв вести запис у реальному часі в цифровому вигляді.

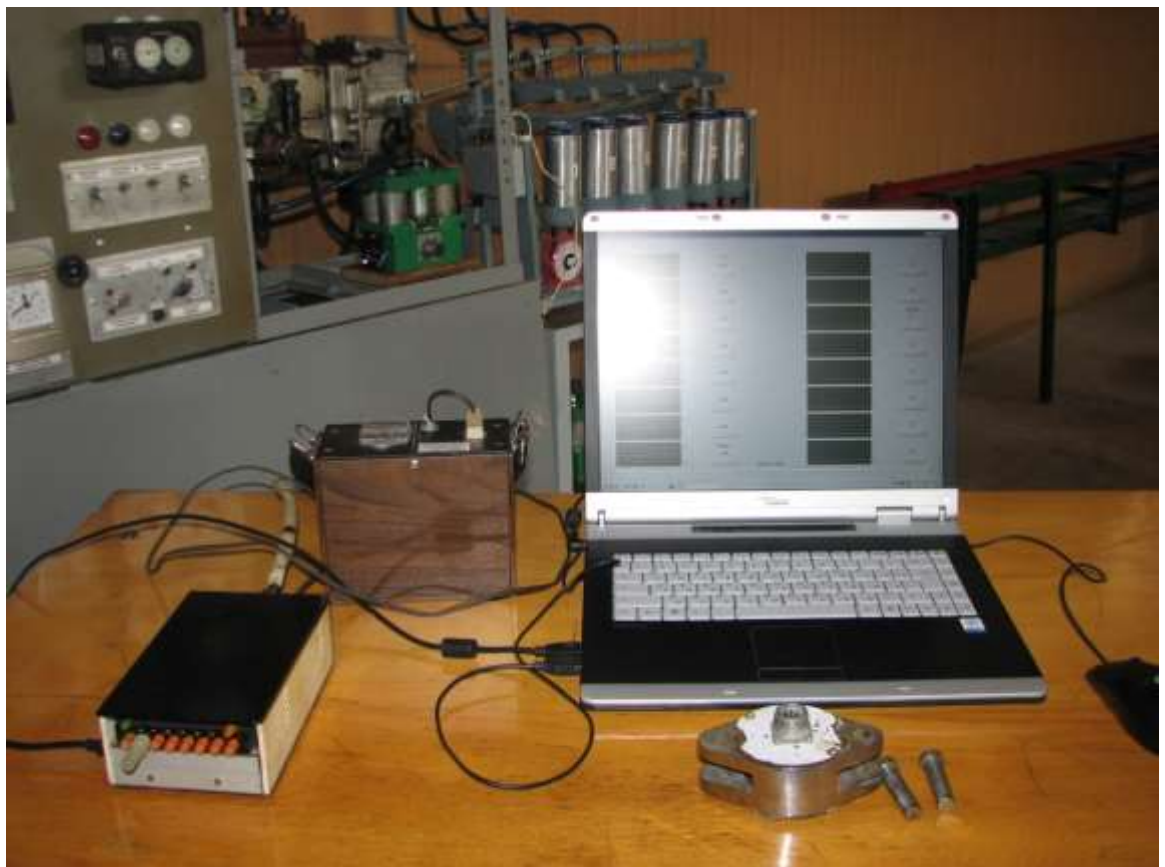


Рис. 3.7. Тензоланцюг, тарування, апаратура для запису сигналу

3.3.4. Визначення енергетичних показників роботи МТА при оптимальній швидкості

Для визначення адекватності отриманих аналітичних виразів, що дозволяють знайти оптимальний швидкісний режим руху машинно-тракторного агрегату з дисковими робочими органами необхідно було

визначити сумарний опір переміщенню агрегату для конкретних умов, а саме:

– механічних властивостей ґрунту: модуля пружності E , коефіцієнта в'язкості μ , кута внутрішнього тертя φ , початкового напруження зсуву τ_0 ;

– параметрів і режимів роботи борони: кута атаки α , кута нахилу осі обертання диска до горизонтальної площини γ , діаметра диска $2r$, радіуса кривизни диска R , глибини ходу робочих органів a ;

– поступальної швидкості машинно-тракторного агрегату U_m ;

– кута нахилу поверхні поля.

Для проведення досліджень сумарного тягового опору були вибрані три ділянки поля: з горизонтальною ділянкою $\alpha = 0^\circ$, ділянка під уклін $\alpha = -\pi/12$ та ділянка з підйомом $\alpha = \pi/12$. Ділянки обирались таким чином, щоб на них можна було заміряти сумарний тяговий опір при постійній швидкості на протязі 100 м.

Швидкість проходження ділянки визначалась за допомогою виразів для визначення оптимальної швидкості руху для конкретних умов (залежність 2.53 разом з 2.41).

Для заміру сумарного тягового опору використовувався агрегат у зчіпці з тяговим модулем та МТА, між якими був встановлений динамометр.

РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Результати визначення тягового опору дискових робочих органів

4.1.1. Агротехнологічні умови проведення досліджень

Як уже відзначалося, експериментальні дослідження дискової борони проводилися на полях Південного філіалу ННЦ “ІМЕСГ” (ПФ ННЦ “ІМЕСГ”), який розташований в смт. Якимівка Якимівського району Запорізької обл. в сухостеповій зоні зі слабкою водною та дуже сильною вітровою ерозіями. Агротехнологічні умови проведення досліджень наведені в табл. 4.1.

Таблиця 4.1.

Агротехнологічні умови проведення досліджень

Назва показника	Позначення	Одиниця виміру	Значення
Тип ґрунту	Важко-суглинковий Темно-каштановий		
Вміст гумусу		%	до 3
Густина ґрунту	$\rho\rho$	кг/м ³	1500
Коефіцієнт (кут) внутрішнього тертя	φ	град.	60
В'язкість ґрунту	μ	кПа*с	102
Початкове напруження зсуву ґрунту	τ_0	кПа	250
Коефіцієнт Пуассона	ν		0,41
Модуль пружності	E	Па	1,5*10 ⁷
Середня вологість ґрунту	W	%	7,3

Середня секція дискової борони БДВ-7, що використовувалася в якості експериментальної установки, була обладнана 4 дисковими батареями, на кожній з яких встановлено по 7 сферичних вирізних дисків (всього 28 дисків) діаметром $2r = 0.6$ м, причому, на двох передніх батареях диски були встановлені увігнутою поверхнею назовні, а на задніх – навпаки, всередину. Це сприяло підвищенню стабільності руху агрегату в горизонтальній площині. В процесі досліджень кут атаки дисків був постійним і становив $\alpha = 10^0, 15^0, 20^0$ при глибині обробітку ґрунту $a = 0.15$ м, куті встановлення осі обертання до горизонтальної площини $\gamma = 0$.

Швидкість переміщення агрегату визначалась із умови мінімальної затрати енергії при забезпеченні необхідної якості обробітку ґрунту й варіювала в межах від 1,0 до 2,0 м/с в залежності від рельєфу поля.

Загальна маса ґрунтообробного агрегату становила 9,8 т (з яких 7,8 т – маса енергетичного засобу).

4.1.2. Визначення опору ґрунту переміщенню дисків

Для визначення витрат енергії на обробіток ґрунту дисковими батареями між причіпним пристроєм енергетичного засобу (трактор ХТЗ-16171) та причіпним пристроєм борони був змонтований тензодинамометр, і на горизонтальній ділянці поля на заліковому відрізьку (100 м) записували значення тягового зусилля. Швидкість руху агрегату становила $U_m = 2.0$ м/с при глибині обробітку ґрунту $a = 0.15$ м.

В результаті обробки (з використанням стандартних пакетів на комп'ютері) результатів тензометричного динамометрування побудували осцилограму варіювання тягового зусилля в часі й визначили його середнє значення (рис. 4.1).

Аналіз графіка (рис. 4.1) показав, що опір переміщенню робочих органів у ґрунті на горизонтальній ділянці поля при значних коливаннях

миттєвих значень у середньому залишається постійним впродовж всієї залікової ділянки.

Співставлення результатів динамометрування машини з дисковими робочими органами дозволило зробити висновок про адекватність результатів теоретичних досліджень (складова опору ґрунту визначена за залежністю (2.41) при однакових значеннях аргументів, що входять до залежності) щодо визначення опору ґрунту переміщенню дискових робочих органів із рівнем надійної ймовірності $\alpha_n = 0.1$ для конкретної кількості ступенів вільності.

Аналогічна залежність відслідковується й при роботі агрегату на схилах (до 100), причому, при переміщенні вниз (рис. 4.2) середнє значення тягового зусилля дещо менше, ніж при підйомі агрегату вгору (рис. 4.3). Це пояснюється зниженням тягового зусилля на перекочування опорних коліс дискової борони.

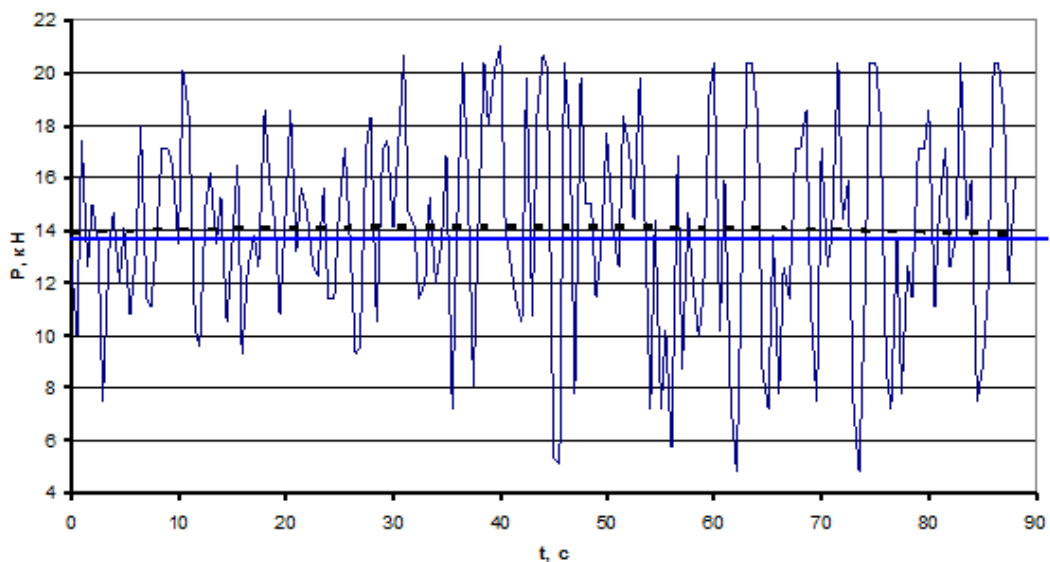


Рис. 4.1. Характерна осцилограма тягового зусилля на переміщення дискової борони в часі при роботі на горизонтальній ділянці поля при $U_m = 2 \text{ м/с}$ (кут атаки $\alpha = 15^\circ$), --- теоретичне, — експериментальне

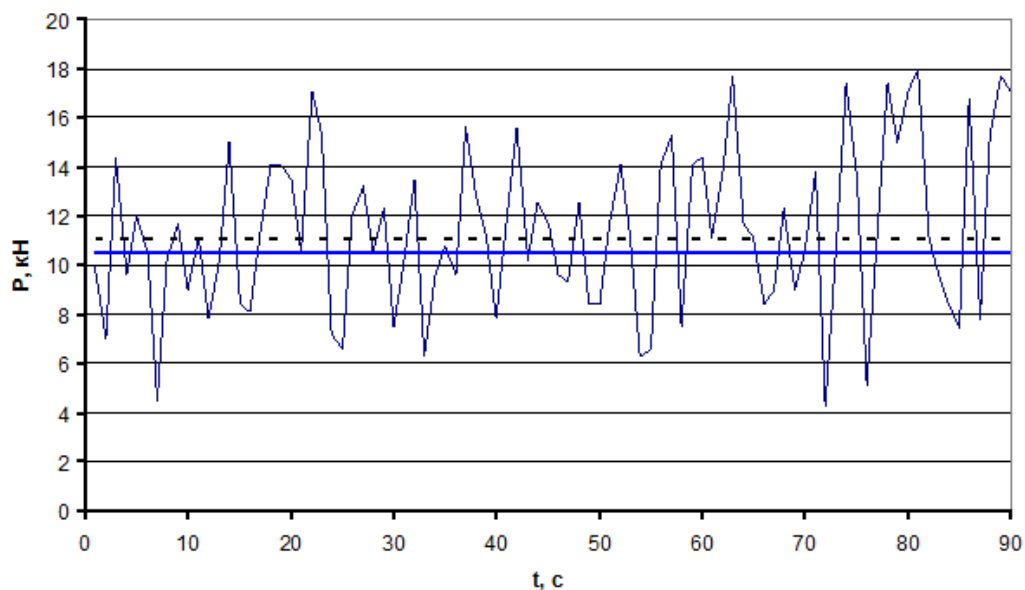


Рис. 4.2. Характерна осцилограма тягового зусилля енергетичного засобу при переміщенні дискової борони вниз на схилі 100° (кут атаки $\alpha = 15^\circ$), $U_m = 1.9 \text{ м/с}$, (кут атаки $\alpha = 15^\circ$), --- теоретичне, — експериментальне

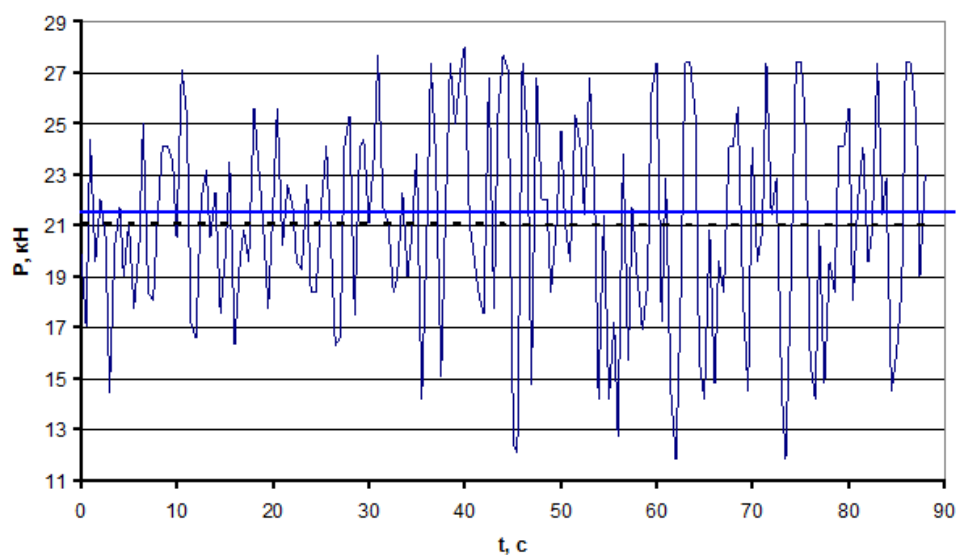


Рис. 4.3. Характерна осцилограма тягового зусилля енергетичного засобу при переміщенні дискової борони на підйом 15° , $U_m = 2 \text{ м/с}$, (кут атаки $\alpha = 15^\circ$), --- теоретичне, — експериментальне

Якщо врахувати, що маса борони не перевищує 2 т, і при заглиблених дисках опір перекочуванню опорних коліс порівняно незначний, то він суттєво не впливає на зміну тягового зусилля енергетичного засобу при зміні рельєфу ґрунту, що й підтверджують наведені вище графіки.

Якщо розглянути ґрунтообробний агрегат в цілому (трактор + дискова борона), то для оптимізації його руху з урахуванням рельєфу поля необхідно виходити з умови мінімізації енергетичних витрат. Це міркування підтверджене результатами досліджень, які проводили згідно з методикою (див. розд.3), застосовувавши схему компоновки агрегату, наведену на рис. 3.2.

При цьому швидкість, із якою повинен рухатись агрегат в даних конкретних умовах, визначалась за отриманою теоретично залежністю оптимального швидкісного режиму (2.53).

Опрацювання одержаних даних дозволило побудувати наступні графіки (рис. 4.4 –4.6).

Аналогічно визначали тягове зусилля енергетичного засобу при роботі на схилах. Оскільки агротехнологічні умови проведення досліджень не змінювались, то режим руху агрегату оптимізували шляхом зміни поступальної швидкості U_m , числове значення якої визначали з аналітичних залежностей (див. розд. 2). Довжину залікової ділянки при цьому залишали незмінною (100 м).

4.2. Результати визначення енергії МТА при реалізації оптимального швидкісного режиму

Для порівняння результатів аналітичних розрахунків і експериментальних досліджень провели їх перевірку на адекватність згідно з загальноприйнятою методикою [113, 115, 128] з рівнем надійної ймовірності $\alpha_n = 0.1$ для конкретної кількості ступенів вільності.

Вимірювання тягового опору агрегату виконувалось на трьох залікових ділянках: горизонтальній – з кутом підйому близько 15^0 та на схилі – з кутом нахилу поверхні поля 10^0 . При проведенні експериментів глибина обробітку становила 15 см при куті атаки $\alpha = 15^0$. Швидкість руху була постійною – 1.9 м/с. Механічні властивості ґрунту були такими: модуль пружності – $E = 1.2 \cdot 10^7, Па$; коефіцієнт Пуассона ν ; коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій – $\mu = 3.4 \cdot 10^5, Па \cdot с$; початкове напруження зсуву – $\tau_0 = 61 \cdot 10^4, Па$; кут внутрішнього тертя ґрунту – $\varphi = \pi/3$.

Осцилограми тягового опору МТА із вказаними лініями тренду, середніми значеннями тягового опору та теоретично розрахованими величинами тяги представлені на рис. 4.4 - 4.6.

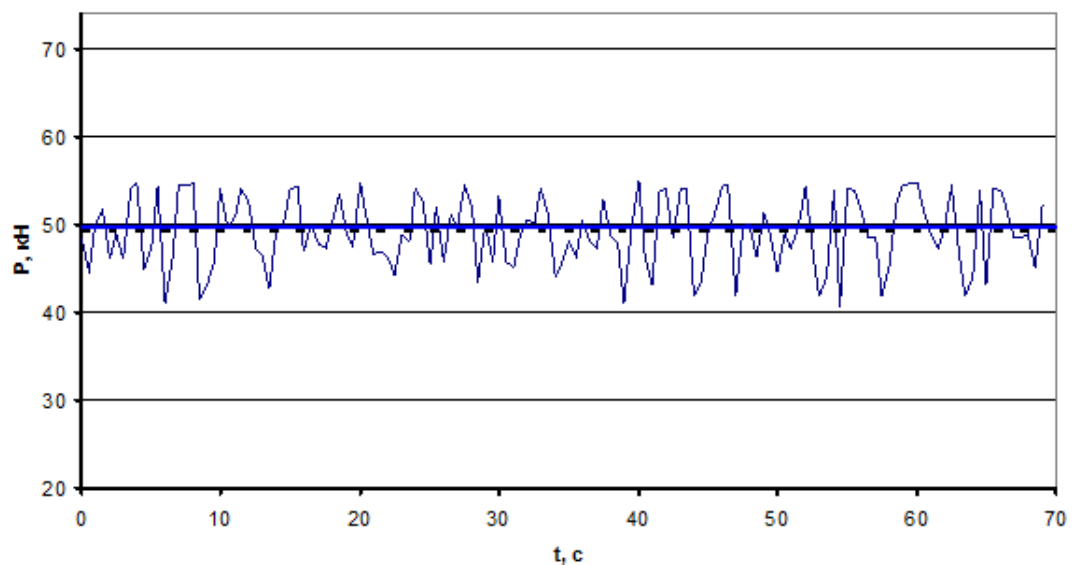


Рис. 4.4. Тягове зусилля на гаку контрольного енергетичного засобу при переміщенні агрегату $N_k = 70 кН$, $\alpha = 0$, $U_m = 1.9 м / с$,

--- теоретичне, — експериментальне

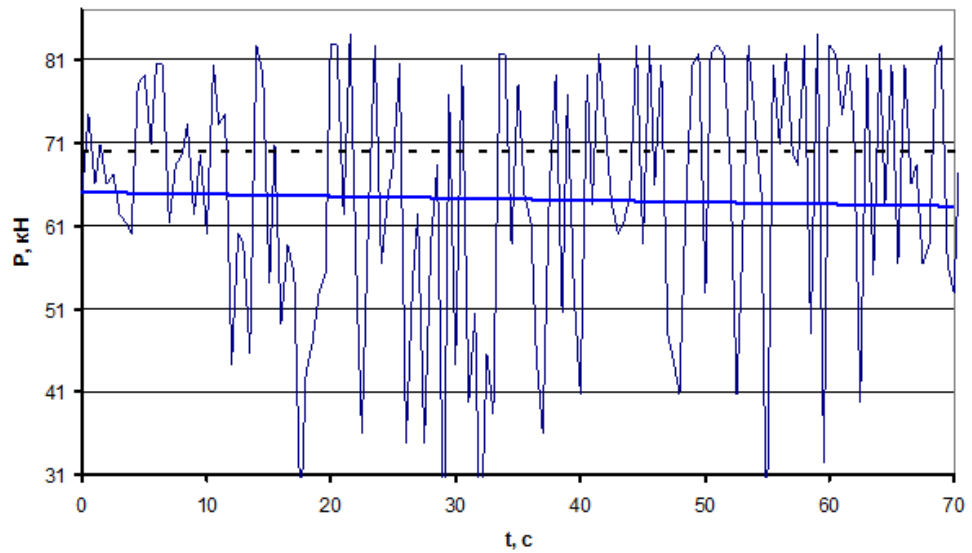


Рис. 4.5. Тягове зусилля на гаку контрольного енергетичного засобу при переміщенні агрегату на підйом при $U_m = 1.9$ м/с; $\alpha = 15^\circ$,

$N_k = 70kH$, --- теоретичне, — експериментальне

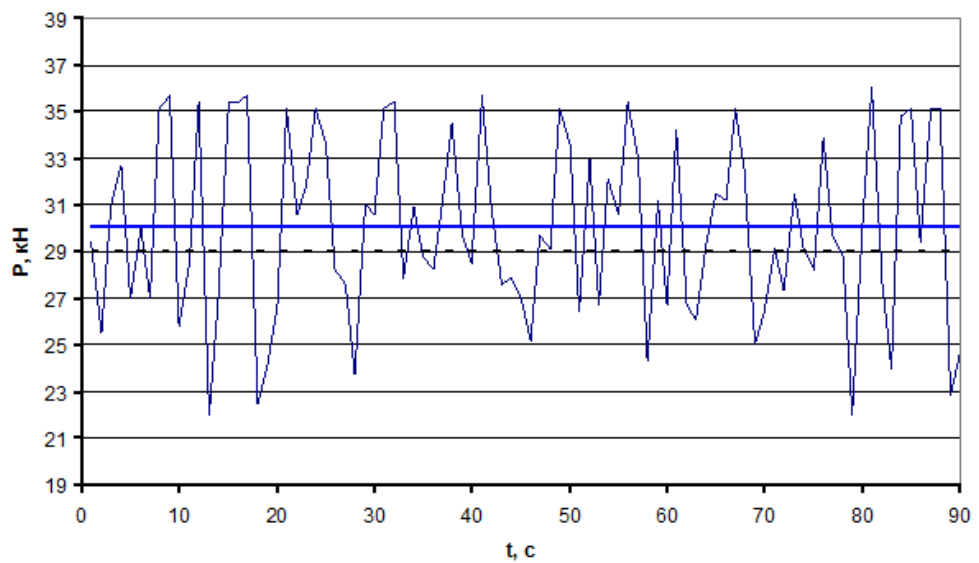


Рис. 4.6. Тягове зусилля на гаку контрольного енергетичного засобу при переміщенні агрегату на схилі вниз ($U_m = 1.9$ м/с; $N_k = 70kH$,

--- теоретичне, — експериментальне

Аналогічно визначали тягове зусилля енергетичного засобу при роботі на схилах. Оскільки агротехнологічні умови проведення досліджень не змінювалися, то режим руху агрегату оптимізували шляхом зміни поступальної швидкості U_m , числове значення якої визначали з аналітичних залежностей (див. розд. 2). Довжину залікової ділянки при цьому залишали незмінною (100 м).

Результати експериментальних досліджень визначення тягового опору МТА свідчать, що теоретичні залежності для визначення оптимального швидкісного режиму адекватні при рівні надійної ймовірності 0.9.

РОЗДІЛ 5. МЕТОДИКА ОПТИМІЗАЦІЇ ШВИДКІСНИХ РЕЖИМІВ РУХУ МТА З ДИСКОВИМИ РОБОЧИМИ ОРГАНАМИ

5.1. Визначення початкових умов для оптимізації

Розроблена функція оптимізації швидкісних режимів руху машинно-тракторного агрегату носить досить загальний характер, оскільки може використовуватись для визначення оптимальних за витратами енергії режимів руху досить широкого класу мобільних агрегатів у яких передача енергії від енергозасобу до виконавчої машини здійснюється через тягу на гаку.

В цій роботі виконана така оптимізація на прикладі використання МТА з ґрунтообробною машиною з дисковими робочими органами. Для виконання оптимізації необхідно визначити умови в яких працює агрегат. Перше, що необхідно визначити – це тяговий опір робочих органів. Для визначення тягового опору необхідно встановити наступні параметри та режими роботи самої машини:

– геометричні розміри дисків: діаметр $2r$, радіус кривизни R , кількість дисків на ширину захвату, глибину ходу a , кути встановлення диска α, γ ;

– ґрунтові умови: модуль пружності $E, Па$; коефіцієнт Пуассона ν ; коефіцієнт в'язкості об'ємних деформацій $\mu, Па \cdot с$; початкове напруження зсуву $\tau_0, Па$; кут внутрішнього тертя ґрунту φ . Ці величини можуть бути визначені так, як наведено в розділі 3, через фізико-механічні властивості для конкретного типу ґрунту;

– маса агрегату, енергетичні параметри тягового енергозасобу (потужність, що може бути приведена до рушіїв N_k) та коефіцієнт перекочування агрегату k_n .

Далі визначається оптимальна швидкість руху за залежністю 2.53, в якій величина кута нахилу профілю поля α , та N_k залишається змінним аргументом функції.

5.2. Процедура оптимізації швидкісного режиму руху МТА та його реалізація

Для реалізації оптимального швидкісного руху МТА він повинен бути обладнаний датчиком тангажу (вимірювач кута нахилу агрегату у поздовжньо-вертикальній площині) та виконавчим механізмом на енергетичному засобі, який дозволяє підтримувати і змінювати швидкість руху в залежності від керуючого сигналу.

Загальна структурна схема такого керування наведена на рис. 5.1.

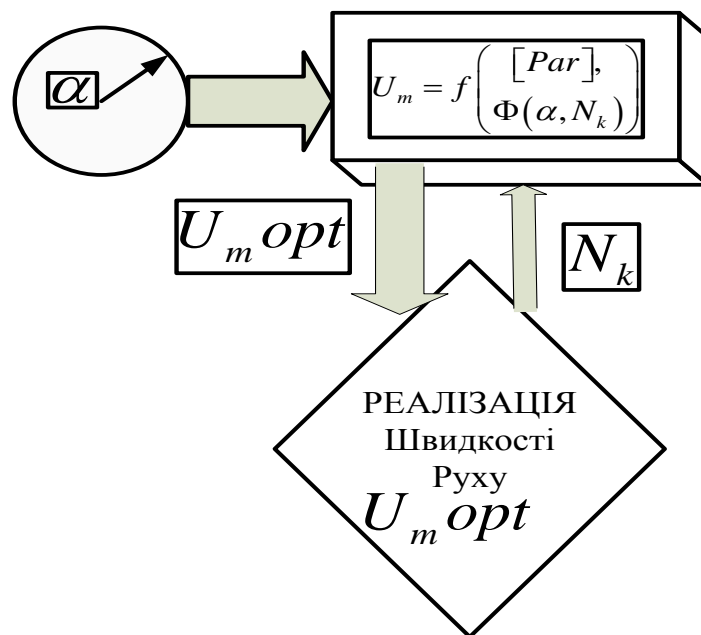


Рис. 5.1. Структурна схема реалізації оптимального швидкісного режиму МТА

Дана процедура, представлена на рис. 5.1., дозволяє оптимізувати швидкісний режим руху МТА в залежності від тягового опору ґрунтообробної машини, опору перекочування коліс енергетичного засобу, потужності його двигуна та макрорельєфу поля.

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

У монографії наведено вирішення важливого науково-практичного завдання, яке полягає у знаходженні раціональних параметрів і режимів роботи дискового ґрунтообробного робочого органу та отриманні залежності для визначення оптимального швидкісного режиму руху машинно-тракторного агрегату з дисковими робочими органами, що дозволяє знизити енергомісткість обробітку ґрунту без погіршення якості виконання процесу.

У результаті проведених досліджень щодо обґрунтування параметрів та режимів роботи ґрунтообробних машин із дисковими робочими органами розроблені основні теоретичні передумови визначення раціональних параметрів та режимів роботи дискових робочих органів та оптимізації оптимальних режимів руху мобільних машинно-тракторних агрегатів із ґрунтообробними машинами з дисковими робочими органами.

Аналіз попередніх досліджень дозволив зробити висновок про адекватність формалізації ґрунту квазісуцільним середовищем. При цьому розроблені фізичні рівняння зв'язку напружень зі швидкостями деформацій з урахуванням механічних властивостей ґрунту та механічна модель, що враховує суттєвий вплив сухого та в'язкого тертя та базується на модифікованому критерії міцності Кулона-Мора. Ця модель дозволила встановити вплив механічних властивостей ґрунту та пояснити (теоретично) вплив швидкості деформації ґрунту (швидкості руху ґрунтообробного агрегату) на зростання енергомісткості процесу. При цьому слід відзначити, що основним чинником зростання енергомісткості процесу є величина коефіцієнта в'язкості ґрунту.

Зростання тягового опору ґрунтообробних робочих органів пасивного типу пропорційне першому ступеню швидкості переміщення в межах від 0 до швидкості 5 і більше м/с. При зростанні коефіцієнта в'язкості більше $\mu \geq 150 \text{ кПа} \cdot \text{с}$ та зменшенні коефіцієнта внутрішнього тертя $\varphi \leq \pi/4$, а також зменшенні модуля пружності $E \leq 5 \text{ МПа}$ максимальна швидкість

агрегату, при якій проявляється нелінійний вплив швидкості на тяговий опір, зменшується. Але слід відзначити, що для широкого діапазону існування параметрів механічних властивостей ґрунту вплив швидкості на тяговий опір залишається лінійним.

При проведенні теоретичних досліджень, адекватність яких підтверджена результатами експериментальних досліджень, встановлено, що на якість обробітку ґрунту та показники енергомісткості робочих органів для рівних значень механічних властивостей ґрунту найбільш суттєвий вплив чинять параметри диска: діаметр $2r$, радіус кривизни R , та кути встановлення осі обертання диска α, γ (рис. 2.15). При цьому однаковий ефект може бути досягнутий як зміною радіуса кривизни диска, так і кутом нахилу осі обертання γ , що дає можливість вибирати раціональні параметри, виходячи з конкретних умов виготовлення машин із дисковими робочими органами.

Зниження тягового опору дискових робочих органів до 20 % без погіршення показників якості виконання процесу можна досягти зменшенням радіуса кривизни до величини $R = 1.0 \div 1.5 \text{ м}$ для діаметра диска $2r = 0.4 \div 0.6 \text{ м}$ при інших однакових параметрах диска. Крім того, незначного зниження тягового опору (до 10 %) можна досягти збільшенням кута нахилу осі обертання диска до $\gamma \rightarrow 25^\circ$.

Урахування збіжності інтегралів гармонічних потенціальних функцій, що використовувались при розв'язанні контактної задачі взаємодії дискового робочого органу з ґрунтом у просторовому випадку, дозволило отримати аналітичні залежності для визначення складових опору ґрунту дисковому робочому органу в залежності від параметрів і режимів його роботи та механічних властивостей ґрунту.

Використання методу варіаційного числення дозволило знайти функцію оптимального режиму руху МТА з дисковими робочими органами, що дозволяє знизити витрати енергії при виконанні операції обробітку ґрунту

на 20 % і більше. При цьому, ця функція оптимізації може бути поширена на визначення оптимальних режимів руху мобільних агрегатів із передачею енергії від енергозасобу до машини через тяговий пристрій для більш широкого класу машин.

Проведені експериментальні дослідження дозволили встановити адекватність теоретичних досліджень із рівнем надійної ймовірності $\alpha_n = 0.1$.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Надаи, А. Пластичность и разрушение твердых тел /А Надаи. – М.: Изд. Иностранной литературы, 1954. – 648 с.
2. А. с. 1184447 СССР. МКИЗ Е 02 F 5/10. Дисковый рабочий орган почвообрабатывающего орудия / А. К. Кириченко, Н. И. Саламатин (СССР). № 4018607/03; заявл. 24.12.85; опубл. 30.11.91, Бюл. № 44.
3. А. с. 1358798 СССР. МКИЗ Е 02 F 5/10. Дисковый рабочий орган / Л.Э. Попов, О.С. Марченко, В.В. Бычков и др. (СССР) – № 4119847/03; заявл. 18.09.86; опубл. 30.11.92, Бюл. № 44.
4. Алба, В.Д. Разработка методики выбора прикатывающих рабочих органов, их параметров, режимов работы с учетом почвенно-климатических условий: дис...канд. техн. наук: 05.20.01. / В. Д. Алба. – Мелитополь, 1993.– 193 с.
5. Александров, А.Д. Геометрия / А. Д. Александров, Н. Ю. Нецветаев – М.: Наука, 1990. – 672 с.
6. Аржаных, А. И. Исследование и обоснование параметров рабочих органов дисковых культиваторов для повышенных скоростей: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.410/ А. И. Аржаных. – Челябинск, 1968.– 24 с.
7. Афонин, В. Д. Исследование работоспособности плужных лемехов в условиях юго-востока ССР: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.410 / В. Д. Афонин. – Саратов, 1972.– 36 с.
8. Бабицкий, Л. Ф. Біонічні напрямки розробки ґрунтообробних машин /Л. Ф. Бабицкий – К.: Урожай, 1998. – 164 с.
9. Бабицкий, Л. Ф. Обоснование параметров зубчатых рабочих органов / Л. Ф. Бабицкий, А. В. Бауков, А. С. Кушнарев, П. Н. Рожков // Труды ЧИМЭСХ. Вып. 98. – Челябинск, 1976. – С. 62-67.
10. Бабицкий, Л. Ф. Деформація ґрунту залежно від форми робочого органу // Вісник с.г. науки. – 1978. – № 6. – С. 84-87.

11. Бабков, В. Ф. Основы грунтоведения и механики грунтов / В. Ф. Бабков, В. М. Безрук. – М.: В.Ш., 1986. – 239 с.
12. Банди, Б. Методы оптимизации / Б Банди. – М.: Радио и связь, 1988. – 128 с.
13. Бауков, А. В. Распределение давления на участке контакта катка с почвой / А. В. Бауков, А. С. Кушнарев, П. Н Рожков // Труды ЧИМЭСХ. Вып. 57. – Челябинск. – 1972.– С. 43-47.
14. Бахтин, П. У. Исследование физико-механических и технологических свойств основных типов почв СССР / П. У. Бахтин – М.: Колос, 1969. – 329 с.
15. Безухов, И. Н. Основы теории упругости, пластичности и ползучести / И. Н. Безухов. – М.: В.Ш., 1968. – 512 с.
16. Безухов, Н. И. Теория упругости и пластичности / И. Н. Безухов.– М.: Гостехтеориздат, 1953.– 420 с.
17. Бестер, И. Дифференциальные уравнения в частных производных математической физики / И. Бестер, Г. Сеге – Ч. 2. – М.-Л.: Гостехтеориздат, 1934. – 320 с.
18. Бишоп, А. У. Параметры прочности при сдвиге ненарушенных и перемятых образцов грунта / А. У. Бишоп // Определяющие законы механики грунтов. – М.: Мир,1975. – С. 7-75.
19. Булгаков, В. М. Самоорганізація ґрунтових структур / В. М. Булгаков, Б. А. Шелудченко – К.: НАУ, 1998. – 58 с.
20. Буромский, В. М. Новый метод построения крошащих поверхностей плужных корпусов на технологических основаниях / В. М. Буромский // Сб. трудов по земледельческой механике. – М.: Сельгиз., 1954. – т. 2. – С. 122-136.
21. Бурченко, П. Н. Механико-технологическое обоснование параметров почвообрабатывающих машин нового поколения для работы в оптимальном диапазоне скоростей: дис.... докт. техн. наук: 05.06.01 / П. Н. Бурченко. – ВИСХОМ. – М., 1987. – 409 с.

22. Вадюнина, А. Ф. Методы исследования физических свойств почв / А. Ф. Вадюнина, З. А. Корчагина. – М.: Агропромиздат, 1986. – 416 с.
23. Василенко, П. М. Введение в земледельческую механику / П. М. Василенко. — К.: Сільгоспосвіта, 1996. – 240 с.
24. Ветохин, В. И. Модель крошения почвы под действием клина / В. И. Ветохин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 10. – С. 25–27.
25. Ветохин, В. И. Применение системы поверхностей с переменной кривизной при создании серии рабочих органов / В. И. Ветохин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 4. – С. 23–25.
26. Ветохин, В. И. Проектирование рыхлителей почвы на основе метода отображения рациональных деформаций пласта / В. И. Ветохин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1994. – № 1. – С. 21–24.
27. Ветров, Ю. А. Резание грунтов землеройными машинами / Ю. А. Ветров. – М.: Машиностроение, 1971. – 357 с.
28. Виноградов, В. И. Сопротивление почвы смятию в зависимости от скорости деформации / В. И. Виноградов // Механизация с. х. производства: Сб. научн. тр. ЧИМЭСХ. – Челябинск. – 1985. – Вып. 43. – С. 11-17.
29. Водяник, И. И. Воздействие ходовых систем на почву / И. И. Водяник. – М.: Агропромиздат, 1990. – 172 с.
30. Войтюк, Д. Г. До визначення траєкторії руху частинок ґрунту по циліндричних поверхнях робочих органів ґрунтообробних знарядь / Д. Г. Войтюк, С. Ф. Пилипака // Механізація с. г. виробництва: зб. наук. праць НАУ. – т. V. – 1999. – С. 242-250.
31. Волков, Е. Т. Факторы, определяющие процесс крошения пласта при вибрации лемеха корпуса плуга / Е. Т. Волков // Труды Волгоградского СХИ. – Волгоград. – 1972. – т. VI. – С. 63-68.
32. Воронин, А. Д. Основы физики почв / А. Д. Воронин. – М.: Изд-во Моск. Ун-та, 1986. – 244 с.

33. Вялов, С. С. Реологические основы механики грунтов / С. С. Вялов. – М.: Высш. школа, 1978 – 447 с.
34. Галин, Л. А. Контактные задачи теории упругости и вязкоупругости / Л. А. Галин. – М.: Наука, 1980. – 304 с.
35. Галин, Л. А. Упруго-пластические задачи / Л. А. Галин. – М.: Наука, 1984. – 232 с.
36. Гаузнер, С. И. Измерение массы, объема и плотности / С. И. Гаузнер, С. С. Кивилис, А. П. Осокина, А. Н. Павловский. – М.: Изд-во стандартов, 1972. – 254 с.
37. Гениев, Г. А. Динамика пластической и сыпучей сред / Г. А. Гениев, М. И. Эстрин. – М.: Изд-во лит. по строительству, 1972. – 216 с.
38. Гольденблат, И. И. Критерии прочности и пластичности конструкционных материалов / И. И. Гольденблат, В. А. Конов. – М.: Машиностроение, 1968. – 192 с.
39. Гольдштейн, М. Н. Механические свойства грунтов / М. Н. Гольдштейн. – М.: Издательство литературы по строительству, 1971. – 368 с.
40. Гольдштейн, М. Н. Механика грунтов, основания и фундаменты / М. Н. Гольдштейн, А. А. Царьков, И. И. Черкасов. – М.: Транспорт, 1981. – 320 с.
41. ГОСТ 20915-75. Сельскохозяйственная техника. Методы определения условий испытаний. – М.: Госкомсельхозтехника СССР, 1975. – 34 с.
42. ГОСТ 23728-88. Техника сельскохозяйственная. Методы экономической оценки. – М.: Изд-во стандартов, 1979. – 24 с.
43. ГОСТ 24055-88 – ГОСТ 24059-88. Техника сельскохозяйственная. Методы эксплуатационно-технологической оценки. – М.: Изд-во стандартов, 1980. – 45 с.
44. Гриньов, В. М. Диференційований підхід до обробітку ґрунту / В. М. Гриньов // Вісник сільськогосподарської науки. – 1984.– № 6. – С. 44-47.

45. Гуков, Я. С. Механіко-технологічне обґрунтування енергозберігаючих засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України: автореф. дис... докт. техн. наук: 05.20.01./ Я. С. Гуков. – ІМЕСГ УААН. – Глеваха, 1998. – 33 с.
46. Гуков, Я. С. Обробіток ґрунту. Технологія і техніка. Механіко-технологічне обґрунтування енергетичних засобів для механізації обробітку ґрунту в умовах України / Я. С. Гуков. – К.: Нора-прінт, 1999. – 280 с.
47. Гуревич, А. М. Математические модели деформирования почвы / А. М. Гуревич, Ф. Ф. Мухамедьяров, В. С. Халтурин // С. х. науки Север.-Вост. Европ. части России. – Киров, НИИ с. х. Север.-Вост. – 1995. – т. 4. – С. 12-17.
48. Деграф, Г. А. Влияние скорости резания на изменение напряжений в почве / Г. А. Деграф // Труды Казанского СХИ. – 1969. – т. 12. – С. 19-22.
49. Егер, Дж. К. Упругость, прочность и текучесть / Дж. К. Егер. – М.: Гос. Научн.-тех. изд-во машиностроительной литературы, 1961. – 172 с.
50. Джонсон, К. Механика контактного взаимодействия / К. Джонсон. – Пер. с англ.– М.: Мир, 1989. – 510 с.
51. Джонсон, У. Теория пластичности для инженеров / У. Джонсон, П. Меллор. – Пер. с англ. – М.: Машиностроение, 1979.– 568 с.
52. Дубровін, В. О. Механіко-технологічне обґрунтування диференціації засобів механізації оранки: дис... докт. техн. наук: 05.20.01 / В. О. Дубровін. – Глеваха, 1997. – 420 с.
53. Дубровін, В. О. Фізичні рівняння формалізації ґрунту / В. О. Дубровін, В. П. Ковбаса // Наук. вісник НАУ. – Київ – 2003. – Вип. 60. – С. 172-176.
54. Желиговский, В. А. Элементы теории почвообрабатывающих машин и механической технологии сельскохозяйственных материалов / В. А. Желиговский. – Тбилиси: Грузинский СХИ, 1960. – 120 с.

55. Жилкин, В. А. Применение метода голографической интерферометрии при решении плоских задач механики грунтов / В. А. Жилкин, Г. В. Тупикова // Вестник Челябинского агроинженерного университета. – Челябинск. – 1994. – № 1. – С. 33–37.

56. Забродський, П. М. Напружено-деформований стан як аргумент функції структуроутворення у грунтах під час механічного обробітку / П. М. Забродський // Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту. – 1995. – № 2. – С. 55-59.

57. Канарев, Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия / Ф. М. Канарев. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.

58. Забродський, П. М. Обґрунтування процесу роботи і параметрів дискових робочих органів ґрунтообробних знарядь: дис... канд. техн. наук: 05.20.01. / П. М. Забродський. – Житомир, 1997. – 199 с.

59. Зеленин, А. Н. Основы разрушения грунтов механическими способами / А. Н. Зеленин. – М.: Машиностроение, 1968. – 357 с.

60. Зеленский, К. Х. Компьютерные методы прикладной математики / К. Х. Зеленский, В. Н. Игнатенко, А. П. Коц. – К.: Дизайн – В., 1999. – 352 с.

61. Золотаревская, Д. И. Взаимосвязь различных математических моделей деформирования почвы / Д. И. Золотаревская // Механизация и электрификация с. х. – 1983. – № 5. – С. 10-16.

62. Игнатенко, И. В. Обобщение динамической модели взаимодействия рабочего органа с почвой / И. В. Игнатенко // Комплексная механизация и автоматизация сельскохозяйственного производства. – Ростов на Дону, 1985. – С. 57–66.

63. Игнатенко, И. В. Обобщение динамической модели взаимодействия рабочего органа с почвой / И. В. Игнатенко // Комплексная механизация и автоматизация сельскохозяйственного производства. – Ростов на Дону, 1985. – С. 57–66.

64. Ильюшин, А. А. Механика сплошной среды / А. А. Ильюшин. – М.: Изд-во МГУ, 1971. – 289 с.

65. Имамов, И. С. Некоторые физико-механические характеристики почвы как среды воздействия при ее деформировании дисковыми рабочими органами / И. С. Имамов // Сб. научн. тр. НПО ВИСХОМ. – 1990. – № 2. – С. 102-118.
66. Ионов, В. Н. Динамика разрушения деформируемого тела / В. Н. Ионов, В. В. Селиванов. – М.: Машиностроение, 1987. – 272 с.
67. Ишлинский, А. Ю. Прикладные задачи механики. Книга 1. Механика вязкопластических и не вполне упругих тел / А. Ю. Ишлинский. – М.: Наука, 1986. – 360 с.
68. Ишлинский, А. Ю. Математическая теория пластичности / А. Ю. Ишлинский, Д. Д. Ивлев. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2001, 2003. – 701 с.
69. Казаков, В. С. Гидромеханические аналоги и испытание объемных рыхлителей / В. С. Казаков // С. х. машины. Сб. тр. Московского агроинженерного университета. – М. – 1995. – С. 28-35.
70. Канарев, Ф. М. Ротационные почвообрабатывающие машины и орудия / – Ф. М. Канарев. – М.: Машиностроение, 1983. – 142 с.
71. Качанов, Л. М. Основы теории пластичности / Л. М. Качанов. – М.: Наука, 1969. – 420 с.
72. Качинский, Н. А. Структура почвы (итоги и перспективы изучения вопроса) / Н. А. Качинский. – М.: Из-во МГУ, 1963,– 100 с.
73. Кленин, Н. И. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Н. И. Кленин, В. А. Сакун. – М.: Колос, 1980.– 671 с.
74. Кобозев, И. В. Разработка новых ресурсосберегающих технологий обработки почвы / И. В. Кобозев, Г. С. Моршин, Э. А. Цвирко // Изв. Тимирязевской с. х. академии. – 1995. – № 2. – С. 22-40.
75. Ковбаса, В. П. Вплив геометричної форми деформатора на вигляд деформованого стану середовища / В. П. Ковбаса // Наук. вісник НАУ – К. – 2002. – Вип. 49. – С. 133-139.
76. Ковбаса, В. П. Деформації та критерій вигляду деформованого стану перед дисковим робочим органом / В. П. Ковбаса // Вісник ХДТУСГ

«Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків. – 2003. – Вип.21. – С. 132-140.

77. Ковбаса, В. П. Деформації та критерій вигляду деформованого стану перед дисковим робочим органом / В. П. Ковбаса // Вісник ХДТУСГ «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків. – 2003. – Вип.21. – С. 132-140.

78. Ковбаса, В. П. Моделирование распределения напряжений в почве под действием деформаторов / В. П. Ковбаса // Праці Таврійської держ. агротехн. Академії. – Мелітополь. – 2001. – Вип. 2. – т. 16. – С. 123-127.

79. Ковбаса, В. П. Переміщення та деформації середовища перед робочим органом у просторі / В. П. Ковбаса // Наук. вісник НАУ. – К. – 2003. – Вип. 60. – С. 198-203.

80. Ковбаса, В. П. Про визначення критерію вигляду напружено-деформованого стану суцільного середовища / В. П. Ковбаса // Вісник ХДТУСГ «Підвищення надійності відновлюваних деталей машин». – Харків. – 2001. – Вип. 8, т. 2. – С. 79-82.

81. Ковбаса, В. П. Моделювання процесу взаємодії робочих органів сільськогосподарських машин з ґрунтом / В. П. Ковбаса, Д. Г. Войтюк, П. С. Короткевич, В. М. Мартишко // Науковий вісник НАУ. – Київ. – 1997. – Вип.2. – С. 117-123.

82. Ковбаса, В. П. До визначення геометричної форми поверхні робочих органів / В. П. Ковбаса, О. М. Дімчев, Ю. О. Гуменюк // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин. – Кіровоград. – 2001. – Вип. 31. – С. 11-13.

83. Ковбаса, В. П. Напруження та вигляд напруженого стану у ґрунтовому напівпросторі перед дисковим робочим органом / В. П. Ковбаса, В. О. Дубровін // Вісник ХДТУСГ, «Механізація сільськогосподарського виробництва». – Харків. – 2003. – Вип.20. – С. 150-157.

84. Ковбаса, В. П. Методи дослідження напружено-деформованого стану ґрунту / В. П. Ковбаса, П. С. Короткевич // Науковий вісник НАУ. – К. – 1998. – Вип.9. – С. 45-48.

85. Ковбаса, В. П. Розробка моделі напруженого стану ґрунту методами числового моделювання / В. П. Ковбаса, П. С. Короткевич, В. М. Мартишко, Ю. О. Погорілець // Збірник наукових праць НАУ «Механізація с.г. виробництва». – Київ. – 1997. – т. 3. – С. 21-23.

86. Ковбаса, В. П. Дослідження процесу взаємодії робочих органів з ґрунтом / В. П. Ковбаса, П. С. Короткевич // Збірник наукових праць НАУ «Механізація с. г. виробництва». – Київ. – 1998. – т. 4. – С. 81-25.

87. Ковбаса, В. П. Про критерій міцності та співвідношення між компонентами напружень сипкого середовища / В. П. Ковбаса, В. В. Ярошенко // Конструювання, виробництво та експлуатація сільськогосподарських машин: науково-технічний збірник. – Кіровоград. – 2010. – вип. 40. – ч. 1. – С. 35-39.

88. Ковбаса, В. П. Про подолання ускладнень при розв'язанні контактних задач пружності / В. П. Ковбаса, О. П. Деркач, В. О. Соломка // Зб. наук. статей ЛДТУ: Сільськогосподарські машини. – Луцьк. – 2007. – вип. 15. – С. 133-138.

89. Ковбаса, В. П. Кінематика взаємодії ущільнюючого котка з шаром середовища обмеженої глибини / В. П. Ковбаса, К. І. Почка // Зб. наук. статей ЛДТУ: Сільськогосподарські машини. – Луцьк. – 2007. – вип. 15. – С. 139-147.

90. Ковбаса, В. П. Метод визначення модуля пружності та коефіцієнта в'язкості об'ємних деформацій ґрунту / В. П. Ковбаса, М. Г. Чаусов, В. М. Швайко // Наук. вісник НАУ. – Вип. 80. – ч. 1. – Київ. – 2005. – С. 267-271.

91. Колесников, Ю. В. Механика контактного разрушения / Ю. В. Колесников, Е. М. Морозов. – М.: Наука 1989. – 224 с.

92. Короткевич, П. С. Про вплив геометрії робочих органів на розподіл напружень в ґрунті / П. С. Короткевич, В. П. Ковбаса // Науковий вісник НАУ. – К. – 1998. – Вип. 9. – С. 49-55.

93. Кострицын, А. К. Основные закономерности сопротивления почвы деформации и разрушению и их исследование для обоснования типа и параметров почвообрабатывающих противоэрозионных рабочих органов / А. К. Кострицын. – дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – М., 1986. – 356 с.

94. Кравчук, В. І. Енерговитрати при розпушенні ґрунту механічним способом / В. І. Кравчук, Я. С. Гуков // Вісник аграрної науки. – № 5. – 2001. – С. 56-59.

95. Крутков, Ю. А. Тензор функций напряжений и общие решения в статике теории упругости / Ю. А. Крутков. – М.-Л.: Изд-во АН СССР, 1949. – 200 с.

96. Кузьмин, В. И. Исследование реологических свойств глинистых почв применительно к вопросам механизации процессов почвообработки / В. И. Кузьмин. – автореф. дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – АрмСХИ. – Ереван, 1971. – 30 с.

97. Кулен, А. Современная земледельческая механика / А. Кулен, Х. Куиперс. – М.: Агропромиздат, 1986. – 349 с.

98. Кушнарев, А. С. Механико-технологические основы процесса воздействия рабочих органов почвообрабатывающих машин и орудий на почву / А. С. Кушнарев. – дис. ... докт. техн. наук: 05.20.01. – Мелитополь, 1980. – 329 с.

99. Кушнарев, А. С. Механико-технологические основы обработки почвы / А. С. Кушнарев, В. И. Кочев. – К.: Урожай, 1989 – 144 с.

100. Левчук, Н. С. Оценка эффективности противоэрозионных мероприятий / Н. С. Левчук, Н. Н. Нагорній, М. И. Грицишин, И. М. Годунов // Земледелие. – 1984. – №1. – С. 23-27.

101. Ловейкін, А. В. Розв'язок крайових задач потенціалу та теорії пружності для тіл з кутовими точками / А. В. Ловейкін: автореф. дис... канд.

фіз-мат. наук: 01.02.04. – Київський національний університет ім. Т. Шевченко. – К. – 2000. – 20 с.

102. Лозовский, В. Г. Обоснование диаметра дисков луцильников / В. Г. Лозовский, Ю. М. Лукарчев // Тракторы и с. х. машины, №8. – 1984. – С. 105-106.

103. Луканин, Ю. В. Теория подобия при деформации почв / Ю. В. Луканин // «Ученые записки факультета механизации сельского хозяйства». – Пенза, СХИ. – 1964. – Вып. 8. – С.146-158.

104. Лурье, А. И. Пространственные задачи теории упругости / А. И. Лурье. – М.: Гостехиздат, 1955. – 492 с.

105. Лурье, А. И. Теория упругости / А. И. Лурье. – М.: Наука, 1970. – 940 с.

106. Лучинский, Н. Д. О расчете воздействия почвы на плоский и сферический диски / Н. Д. Лучинский // Доклады ВАСХНИЛ. – 1983. – №5. – С.47-48.

107. Рейнер, М. Реология / М. Рейнер – М.: Наука, 1965. – 224 с.

108. Малинин, И. Н. Прикладная теория пластичности и ползучести / И. Н. Малинин. – М.: Машиностроение, 1985. – 399 с.

109. Малышев, М. В. Об использовании для сыпучих грунтов условия прочности Губера-Мизеса-Боткина / М. В. Малышев // Основания, фундаменты и механика грунтов. – 1969. – № 5. – С. 3-5.

110. Мацепуро, В. М. Рациональная формула В. П. Горячкина и характер зависимости ее коэффициентов от основных факторов, влияющих на сопротивление почв / В. М. Мацепуро // Труды ВИМ. – М. – 1975. – т. 69. – С. 11-58.

111. Мацепуро, В. М. Содержание и методы исследований механики сельскохозяйственных сред и материалов / В. М. Мацепуро // Труды ВИМ. – М. – 1975. – т. 69. – С. 3-10.

112. Медведев, В. В. Оптимизация агротехнических свойств черноземов / В. В. Медведев. – М.: Агропромиздат, 1988. – 157 с.

113. Мейз, Дж. Теория и задачи механики сплошных сред / Дж. Мейз. – М.: Мир. – 1974. – 318 с.
114. Меленко, В. И. Методы экспериментального определения силовых характеристик почвообрабатывающих орудий / В. И. Меленко. – Новосибирск: Изд-во университета, 1991. – 107 с.
115. Методика определения экономической эффективности новых и модернизированных с. х. машин, изобретений и рационализаторских предложений // НПО ВИСХОМ. – М. 1985. – 159 с.
116. Методические рекомендации по энергетической оценке систем и приемов обработки почвы. – М.: ВАСХНИЛ, – 1989. – 29 с.
117. Механическое поведение материалов при различных видах нагружения / В. В. Трощенко, А. А. Лебедев, В. А. Стрижало и др. – К.: Логос, 2000. – 571 с.
118. Митков, А. Л. Статистические методы в сельхозмашиностроении / А. Л. Митков, С. В. Кардашевский. – М.: Машиностроение, 1978. – 360 с.
119. Мороз, Л. С. Механика и физика деформаций и разрушения материалов / Л. С. Мороз. – М.: Машиностроение, 1984. – 224 с.
120. Надаи, А. Пластичность и разрушение твердых тел / А. Надаи. – М.: Мир, 1968. – 863 с.
121. Надикто, В. Т. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: навчальний посібник / В. Т. Надикто, М. Л. Крижачківський, В. М. Кюрчев, С. Л. Абдула. – Мін. агрополітики України. – Мелітополь. – 2005. – 338 с.
122. Нартов, П. С. Дисковые почвообрабатывающие орудия / П. С. Нартов. – Воронеж: Изд-во ВГУ, 1972. – 184 с.
123. Нерпин, С. В. Физика почвы / С. В. Нерпин, А. Ф. Чудновский. – М.: Наука, 1967. – 583 с.
124. Новиков, В. Ф. Исследование кинематики и механики движения пласта по лемешно–отвальной поверхности / В. Ф. Новиков, М. П. Быстров / Труды ВИМ – 1969. – Вып. 12. – С. 109-119.

125. Новожилов, В. В. Вопросы механики сплошной среды / В. В. Новожилов. – Л.: Судостроение, 1989. – 400 с.
126. Овчинников, П. Ф. Реология тиксотропных систем / П. Ф. Овчинников, Н. Н. Круглицкий, Н. В. Михайлов. – К.: Наукова думка, 1972. – 120 с.
127. Орнатский, Н. В. Механика грунтов / Н. В. Орнатский. – М.: Изд-во МГУ, 1950. – 419 с.
128. ОСТ 23.2.147-85. Детали сельскохозяйственных машин. Диски. Общие технические условия. – М., 1985.
129. ОСТ 70.4.2-80. Испытания сельскохозяйственной техники. Машины и орудия для поверхностной обработки почвы. Программа и методы испытаний. – М.: Госкомсельхозтехника СССР, 1981. – 153 с.
130. Пальмов, В. А. Реологические модели в нелинейной механике деформируемых тел / В. А. Пальмов // Успехи механики. – Варшава, 1980. Т.3. – Вып.3. – С. 76-115.
131. Панов, И. М. Механико-технологические основы расчета и проектирования почвообрабатывающих машин с ротационными рабочими органами / И. М. Панов: дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – М., 1983. – 425 с.
132. Пановко, Я. Г. Основы прикладной теории упругих колебаний / Я. Г. Пановко. – М.: Гос. научн.-техн. изд-во машиностроительной литературы, 1957. – 336 с.
133. Панченко, А. Н. Теория измельчения почв почвообрабатывающими орудиями / Панченко, А. Н. – Днепропетровск: ДДАУ, 1999. – 140 с.
134. Партон, В. З. Механика упруго-пластического разрушения / В. З. Партон, Е. М. Морозов. – М.: Наука, 1985. – 504 с.
135. Пащенко, В. Ф. Механико-технологические и технические основы снижения энергоемкости механизированных процессов обработки почвы к посеву / В. Ф. Пащенко: автореф. дис... канд. техн. наук:05.06.01/УСХА. – К., 1982. – 22 с.

136. Погорелов, А. В. Аналитическая геометрия / А. В. Погорелов. – М.: Наука, 1968. – 176 с.
137. Погорелый, Л. В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственной техники / Л. В. Погорелый. – К.: Техніка, 1991. – 157 с.
138. Погорелый, Л. В. Сельскохозяйственная техника и техника будущего / Л. В. Погорелый. – К.: Урожай, 1988. – 176 с.
139. Прокопенко, Д. Д. Интенсификация механизированных процессов поверхностного улучшения естественных кормовых угодий / Д. Д. Прокопенко: дис... докт. техн. наук: 05.20.01. – Львов, 1985. – 421 с.
140. Прокопенко Д. Д. Прочностные свойства задернелых почв / Д. Д. Прокопенко // Научн. тр. Львовского СХИ. – Дубляны. – 1977. – т. 72. – С. 3-11.
141. Прокопенко, Д. Д. Экспресс-метод определения деформационных характеристик задернелых почв / Д. Д. Прокопенко // Механизация и электрификация с. х. – 1983. – №5. – С. 22-26.
142. Работнов, Ю. А. Введение в механику разрушения / Ю. А. Работнов. – М.: Наука, 1987. – 80 с.
143. Рахматуллин Х. А. Вопросы динамики грунтов / Х. А. Рахматуллин, А. Я. Сагомоян, Н. А. Алексеев. – М.: Изд-во МГУ. 1964. – 239 с.
144. Ревут, И. Б. Физика почв / И. Б. Ревут. – М.: Колос, 1972. – 368 с.
145. Рейнер, М. Реология / М. Рейнер. – М.: Наука, 1965. – 224 с.
146. Реология / Под ред. Ф. Эйриха – М.: Изд-во иностранной литературы, 1962. – 824 с.
147. Рославцев, А. В. Особенности современных исследований движения транспортно-технологических средств / А. В. Рославцев, С. Н. Щитченко / Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2004. – № 6. – С. 28-30.

148. Русанов, В. А. Методы определения деформаций почвогрунтов и показателей эффективности воздействия движителей на почву / В. А. Русанов // Тракторы и с. х. машины. – 1996. – № 3. – С. 25-28.
149. Саати, Т. Математические методы исследования операций / Т. Саати. – М.: Воениздат, МО СССР, 1963. – 420 с.
150. Сабликов, М. В. Механические свойства почв / М. В. Сабликов // Механизация и электрификация с. х. – 1982. – № 4. – С. 41-42.
151. Сагомоян, А. Я. Проникание / А. Я. Сагомоян. – М.: Изд-во МГУ, 1974. – 300 с.
152. Сакун, В. А. Механико-технологическое обоснование технических средств для основной обработки связных задернелых почв / В. А. Сакун: дис... докт. техн. наук: 05.20.01.– М., 1989. – 502 с.
153. Сало, В. М. Експериментальне визначення залежності твердості різних за механічним складом ґрунтів від їх фізико-механічних властивостей / В. М. Сало // Праці Таврійської держ. агротехн. Академії. – Мелітополь. – 2001. – Вип. 1, т. 22. – С. 57-61.
154. Самуль, В. И. Основы теории упругости и пластичности / В. И. Самуль. – М.: ВШ., 1970. – 288 с.
155. Седов, Л. И. Методы подобия и размерности в механике / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1987. – 430 с.
156. Седов, Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1976, т. 1, – 535 с.
157. Седов, Л. И. Механика сплошной среды / Л. И. Седов. – М.: Наука, 1976, т. 2, – 573 с.
158. Сельскохозяйственные и мелиоративные машины / Под общ. ред. Г. Е. Листопада. – М.: Агропромиздат, 1986. – 688 с.
159. Синеоков Г. Н. Дисковые рабочие органы почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков. – М.-Л.: Машгиз., 1949. – 86 с.
160. Синеоков Г. Н. Теория и расчет почвообрабатывающих машин / Г. Н. Синеоков, И. М. Панов. – М.: Машиностроение, 1977. – 320 с.

161. Соколовский, В. В. Статика сыпучей среды / В. В. Соколовский. – М.: Изд-во физ.– мат. литературы, 1960. – 240 с.
162. Соколовский В. В. Теория пластичности / В. В. Соколовский. – М.: Высшая школа, 1969. – 608 с.
163. Соловьев С. П. Исследование элементов механики процесса резания почвы плоскими и цилиндрическими клиньями / С. П. Соловьев: автореф. дис... канд. техн. наук: 05.410/ВИМ. – М., 1968. – 37 с.
164. Стрельбицкий, В. Ф. Дисковые почвообрабатывающие машины / В. Ф. Стрельбицкий. – М.: Машиностроение, 1978. – 135 с.
165. Таха, Х. Введение в исследование операций / Х. Таха. – т. 1. – М.: Мир, 1985. – 479 с.
166. Таха, Х. Введение в исследование операций / Х. Таха – т. 2. – М.: Мир, 1985. – 496 с.
167. Теория пластичности для инженеров / У. Джонсон, П. Меллор. – М.: Машиностроение, 1979. – 568 с.
168. Теплинский, И. З. Модель деформирования процесса крошения почвы различными рабочими органами чизельного плуга / И. З. Теплинский, А. Б. Калинин // Совершенствование технологических процессов и рабочих органов машин в растениеводстве и животноводстве. – С-П, 1993. – С. 50–56.
169. Тимофеев, А. И. Механическая технология обработки почвы / А. И. Тимофеев, В. А. Сакун. – М.: МИИСП. – 1978. – 65 с.
170. Тимошенко, С. П., Гудьер, Дж. Теория упругости / С. П. Тимошенко, Дж Гудьер. – М.: Наука, 1979. – 560 с.
171. Тихонов, А. Н. Уравнения математической физики / А. Н. Тихонов, А. А. Самарский. – М.-Л.: Гостехтеориздат. – 1951, – 659 с.
172. Токушев, Ж. Е. Исследование зоны контакта рабочей части почворезающего инструмента с обрабатываемой почвой с применением метода голографической интерферометрии / Ж. Е. Токушев, Е. Ю. Покровская. – НПО ВИСХОМ. – М.: 1993. – 7. ДЕП ЦНИИТЭИ Траторосельхозмашина – № 1544. – т. 93.

173. Треффц, Е. Математическая теория упругости / Е. Треффц – М. – Л.: Гостехтеориздат, 1934. – 172 с.
174. Турбин, Б. Г. Сельскохозяйственные машины / Б. Г. Турбин, А. Б. Лурье, С. М. Григорев. – Л.: Машиностроение, 1967. – 211 с.
175. Филенко-Бородич, М. М. Механические теории пластичности / М. М. Филенко-Бородич. – М.: Изд-во МГУ, 1961. – 91 с.
176. Фихтенгольц, Г. М. Курс дифференциального и интегрального исчисления / Г. М. Фихтенгольц. – Т.1. – М.: Наука, 1970. – 608 с.
177. Хархута, Н. Я. Реологические свойства грунтов / Н. Я. Хархута, В. М. Иевлев. – М.: НТИ Минавтотранса и шос. дорог РСФСР, 1961. – 64 с.
178. Хил, Р. Математическая теория пластичности / Р. Хил. – М.: Гостехтеориздат, 1956. – 408 с.
179. Цимерман, М. З. Рабочие органы почвообрабатывающих машин / М. З. Цимерман. – М.: Машиностроение, 1978. – 295 с.
180. Цлаф, Л. Я. Вариационное исчисление и интегральные уравнения / Л. Я. Цлаф. – М.: Наука, 1966. – 176 с.
181. Цытович, Н. А. Механика грунтов / Н. А. Цытович. – М.: В.Ш., 1983. – 288 с.
182. Чеботарев, Г. П. Механика грунтов, основания и земляные сооружения / Г. П. Чеботарев. – М.: Изд-во лит. по строительству, 1968, – 616с.
183. Шварц, А. А. Механизация почвозащитного земледелия / А. А. Шварц // Земледелие. – 1983. – №11. – С. 42-49.
184. Шевченко, И. А. Математическая модель взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / И. А. Шевченко // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вип. 1, т. 10. – С. 124-130.
185. Шевченко, И. А. Обоснование геометрических параметров ступенчатых рабочих органов глубокорыхлителей для Юга Украины / И. А. Шевченко. – дис... канд. техн. наук: 05.20.01. – М. – 1987. – 182 с.

186. Шевченко, И. А. Математическая модель взаимодействия дискового рабочего органа с почвой / И. А. Шевченко, В. Д. Алба // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вип. 1, т.10. – С. 124-130.
187. Шевченко, И. А. Теоретическое определение плотности почвы под прикапывающими рабочими органами / И. А. Шевченко, С. Н. Ландарь // Праці ТДАТА. – Мелітополь. – 1999. – Вип. 1, т. 10. – С. 131-138.
188. Шевченко, І. А. Обґрунтування геометричних параметрів дискових робочих органів / І. А. Шевченко // Праці ТДАТА. – Мелітополь – 2001. – Вип. 2 – т. 16. – С. 13-20.
189. Шевченко, І. А. Обґрунтування технологій та технічних засобів для обробки ґрунту на базі їх агрофізичних показників / І. А. Шевченко. – автореф. дис... докт. техн. наук: 05.05.11/НАУ.- К., 2002. - 36 с.
190. Шевченко, І. А. Теоретичне обґрунтування поверхні ґрунтообробного робочого органа / І. А. Шевченко, Ю. П. Рогач // Зб. наук. праць НАУ «Механізація с. г. Виробництва». – К., НАУ. – 2001. – т. 12. – С. 187-194.
191. Шевченко, І. А. Методика експериментального визначення вектора рівнодіючої сил дії ґрунту на робочі органи ґрунтообробних знарядь / І. А. Шевченко, О. Г. Настич // Праці ТДАТА. – Вип. 1. – т. 22. – Мелітополь: ТДАТА, 2001. – С. 62-67.
192. Шелудченко, Б. А. Агромеханіка ґрунтів / Б. А. Шелудченко. – Житомир, Полісся, 1992. – 249 с.
193. Шелудченко, Б. А. Обоснование рабочего процесса и параметров глубоких рабочих органов объемного типа / Б. А. Шелудченко. – дис. к. т. н.: 05.20.01. – Глеваха, 1990. – 207 с.
194. Шелудченко, Б. А. Напружено-деформований стан оброблюваного ґрунту і оптимізація кутових параметрів ґрунтообробних знарядь / Б. А. Шелудченко, В. Т. Котков, В. О. Шубенко, П. М. Забродський, А. Д. Решетарь // Вісник Житомирського інженерно-технологічного інституту. – 1994. – №1. – с. 115 – 123.

195. Шикула, Н. К. Почвозащитная система земледелия / Н. К. Шикула. – Харьков, Прапор, 1987. – 200 с.
196. Штаерман, М. Я. Контактные задачи теории упругости / М. Я. Штаерман. – М.: Гостехиздат, 1949. – 244 с.
197. Шубенко, В. О. Обґрунтування процесу роботи та параметрів кільцевого робочого органу дискової борони / В. О. Шубенко. – дис... канд. техн. наук: 05.05.11. – Житомир, 2001. – 217 с.
198. Шукле, Л. Реологические проблемы механики грунтов / Л. Шукле. – М.: Стройиздат, 1976. – 486 с.
199. Юдкин В. В., Егоров А. Г., Гуляев А. П. Анализ напряженного состояния почвы вблизи плоскореза с учетом срезаемого слоя / В. В. Юдкин, А. Г. Егоров, А. П. Гуляев // Улучшение использования машинно-тракторного парка. – Саратов, 1993. – С. 45-58.
200. Abdalla, A. M. The mechanics of root growth in granular medium / A. M. Abdalla, D. R. Hittaratchi, A. R. Reece // Journal Agr. Eng. Res. 14. – 1969. – P. 236-248.
201. Bakker, D. M. The Measurement of Critical State Parameters for a Blark Earth / D. M. Bakker, H. Harris. – Nat. Conf. Publ., Inst. Eng., Austral, 1992. – N 92/11. – P. 189–193.
202. Barnes, H. K. Similitude in studies of tillage implement forces / H. K. Barnes, H. E. Mc Leod, C. W. Bockhop // Agr. Eng. – 1960. – N 1 – P. 32-37.
203. Daniel, Hillel. Fundamentals of Soil Physics / Hillel Daniel. – New York, 1980. – 440 p.
204. Dexter, A. R. Soil Deformation included by a moving cutting Blade on expanding Tube and a Penetrating sphere / A. R. Dexter, D. W. Tanner. // J. Agr. Eng. Res. – 17. 371-5. – 1972. – P. 21-32.
205. Graig, R. F. Soil Mechanics / R. F. Graig. – New York, 1978. – 318 p.
206. Istvan, Huszar. Soil mechanics in agriculture / Huszar Istvan // Soil mechanics in agriculture. – Warshawa, 1976. – P. 11-22.

207. Itennicen, I. M. Dynamic soil strength parameters from unconfined compression tests / I. M. Itennicen, R. E. Nefner, I. A. Weber // Trans of the ASAE. – 1977. – vol. 20. – N1. – P. 25-29.
208. Osman, M. S. The mechanics of soil cutting / M. S. Osman. – Agr. Eng. – N 4. – vol. 9. – 1964. – P. 23-28.
209. Randall, K. The effect of wheel pull on soil Stress / K. Randall, Wood and Larry G. Wells // Paper ASAE N 84-1046. – 1984. – 14 p.
210. Science engineering and soil measurement, 1991. – 28. – № 2-3. – P. 89-92.
211. Souker R. Untersuchngen zum Energieanfandbei der Bodenzerrkleinerung / R. Souker, S. Anich, // «Agrartechnik». – 1988. – 38, N 5. – P. 16-19.
212. Vonderberg, G. E. Pressure distribution between a smooth hire on the soil turns / G. E. Vonderberg, W. R. Gill // Amer. Soc. Agr.Eng. – 1962. – N 5. – P. 105-107.
213. Palmov, W. A. Rheological models in nonlinear mechanics of deformable body / W. A. Palmov // Advances in Mechanics. – vol. 3. – num. 3. – 1980. – P. 76-115.
214. Kolodziej, Waclaw. Substantial characterization of soil While Ballasted / Waclaw Kolodziej, Jan Pirog // Soil mechanics in agriculture. – Warshawa. – 1976. – P. 43-66.
215. Wang, J. Deformation and Failure in Clay Soil: Part 2, Soil Bin Experiments / J, Wang, D. Gee-Clough // J. agric. Engng. Res. N 54. – 1993. – P. 57-66.
216. Wang, J. Deformation and Failure in Clay Soil: Part 1, Stress-Strain Relationships / J, Wang, D. Gee-Clough // J. agric. Engng Res. – N 54. – 1993. – P. 37-55.
- 217.** Young, S. C. Quantifying Soil physical condition for tillage control applications / S. C. Young, C. E. Jonson, R. L. Schafer. – Treans ASAE. – 1988. – 31 N 3. – 12 p.