

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ПОЛІСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ**

Факультет інженерії та енергетики

Кафедра агроінженерії та технічного сервісу

Кваліфікаційна робота
на правах рукопису

АНТОНЮК НАЗАР ОЛЕКСАНДРОВИЧ

УДК 631.31

КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

**ДОСЛІДЖЕННЯ МЕХАНІКИ ВЗАЄМОДІЇ МІЖ ДИСКОВИМ
РОБОЧИМ ОРГАНОМ І ҐРУНТОМ**

208 “Агроінженерія”

Подається на здобуття освітнього ступеня магістр кваліфікаційна робота містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

_____ Н.О. Антонюк

Керівник роботи

Грабар І.Г.

д.т.н., професор

Житомир – 2022

АНОТАЦІЯ

Антонюк Назар Олександрович. Дослідження механіки взаємодії між дисковим робочим органом і ґрунтом. – *Кваліфікаційна робота на правах рукопису.*

Кваліфікаційна робота на здобуття освітнього ступеня магістра за спеціальністю 208 – Агроінженерія. – Поліський національний університет, Житомир, 2022.

В магістерській роботі розроблено аналітичну модель розрахунку сил, що діють на сферичні гладкі дискові робочі органи, що враховує вплив різних геометричних та установочних параметрів дисків, а також фізико-механічних властивостей ґрунту.

Запропонована в роботі розрахункова модель значно спрощує конструктору дискових знарядь "процедуру" визначення навантажень, що діють на робочі органи, дозволяє в короткі терміни оптимізувати геометричні та установочні параметри дискових робочих органів, а також дозволяє пояснити вплив окремих факторів на режим навантаження і заглиблюючу здатність дисків.

В роботі проведено тензометрування дискових робочих органів з різними геометричними та установочними параметрами в умовах ґрунтового каналу. Встановлено вплив різних параметрів на навантаження та заглиблювальну здатність дисків

Аналіз отриманих результатів показав, що у ряді випадків вплив факторів на навантажувальну здатність знарядь неоднозначна і має досить складний характер, якісно залежить від зміни геометричних параметрів дисків і фізико-механічних властивостей ґрунту.

Ключові слова: дисковий робочий орган, діаметр, сила, кут загострювання, кривина, коефіцієнт.

ANNOTATION

Antonyuk Nazar Alexandrovich. Research of mechanics of interaction between disk working body and soil. – *Qualification work on the rights of the manuscript.*

Qualifying work for a master's degree in specialty 208 – Agricultural Engineering. – Polissya National University, Zhytomyr, 2022.

The master's thesis develops an analytical model for calculating the forces acting on spherical smooth disk working bodies, which takes into account the influence of different geometric and setting parameters of the disks, as well as physical and mechanical properties of the soil.

The calculated model significantly simplifies the "procedure" for the designer of disk implements to determine the loads acting on the working bodies, allows to optimize the geometric and installation parameters of disk working bodies in a short time, and also explains the influence of individual factors on load mode and deepening capacity of disks.

Tensometry of disk working bodies with different geometric and installation parameters in the conditions of the soil channel is carried out in the work. The influence of various parameters on the load and depth of disks is established

The analysis of the obtained results showed that in some cases the influence of factors on the loading capacity of tools is ambiguous and has a rather complex nature, which depends on changes in the geometric parameters of the disks and physical and mechanical properties of the soil.

Key words: disk working body, diameter, force, sharpening angle, curvature, coefficient.

ЗМІСТ

ВСТУП.....	5
РОЗДІЛ 1. КІНЕМАТИКА ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН ТА СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА НИХ.....	8
РОЗДІЛ 2. РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЯКІ ДІЮТЬ НА СФЕРИЧНИЙ ДИСКОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН.....	16
РОЗДІЛ 3. ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І СТОРОНИ ЗАГОСТРЮВАННЯ НА СИЛОВУ ХАРАКТЕРИСТИКУ.....	26
ВИСНОВКИ.....	33
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....	34

ВСТУП

Актуальність теми дослідження. Підвищення надійності сільськогосподарської техніки є одним із найважливіших передумов щодо забезпечення нашої країни необхідними продовольчими ресурсами.

Показники надійності машин тісно пов'язані з підвищенням довговічності та працездатності їхніх робочих органів.

У сільському господарстві для обробітку ґрунту використовуються машини як з лемішно-лаповими, так і з дисковими робочими органами; Робочими органами дискових ґрунтообробних машин є сферичні диски з різними геометричними параметрами (кривизною сфери, діаметром, товщиною, кутами та видами загострювання леза, формою та розмірами центрального отвору та ін.). За кордоном і в нашій країні дискові робочі органи виготовляються із пружинної сталі з різним ступенем додаткового легування. Диски термообробляються на твердість 37...48 од. HRC. Необхідність застосування матеріалів такої досить високої міцності обумовлюється значними динамічними навантаженнями, що виникають під час експлуатації сферичних робочих органів.

Дана робота присвячена обґрунтуванню конструктивних, і матеріалознавчих параметрів дискових робочих органів за критеріями працездатності, зносостійкості та міцності, підвищення ресурсу дисків і поліпшення їх агротехнічних і силових показників.

Мета та завдання дослідження За результатами проведеного аналізу можна сформулювати завдання досліджень, які необхідно провести для досягнення поставленої в роботі мети – розробити аналітичну модель розрахунку сил, що діють на сферичні гладкі дискові робочі органи, що враховує вплив різних геометричних та установочних параметрів дисків, а також фізико-механічних властивостей ґрунту. Згідно з метою поставлені завдання:

1. Провести аналіз кінематики дискових робочих органів ґрунтообробних машин та сили, що діють на них;
2. Розробити математичну модель для визначення сил, які діють на сферичний дисковий робочий орган;
3. Визначити вплив геометричних параметрів і сторони загострювання на силову характеристику.

Об'єкт дослідження – процес взаємодії дискових робочих органів ґрунтообробних машин з ґрунтом.

Предмет дослідження – закономірність зміни силового навантаження на дисковий робочий орган ґрунтообробних машин в залежності від їх геометричних параметрів та режимів експлуатації.

Методи дослідження. Теоретичні дослідження проводилися з використанням методів, землеробської механіки, прикладної фізики та опору матеріалів. Аналіз літературних джерел здійснювався аналітико-монографічним методом. Обробку експериментальних даних виконували за допомогою методів математичної статистики з використанням прикладних програм.

Перелік публікацій за темою роботи:

1. Грабар І.Г. **Антонюк Н.О.** Характеристика робочих органів дискових ґрунтообробних машин, особливості їх зношування та формоутворення в процесі експлуатації.. Збірник тез ІХ Міжнародної науково-технічної он-лайн конференцію з нагоди 115-ї річниці від дня народження доктора технічних наук, професора, члена-кореспондента ВАСГНІЛ, віцепрезидента УАСГН Крамарова Володимира Савовича (1906-1987) та 90-річчя кафедри надійності техніки НУБіП України «Крамаровські читання». Київ : НУБіП. С.

2. **Антонюк Н.О.** Кінематика дискових робочих органів ґрунтообробних машин та сили, що діють на них. Збірник тез VI-ї всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 39-10 квітня 2020 року. Житомир : ЖАТК. С. 262-265.

2. **Антонюк Н.О.** Вплив геометричних параметрів і сторони загострювання на силову характеристику дискових робочих органів . Збірник тез VII-ї всеукраїнської науково-практичної конференції *«Перспективи і тенденції розвитку конструкцій та технічного сервісу сільськогосподарських машин і знарядь»* 31 березня 2021 року. Житомир : ЖАТК. С. 212-214.

Практичне значення одержаних результатів. Практичний інтерес для сільськогосподарських підприємств представляє запропонована методика розрахунку конструктивних параметрів дискових робочих органів ґрунтообробних машин.

Структура та обсяг роботи. Кваліфікаційна робота складається з вступу, трьох розділів, висновків, списку використаних джерел з 14 найменувань. Загальний обсяг роботи становить 35 сторінок комп'ютерного тексту, містить 9 рисунків.

РОЗДІЛ 1

КІНЕМАТИКА ДИСКОВИХ РОБОЧИХ ОРГАНІВ ГРУНТООБРОБНИХ МАШИН ТА СИЛИ, ЩО ДІЮТЬ НА НИХ

Робоча поверхня сферичного диску здійснює складний рух. Окрім поступального горизонтального переміщення разом з агрегатом дискові робочі органи під дією реактивних сил, які виникають зі сторони ґрунту, обертаються навколо своєї осі [1].

Переміщення вертикального дискового сферичного робочого органу, площина якого утворює кут « α » з напрямком поступального руху агрегату, може бути розкладе бути розкладено на дві складові: кочення з положення I в положення I' і поступальний рух (без обертання) з положення I в положення II (рис. 1.1).

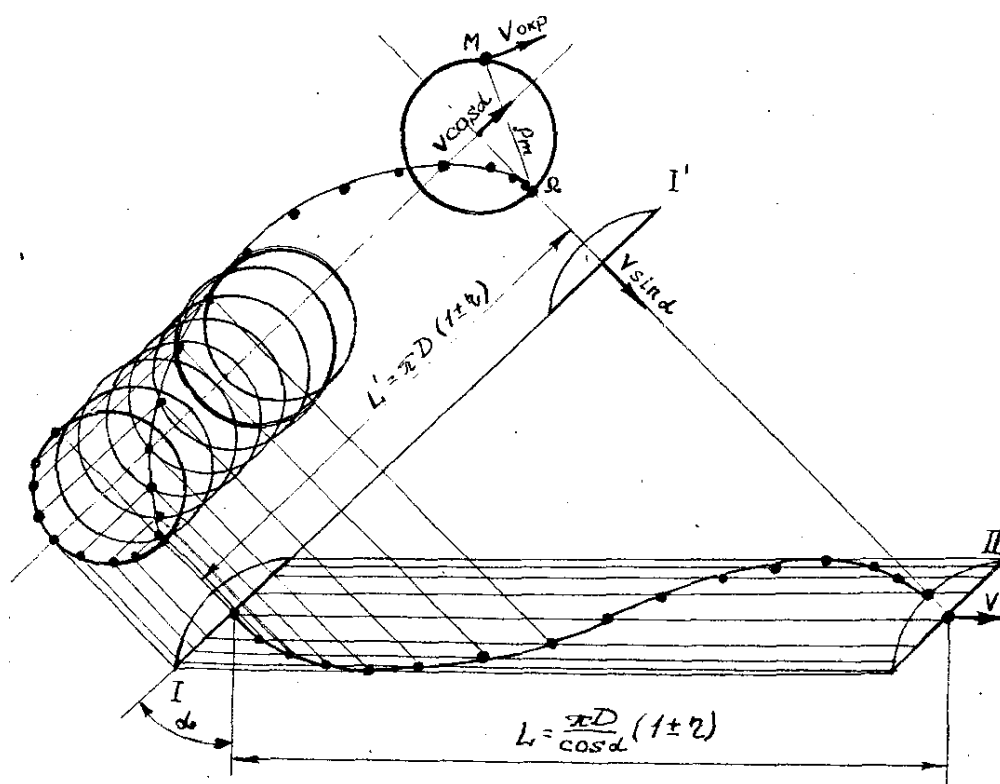


Рис. 1.1. Визначення траєкторії довільної точки «М» леза дискового сферичного робочого органу.

Шлях, який проходить дисковий робочий орган за один оберт переміщення з положення I в положення II дорівнює:

$$L = L^I / \cos\alpha = \pi D(1 \pm \eta) / \cos\alpha \quad (1.1)$$

де D – діаметр диска;

η – коефіцієнт ковзання або буксування.

Траєкторія довільної точки «М» леза сферичного дискового робочого органу має форму циклоїди, яка навита на еліптичний циліндр. Для визначення окружної швидкості може бути використана залежність:

$$V_{\text{окр}} = \omega \times \rho_M = 2 \times V \times \cos\alpha / [D \times (1 \pm \eta)] \times \rho_M \quad (1.2)$$

де ω – окружна швидкість обертання диска навколо миттєвого центру Ω ;

ρ_M – відстань від точки «М» до миттєвого центру Ω .

Величину абсолютної швидкості точки Д поверхні дискового робочого органу, яка має полярні координати (ρ , Θ); можливо вирахувати за допомогою залежності:

$$V_D = V_{\text{пост}} \sqrt{1 + \frac{2\rho}{[D(1 \pm \eta)] \cos\left\{ \frac{2\rho}{[D](1 \pm \eta) \cos\alpha \cos\Theta} \right\}}} \quad (1.3)$$

де ρ – відстань від осі обертання диску до даної точки його робочої поверхні;

Θ – кут повороту диску, який вимірюється за часовою стрілкою між радіусом диска, який проходить через саму нижчу точку його ріжучої кромки і радіусом, який проходить через дану точку робочої поверхні.

Аналіз представленої залежності показує, що величина абсолютної швидкості точок змінюється у великих межах (рис. 1.2)

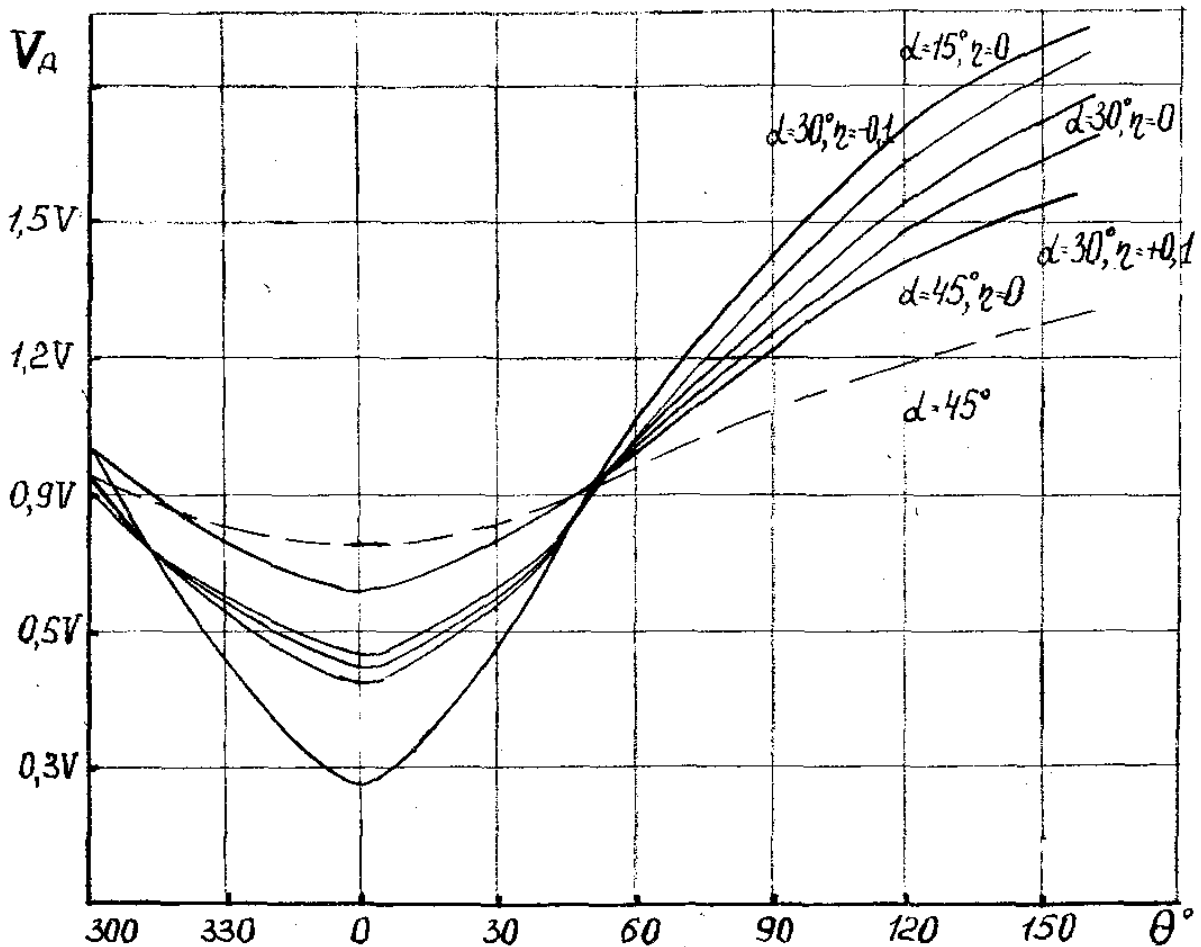


Рис. 1.2. Залежність швидкості руху будь якої точки робочої поверхні диска від його параметрів і розміщення точки на диску

В момент входу в контакт з ґрунтом ($\alpha=D/4$) даної точки робочої поверхні диска ($\Theta=300$) її абсолютна швидкість близька швидкості руху агрегату. В самому нижньому положенні точки ($\Theta=60^\circ$) швидкість V_D знову наближається до швидкості руху агрегату, а в верхній зоні дискового робочого органу з кутом $\Theta=60\dots150^\circ$ абсолютна швидкість будь якої точки набагато вище швидкості руху знаряддя.

У великих межах в зоні контакту диска з ґрунтом змінюється також і напрямок абсолютної швидкості, яка характеризується кутами, які утворюються

векторами швидкості V_D з координатними осями. Ці кути можуть бути визначеними з формули:

$$\cos\lambda_D = V_x/V_D; \quad (1.4)$$

$$\cos\gamma_D = V_y/V_D; \quad (1.5)$$

$$\cos\delta_D = V_z/V_D; \quad (1.6)$$

де $V_x = V - \rho \times \theta \times \cos\alpha \cos\theta$.

$$V_y = \rho \times \theta \times \sin\alpha \cos\theta$$

$$V_z = \rho \times \theta \times \sin\theta.$$

Ці два фактори (зміна величини і напрямку швидкості) визначають істотну відмінність кінематики дискових робочих органів Швидкість будь-якої точки робочої поверхні лемішно-лапових робочих органів змінюється мало і завжди дорівнює швидкості руху агрегату, з якою вона збігається і за напрямком. У дискових робочих органів абсолютна швидкість руху будь-якої точки робочої поверхні в зоні контакту з ґрунтом змінюється за один цикл (оборот) на 50...80% (рис.1.2), а напрямок вектора швидкості змінюється за один оборот на 20...40°. Досить імовірно, що це може призвести до відмінностей у динаміці та характері зношування дискових та лемішно-лапових робочих органів. Зокрема, при зношуванні дискових робочих органів може переважати (або бути більш інтенсивним) ударна взаємодія. Тому, при проведенні аналогій із зносостійкістю лемішно-лапових робочих органів, особливо у виборі зміцнювальних матеріалів, не виключена інверсія результатів.

Слід також зазначити, що у дискових робочих органів має місце трансформація кутів різання " γ " і зазору " ϵ ". У лемішно-лапових знарядь кут різання приймається рівним 15...35° і під час роботи він не змінюється. Величина кута різання у сферичних дисків у межах зони контакту з ґрунтом не залишається постійною, а в міру переміщення даного перерізу ріжучої кромки

диска по дузі від т. 3 до т.11 (рис. 1.3) різко збільшується. Амплітуда зміни цього кута залежить, головним чином від кута атаки та коливається від 55 до 126 °. У зв'язку з тим, що задній кут різання (кут зазору) "ε" відрізняється від кута "γ" на постійну величину, тобто на величину кута загострення "і", та характер зміни кута "ε" залишається таким самим, що й кута "γ". Хоча, можна відзначити, що у міру зношування кути "γ", "і", "ε" також змінюються.

Таким чином, на відміну від лемішно-лапових робочих органів, до будь-якої точки робочої поверхні диска прикладене навантаження постійно змінюється за величиною, напрямом та швидкістю взаємодії [1-6].

Опір ґрунту переміщенню сферичного дискового робочого органу під нахилом, складається з опорів зрізання лезом диска, зминання ґрунту потилицею диска, зминання ґрунту увігнутою поверхнею диска і тертям ґрунту.

Згідно з літературними джерелами, навантаження, що діють на дискові робочі органи, оцінюються за схемою, розробленою Г.Н.Сінеоковим та доповненою В.Ф.Стрельбицьким. Елементарні опори ґрунту, що виникають на робочій поверхні та лезі вертикально встановленого сферичного диска, не мають однієї рівнодіючої сили, вони можуть бути приведені до двох сил, що перехрещуються R^1 і R'' (рис.1.3.)

Сила R^1 лежить у вертикальній площині. Можна вважати, що лінія її дії проходить через вісь обертання диска, тому що плече "ρ", що є радіусом кола тертя підшипника, за даними Т.М. Синєокова досить мале. Сила R'' паралельна осі обертання дисків, вона знаходиться на відстані "h" від дна борозни, що дорівнює приблизно половині глибини ходу "а" і на відстані "l" попереду вертикальної площини, проведеної через вісь обертання дисків. Відрізок "l" малий та його можна прирівняти до нуля.

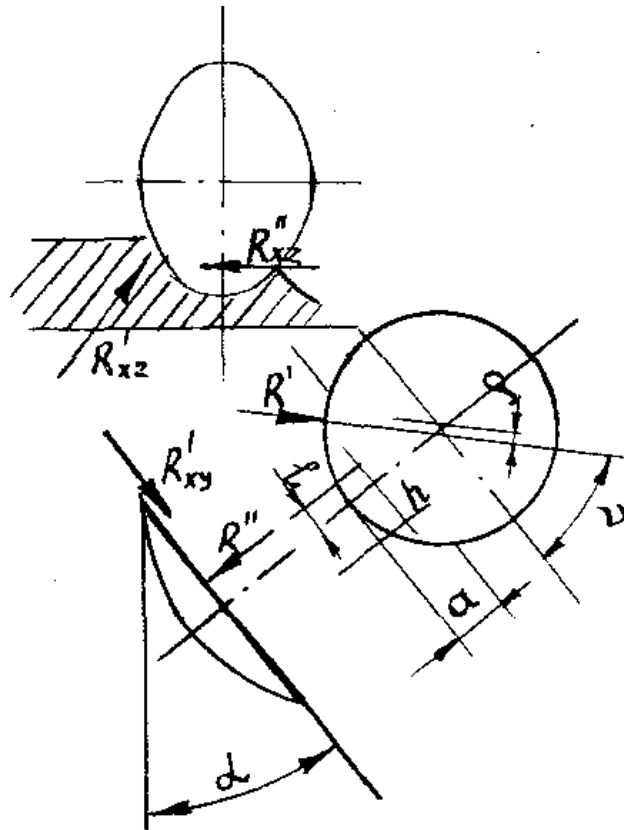


Рис. 1.3. Сили прикладені до сферичного диску

Однак, часто для силових розрахунків дискових знарядь силові характеристики дисків зручніше уявити у проекціях на координатні осі R_x , R_y , R_z . Якщо силова характеристика сферичного диска задана силами R^1 та R'' (рис. 1.4), можуть бути використані залежності:

$$R_x = R'' \sin \alpha + R^1 \cos \nu \cos \alpha \quad (1.7)$$

$$R_y = R'' \cos \alpha + R^1 \cos \nu \sin \alpha \quad (1.8)$$

$$R_z = R^1 \sin \nu \quad (1.9)$$

де ν – кут утворений силою R^1 і горизонтальною площиною.

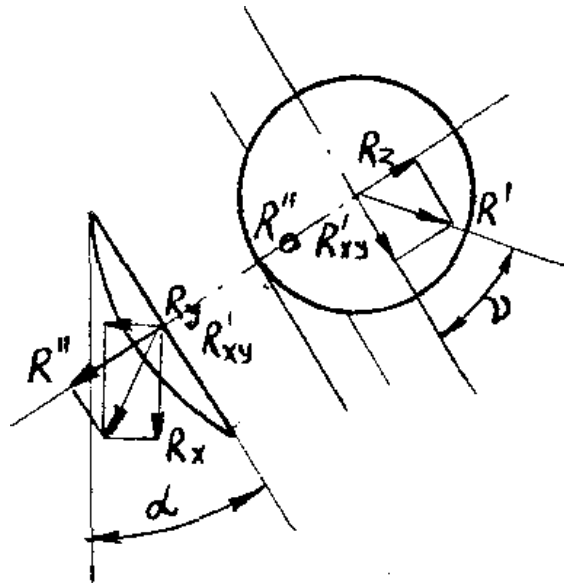


Рис. 1.4. Схема для визначення сил R^1 та R''

Якщо заданими силами є R_x , R_y , R_z а такими, що треба визначити R^1 та R'' , тоді по рис. 1.4 знаходимо:

$$R_{xy}^1 = R_x \cos \alpha - R_y \sin \alpha; \quad (1.10)$$

$$R^1 = \sqrt{(R_z^2 + R_{xy}^1)^2}; \quad (1.11)$$

$$R'' = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 - R_{xy}^1^2} \quad (1.12)$$

$$v = \arctg \left[\frac{R_z}{(R_x \cos \alpha - R_y \sin \alpha)} \right] \quad (1.13)$$

Іноземними вченими запропонована спрощена схема розрахунку реакції ґрунту на сферичний дисковий робочий орган, при якій реакція ґрунту ділиться на дві сили, що перехрещуються:

- сила, яка діє на внутрішню поверхню диска;
- сила, яка діє на зовнішню поверхню.

Відповідно визначаються проекції сумарних сил на координати осі X, Y, Z.

Висновки по розділу.

Виходячи з вище зазначено можна зробити висновок, що закінченого аналітичного методу розрахунку сил, діючих на дисковий робочий орган, що враховує вплив всіх параметрів до теперішнього часу не розроблено.

РОЗДІЛ 2

РОЗРОБКА МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ДЛЯ ВИЗНАЧЕННЯ СИЛ, ЯКІ ДІЮТЬ НА СФЕРИЧНИЙ ДИСКОВИЙ РОБОЧИЙ ОРГАН

За основу розрахунку приймаємо модель, в якій сумарна сила, що діє на занурену в ґрунт частину поверхні диска, складається в опорі деформації пласта і динамічного тиску (сила сходу пласта тут поки не враховується).

При визначенні опору деформації ґрунту згідно ряду робіт в якості комплексного показника, який враховує вплив на процес руйнування ґрунту більшість деформацій, буде використовуватися питомий опір ґрунту K_{Π} який зазвичай визначають як відношення тягового опору знаряддя до фронтального перерізу пласту. Ми будемо підрозумівати під K_{Π} умовно виділене відношення сумарного (на відміну від тягового) опору ґрунту до фронтального перерізу пласта зануреного в ґрунт частини дискового робочого органу. Аналогічне визначення має місце в роботі [2]. За основний показник, який характеризує питомий опір, приймемо твердість ґрунту. Обґрунтувати це можливо на основі великої кількості робіт, проведеними різними дослідниками. З досліджень Г.Н. Синєокова, К.В. Борака, Н.А. Качинського та ін. відомо, що твердість ґрунту має високу ступінь кореляції зв'язку з її робочим опором і визначає всі інші фактори, які характеризують стан ґрунту. В роботах проф. Бахтіна П.У. називає твердість ґрунту комплексним показником його фізико-механічних властивостей. Що стосується відміченого рядом авторів відсутності кореляції твердості з тяговими характеристиками при збільшенні вологості ґрунту, то як правило дискові робочі органи при підвищенні (зазвичай більше 30%) не використовуються, так як в зв'язку із налипанням вони не виконують свої технологічні функції.

Як показали наші дослідження кореляція питомого опору з твердістю ґрунту для дискових знарядь має досить складний характер.

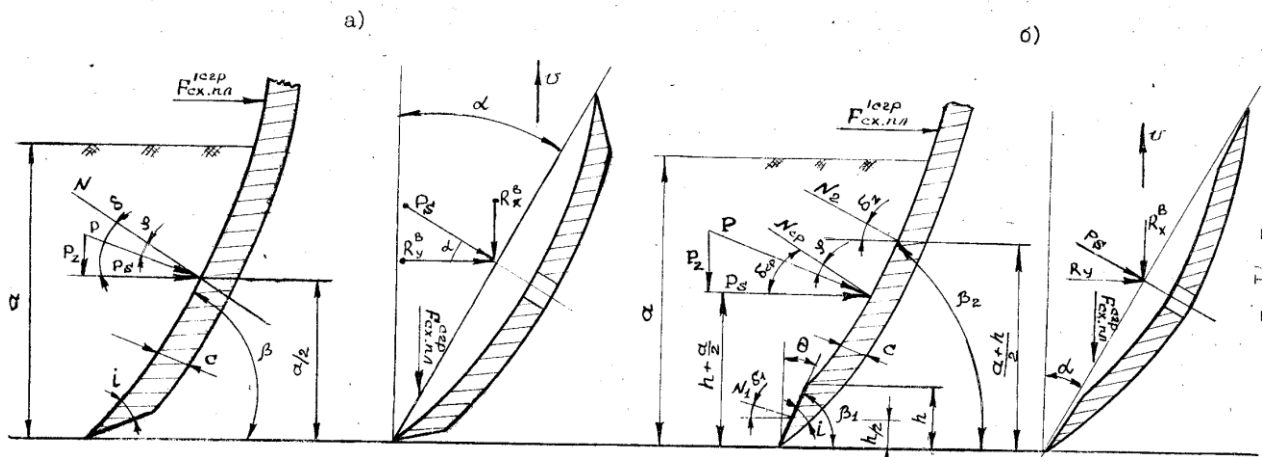


Рис. 2.1 Сили, які діють на увігнуту частину дискового робочого органу: а) – диск із зовнішнім загострюванням, б) – диск із внутрішнім загострюванням.

Питомий опір K_{Π} визначається нами за загальною формулою:

$$K_{\Pi} = T_{cp} \times A_1 \times A_2 \times A_3, \quad (2.1)$$

T_{cp} – середня твердість на глибині обробки, кг/см²;

A_1 – коефіцієнт пропорційності, який враховує співвідношення граничних нормальних напружень при стисненні з обмеженим боковим розширенням. Він залежить в деякій мірі від параметрів увігнутої поверхні дискового робочого органу. Визначається на основі попередніх досліджень:

$$A_1 = 0,04 + f(V/D), \quad (2.2)$$

де $f(V/D) = 0,004 [1/\text{см}^2] \times (V/D)$,

0,004 – коефіцієнт, см⁻²;

D – діаметр диску, см;

V – об'єм зануреного в ґрунт дискового робочого органу, см³. Він визначається на основі розрахунково-експериментальних даних.

A_2 – коефіцієнт пропорційності, який враховує перекриття дискових робочих органів. Визначається на основі експериментальних даних і по даних

П.С. Нартова A_2 залежить від відстані між дисковими робочими органами « m ». Перекриття немає якщо:

$$m > m_{кр} \quad (2.3)$$

де $m_{кр} = 2\sqrt{a \times (D - a)} \times \operatorname{tg} \alpha$

a – глибина обробітку, см;

α – кут атаки, градус.

Досліди показали, що перекриття впливає на величину питомого опору по досить складній залежності, і має вигляд показової функції:

$$A_2 = 0,9^{m_{кр}-m} \left[1,2 + 0,08(m_{кр} - m) + 0,02(m_{кр} - m)^2 \right] \quad (2.4)$$

де $m_{кр} - m$ $[-15; +15]$ см; при $-15 > m_{кр} - m > +15$ приймається граничне значення A_2 .

$[0,9] \text{ см}^{-1}$; $1,2$; $[0,08] \text{ см}^{-1}$; $[0,02] \text{ см}^{-2}$ – постійні емпіричні коефіцієнти;

A_3 – коефіцієнт пропорційності, який враховує безпосередньо вплив величини твердості ґрунту на питомий опір. З експериментальних даних встановлено, що при збільшенні твердості ґрунту питомий опір від дії дискового робочого органу (при інших рівних умовах) зростає не по прямій залежності, а по параболічному законі типу $\sim C_1 - C_2T + C_3T^2$.

Такий закон впливу твердості на силову характеристику дискових робочих органів виведений виходячи з аналізу отриманих тензометричних даних. Наприклад, було встановлено, що при твердості $3 \dots 8 \text{ кг/см}^2$ ($0,3 \dots 0,8 \text{ МПа}$) тяговий опір і бокова складова зростає практично прямопропорційно величині твердості, тобто $A_3 \sim 1,0 \pm 0,1$. При зростанні твердості тягові характеристики збільшуються в меншій мірі: так при твердості $12 \dots 15 \text{ кг/см}^2$ ($1,2 \dots 1,5 \text{ МПа}$) – $A_3 = 0,75 \dots 0,8$; при $T = 20 \text{ кг/см}^2$ ($2,0 \text{ МПа}$) – $A_3 = 0,63 \dots 0,67$; при $T = 30 \text{ кг/см}^2$ ($3,0 \text{ МПа}$) – $A_3 = 0,50 \dots 0,53$. Це значить, що при збільшенні твердості ґрунту, зокрема

в 3 рази, наприклад з 10 до 30 кг/см², сила тяги і бокова складова збільшуються не в 3 рази, а приблизно в 1,75 рази. По нашим уявленням, такий вплив твердості ґрунту цілком пояснюється особливостями відриву плата, яке має місце при впливі дискового робочого органу.

На основі проведених дослідів і аналітичних досліджень була запропонована залежність, за допомогою якої розраховується коефіцієнт A_3 :

$$A_3 = 1,15 - 3,0 \times 10^{-2} T + 3,0^{-4} T^2 \quad (2.5)$$

де T – твердість ґрунту кг/см²;

1,15; $[3,0 \times 10^{-2}]$ см²/кг; $[3,0 \times 10^{-4}]$ см⁴/кг² – постійні емпіричні коефіцієнти.

Ця формула може використовуватися при значеннях твердості, які знаходяться в межах від 3 до 45 кг/см².

В приведених вище формулах всі коефіцієнти A_1 ; A_2 ; A_3 безрозмірні.

Сила, яка діє на увігнуту поверхню сферичного гладкого дискового робочого органу визначається за залежністю:

$$P = K_{\Pi} S_a \times \sin \alpha + P_F \quad (2.6)$$

Як вже відмічалось сила « P » проходить на відстані половини глибини ходу дискового робочого органу від дна борозни і відхилена від нормалі до поверхні на кут тертя « φ ».

Величина сили P_F , що є рівнодіючою і урівноважуючою сил динамічного тиску і підпору ґрунту визначається за методикою Г.Н. Сінеоков для двогранного клину і експериментальних даних.

$$P_F = (2 \times S_a \times \gamma_{об} / g) \sin \alpha \times v^2 \times \sin(\beta/2) \times K_{стр} \quad (2.7)$$

де β – кут кришення;

$K_{сгр}$ – коефіцієнт, що враховує збільшення тиску за рахунок змінання ґрунту (тобто фактично збільшення твердості ґрунту) при збільшенні швидкості обробки. На основі експериментальних даних $K_{сгр}$ для дискових робочих органів (при $\beta=55\dots90^\circ$) визначається за формулою:

$$K_{сгр}=1+0,25 \times \sin \beta \times v \quad (2.8)$$

де v [м/с];

В розрахунку $K_{сгр}$ є безрозмірним;

S_a – площа поперечного перерізу зануреної частини в ґрунту диска, см²; визначається із геометричних міркувань.

$$S_a = \arctg \left[\frac{\sqrt{a \times (D - a)}}{(D/2 - a)} \right] \times D^2/4 - [a(D - a)] \times (D/2 - a) \quad (2.9)$$

$\gamma_{об}$ – об'ємна вага ґрунту в залежності від твердості і глибини обробки приймається в межах 1100...1300 кг/м³;

φ – кут тертя ґрунту-метал, для середньосуглинкових та легкосуглинкових ґрунтів приймається рівним $\varphi=19\dots21^\circ$.

Для дискових робочих органів з внутрішнім кутом загострювання « β » в приведених залежностях визначається як $\beta=(\beta_1+\beta_2)/2$.

Таким чином, проекції сили « P », яка діє на увігнуту поверхню диску, визначається по наступним залежностям:

$$P_x = S_a \times \cos(\delta - \varphi) \times \sin^2 \alpha \times \left[K_{\Pi} + \frac{2 \times K_{сгр} \times v^2 \gamma \times \sin(\beta/2)}{g} \right] \quad (2.10)$$

$$P_y = S_a \times \cos(\delta - \varphi) \times \sin \alpha \cos \alpha \times \left[K_{\Pi} + \frac{2 \times K_{\text{срр}} \times v^2 \gamma \times \sin(\beta/2)}{g} \right]$$

$$P_z = S_a \times \sin(\delta - \varphi) \times \sin \alpha \times \left[K_{\Pi} + \frac{2 \times K_{\text{срр}} \times v^2 \gamma \times \sin(\beta/2)}{g} \right] \quad (2.12)$$

Для диска із зовнішнім загостренням кут « δ » визначається за формулою:

$$\delta_{\text{нар}} = \arcsin \left[\frac{(D/2 - a/2)}{R} \right] = \arcsin \left[\frac{(D - a)}{(2 \times R)} \right] \quad (2.13)$$

де $\delta_1 = \Theta$; $\delta_1 = \arcsin[(D-a-h)/(2 \times R)]$; $h = (c \times \cos \Theta) / (\sin i)$;

де c – товщина листа з якого виготовлений диск;

i – кут загострення леза; $i = \arcsin[D/(2 \times R)] - \Theta$;

Θ – кут внутрішнього загострення леза;

R – радіус кривини диска.

Як вже зазначено вище на дисковій робочій органі діє сила сходу пласта, яка прикладена до верхньої (вище глибини обробки) поверхні диска. Дослідження показали, що по своїй природі дана сила є силою подолання зминання при сході пласта, яка прикладена до верхньої (вище глибини обробки) поверхні диска. Згідно дослідних даних величина сили подолання зминання при сході пласта залежить від кривини диска, виду і кута загострення його леза, кута атаки і швидкості руху робочого органу.

Результати тензометрування показали, що при зміні виду загострювання дискового робочого органу і при інших рівних умовах (тобто рівних кутах загострювання леза, відсутність тиску на тильну частину загострення дискового робочого органу) диски з внутрішнім загостренням леза мають менший тяговий опір, тобто менше значення зусиль по координаті «X». Тензометрування

виявило, що зміни зусиль по іншим координатам не було або вони були в межах похибки досліду. На цій підставі було прийнято, що сила $F_{\text{сх.пл}}^{\text{сгр}}$ (рис. 2.1) направлена паралельно осі «Х». На наш погляд такий напрямок є логічним, так як напрямок сили подолання скупчення повинен співпадати з напрямком інерційних навантажень, тобто повинен бути протилежним напрямку абсолютної швидкості руху робочого органу.

Слід відмітити, що при тензометруванні було визначено, що при невеликих кутах атаки ($10...15^\circ$) значення $F_{\text{сх.пл}}^{\text{сгр}}$ незначні; представлена сила також знижується при зменшенні кривини диска, зокрема у плоских дисків вона близька до нуля, так плоскі диски, головним чином, здвигують ґрунт, на відміну від сферичних, у яких основним видом деформації ґрунту є відрив.

На основі результатів тензометрування була виведена емпірична формула для розрахунку сили подолання нагромадження при сході плата:

$$F_{\text{сх.пл}}^{\text{сгр}} = V \times K(\phi) \times K(\Theta) \times K(\alpha) \times K(v) \quad (2.14)$$

де V – визначається за приблизною формулою, яка виведена на основі геометрії сфери і дослідних замірів об'єму:

$$V=0,45 \times S_a \times f_a, \text{ см}^3 \quad (2.15)$$

де S_a – площа поперечного перерізу, яка занурена в ґрунті частини диска на глибині «а».

$$S_a = \arctg \left[\frac{\sqrt{a \times (D - a)}}{D/2 - a} \right] \times \frac{D^2}{4} - \sqrt{a \times (D - a)} \times (D/2 - a)$$

f_a – величина вигину сфери диску на глибині «а»

$$f_a = \sqrt{R^2 - (D/2 - a)^2} - \sqrt{R^2 - (D/2)^2} \quad (2.17)$$

Дана формула для визначення об'єму зануреної в ґрунт частини диска дійсна при $a=(0,05\dots0,30)\times D/$

$K(\phi)$ – коефіцієнт, який враховує вплив кута сфери диска (тобто кривину), $\phi = \arcsin(D/2R)$, $K(\phi) = 6 \times 10^{-4}$, кг/см³; $\phi = [10^\circ \dots 35^\circ]$;

$K(\Theta)$ – коефіцієнт, який враховує вплив внутрішнього загострювання; $K(\Theta) = 1 - [1,2 / (3,0 - 0,08\Theta)]$; дана формула діє при найбільш розповсюджених значеннях $\Theta [-20^\circ \dots +20^\circ]$; у випадку зовнішнього загострення $\Theta = \infty$, і відповідно $K(\Theta) = 1$;

$K(\alpha)$ – коефіцієнт, який враховує вплив кута атаки; $K(\alpha) = 0,028\alpha$; де α [градуси]; формула справедлива при $\alpha = [10^\circ \dots 60^\circ]$;

$K(v)$ – коефіцієнт, який враховує вплив швидкості руху робочого органу. $K(v) = 0,21 \times v^{0,75}$ де v [км/год], або $K(v) = 0,55 \times v^{0,75}$ де v [м/с].

Всі коефіцієнти, за виключенням $K(\phi)$, безрозмірні.

Опір ґрунту, який діє на випуклу частину диска (рис. 2.2.) складається з двох складових: опір занурення леза в ґрунт і опір від дії тильної частини загострення диска на стінку борозни. Крім того, очевидно, що кожний з приведених опорів має динамічну складову.

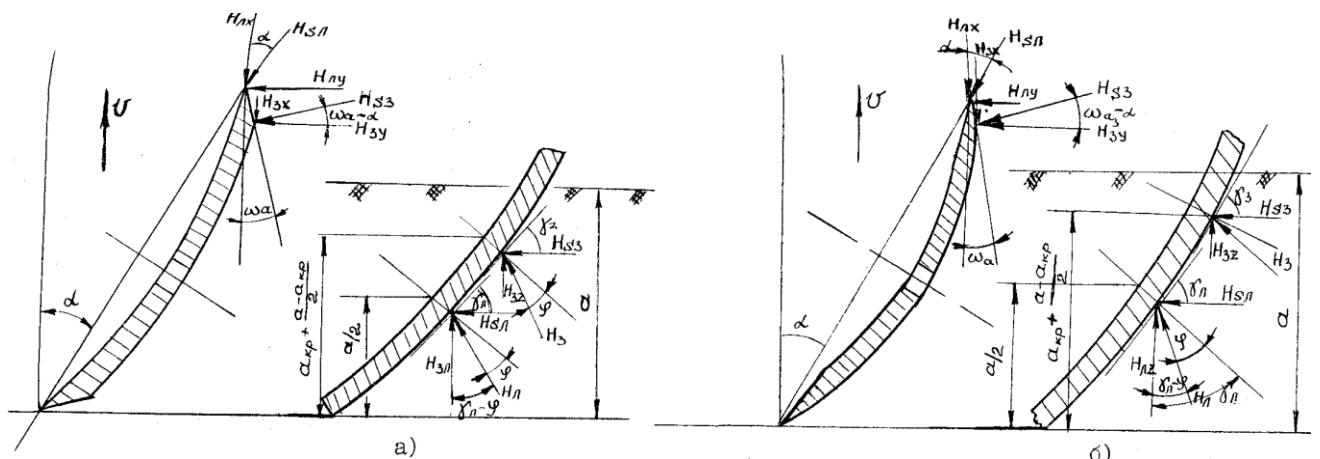


Рис. 2.2. сили, які діють на зовнішню поверхню дискового робочого органу: а) – диск із зовнішнім загострюванням, б) – диск із внутрішнім загострюванням.

Слід відмітити, що до теперішнього часу в літературі не приведено аналітичних залежностей, які визначають вплив параметрів леза на силові характеристики.

Використання в якості комплексного показника опору ґрунту питомого опору КП при оцінці опору занурення буде хибним, так як по фізичній суті процес опору зовнішній частині диска відрізняється від занурення в ґрунт лезової частини. Зокрема буде не правомірно застосування коефіцієнта пропорційності A_1 , так як він є перехідним від вертикального стиснення до бокового розширення, а коефіцієнт A_2 взагалі не повинен мати місце, так як відрив пласту лезом завжди відбувається по поверхні поля, не перекритого сусіднім диском.

Згідно нашого погляду, коефіцієнт питомого опору поверхні леза дискового робочого органу, позначимо його « k », близький по фізичній суті показнику твердості ґрунту, який визначається методом вдавлюванням наконечника твердоміра. Враховуючи, що по мірі розрізання плата точкою леза (тобто з урахуванням збільшення глибини від нуля до максимального значення) твердість ґрунту змінюється від нуля до значення « T », що відповідає певній глибині обробки, прийmemo для « k_L » наступну залежність: $k_L=0,5T$.

Висновки по розділу.

Визначення ефективної площі лезової частини диска, яка сприймає його питомий тиск, є більш складною задачею, яка може бути вирішена тільки на основі широких експериментальних даних.

РОЗДІЛ 3

ВПЛИВ ГЕОМЕТРИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ І СТОРОНИ ЗАГОСТРЮВАННЯ НА СИЛОВУ ХАРАКТЕРИСТИКУ

До геометричних параметрів дискових робочих органів відносяться: діаметр диска, його кривизна, кут загострення леза, товщина диска.

Аналіз залежностей встановлених в розділі 2 показує, що збільшення діаметра диска призводить до збільшення тягової та поперечної складових зусиль. Причому збільшення цих зусиль відбувається за прямолінійним законом з відносно невисоким тангенсом кута нахилу. Так при збільшенні діаметра на 30...33 % тяговий опір і поперечна сила зростають на 10...29%.

Це пояснюється, головним чином, збільшенням площі поперечного перерізу пласта зі збільшенням діаметра. Як показали експериментальні дослідження (рис. 3.1) заглиблююча здатність дисків, тобто ΣF_z , при збільшенні діаметра змінюється несуттєво (більш істотна зміна відбувається при збільшенні діаметра у дисків з підвищеною кривизною). В Житомирській області проводилися експлуатаційні випробування дисків луцильників зменшеного діаметра – 400; 420 мм.

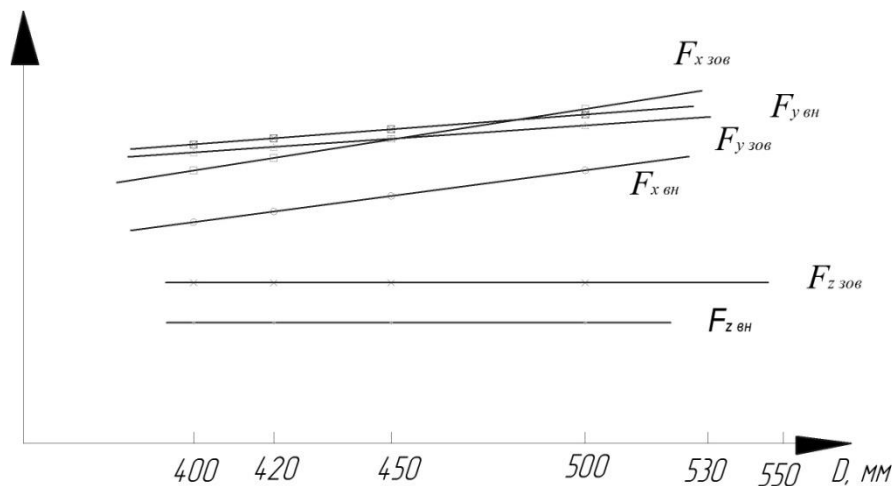


Рис. 3.1. Залежність зусиль від діаметра диска ($R_{кр}=600$ мм; $v=2,2$ м/с; $a=6,5$ см; $m=17$ см; $\alpha=30^\circ$; $T=0,7$ МПа).

Результати агротехнічної оцінки показали, що диски зменшеного діаметра мають ідентичну глибину та приблизно однакову якість обробки порівняно із серійними дисками 450 мм, що підтверджує результати тензометричних досліджень.

Необхідно відзначити, що в ряді випадків диски більшого діаметру все ж таки дещо краще заглиблюються. Це відбувається при недосконалій системі гідравлічного заглиблення робочих органів у дискового агрегату або під час експлуатації в плаваючому положенні.

При цьому диски більшого діаметра мають суттєво більшу вагу (так як вага пропорційна квадрату діаметра), що і сприяє (зазвичай на 10 – 12%) дещо кращому заглибленню, хоч і призводить до збільшенню величини тягового опору.

Однак для визначення діаметра диска конструктору, як правило, мало даних про силове навантаження. Для вибору величини діаметра необхідно керуватися цілою низкою інших вимог:

За дослідженнями П.С. Нартова [3] при виборі діаметра диска необхідно враховувати умови забезпечення заданої глибини обробітку та надійного обертання пласта. Професором Нартовим наведено кілька доволі складних залежностей для вибору діаметра виходячи з наведених умов.

За нашими даними, з невеликою ймовірністю помилки, ці умови можуть виражатися наступною формулою:

$$D_{\min}=(2a_{\max}+d)\times(1,3+0,01\alpha) \quad (3.1)$$

де D_{\min} – мінімально необхідний діаметр;

a_{\max} – максимальна розрахункова глибина обробки;

d – діаметр розпірної втулки;

α – т проектний кут атаки (установки);

$1,3+0,01\alpha$ – можливо умовно назвати коефіцієнтом наповзання пласта

При батарейному розміщенні дисків (борони, луцильники) конструктор повинен вибирати діаметр виходячи з необхідної висоти гребенів:

$$m=2\sqrt{c \times (D - c)} \times tg\alpha \quad (3.2)$$

де m – відстань між дисками;

c – висота гребенів.

Діаметр також повинен вибиратися виходячи з планованої величини перекриття між дисками ($m_{кр}-m$), де $m_{кр}=2\sqrt{a(D - a)} \times tg\alpha$;

З метою забезпечення певного терміну служби, виходячи з необхідності збереження лінійних розмірів діаметр дисків повинен бути збільшений і складати наступну величину:

для не наплавлених дисків $D=(1,1\dots 1,12) D_{\text{розр}}$;

для наплавлених дисків $D=(1,03\dots 1,05) D_{\text{розр}}$;

З урахуванням всіх наведених факторів, а також з урахуванням даних про навантаження, конструктор повинен вибиратися діаметр.

Кривизна диска є одним з основних показників, який визначає якість роботи диска (стійкість ходу, глибину обробітку, кришіння, оборотність пласта, якість підрізання та інших) і які впливають на енергетичні характеристики дискового агрегату. Під кривизною розуміється величина обернено пропорційна радіусу кривизни диска ($1/R_{\text{кр}}$). За даними наших досліджень на величину сумарного навантаження на диски з підвищеною кривизною особливо суттєве значення має вид загострювання леза (зовнішнє або внутрішнє). На рис. 3.2 і 3.3 наведено графіки зміни навантаження при зміні радіусу кривизни дисків, відповідно, із зовнішнім та внутрішнім загостренням.

Аналіз наведених залежностей показує, що для дисків із зовнішнім загостренням (рис. 3.2), збільшення кривизни (тобто зменшення радіуса кривизни) не дає переваг за навантажувальною здатністю – заглиблююча здатність покращується несуттєво (ΣF_z), а тягова (ΣF_x) і поперечна (ΣF_y) складові ростуть досить суттєво. Це пояснюється, двома основними причинами:

- більш важкими умовами сходу пласта у дисків з зовнішнім загостренням в порівнянні з дисками з внутрішнім загостренням, ще більше погіршуються зі збільшенням кривизни;

- наявністю тиску "потилиці" загострювання диска у дискових робочих органів із зовнішнім загострюванням леза, яке збільшується при зменшенні радіуса кривизни і збільшує виштовхувальну силу і відповідно, тягову складову сил зчеплення.

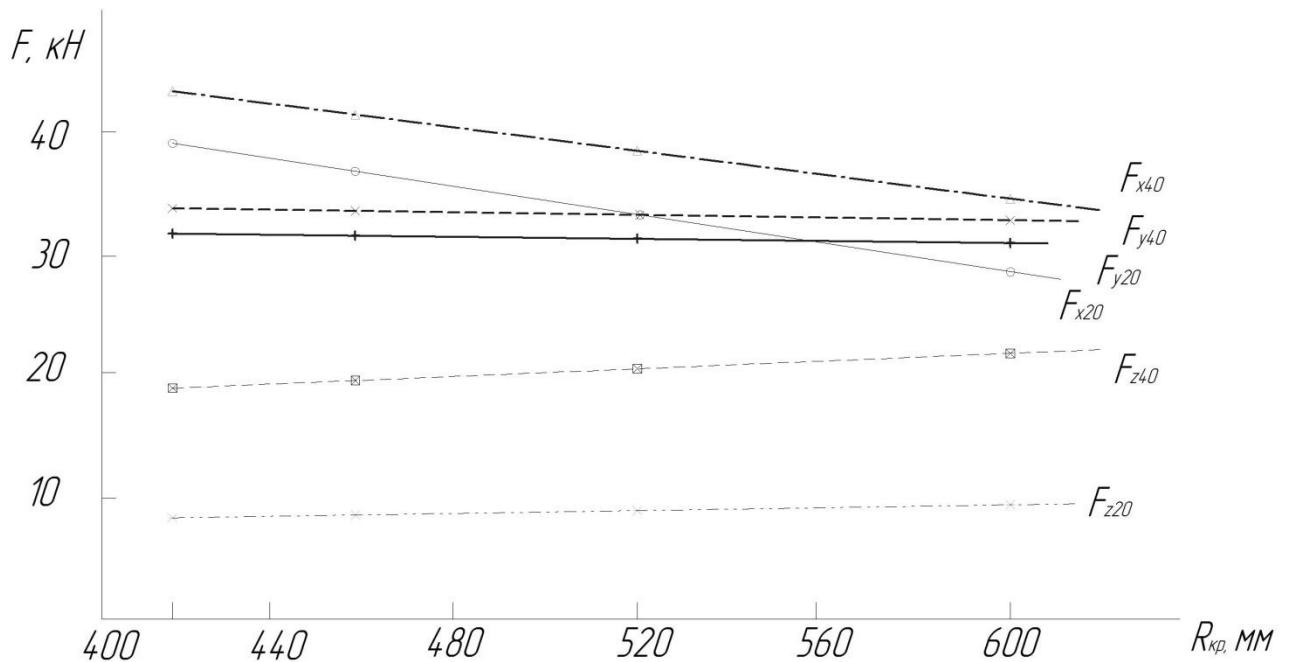


Рис. 3.2. Залежність зусиль від радіуса кривини диска із зовнішнім загостренням ($D=45$ см; $v=2,2$ м/с; $a=6,5$ см; $m=17$ см; $\alpha=30^\circ$; $T=0,7$ МПа) при куті загострення 20° і 40° відповідно.

Крім того, як видно із рис. 3.2, при досить великих кутах загострення леза (більше $30^\circ \dots 40^\circ$), які можуть виникнути при зношуванні, диски із зовнішнім загостренням та високою кривизною дуже енергоємні.

Для дисків із внутрішнім загострюванням леза (рис. 3. 3), навпаки, збільшення кривизни дає істотні переваги: заглиблююча здатність (тобто зниження виштовхувальної сили) покращується на 40-50%. а тяговий опір і поперечна сила збільшується не настільки інтенсивно – на 8...12%. З графіків також видно, що при внутрішньому загострюванні леза диски мають на 12...27% менший тяговий опір у порівнянні з дисками із зовнішнім загострюванням, за інших рівних умов.

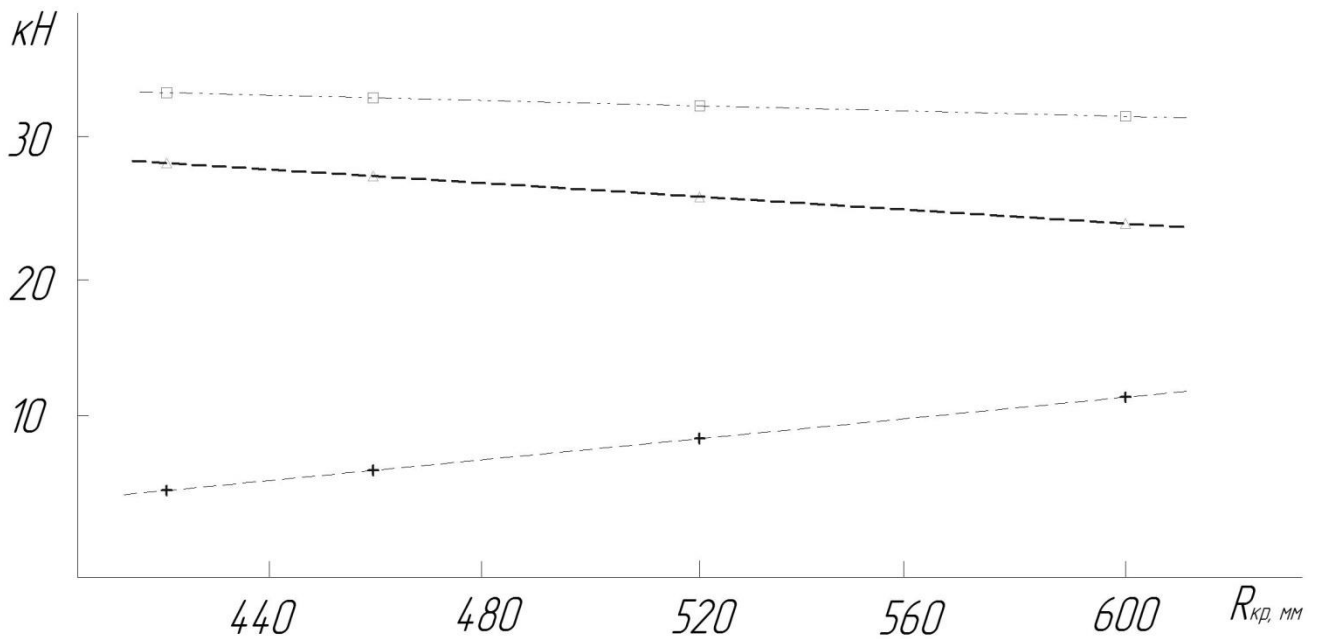


Рис. 3.3. Залежність зусиль від радіуса кривини диска із внутрішнім загостренням ($D=45$ см; $v=2,2$ м/с; $a=6,5$ см; $m=17$ см; $\alpha=30^\circ$; $T=0,7$ МПа)

Для дисків луцильників і борін із внутрішнім загострюванням і діаметром 450 мм найбільш оптимальним є радіус кривизни 470 мм. Ця величина обрана з двох причин:

- хоча і при подальшому зменшенні радіуса кривизни заглиблююча здатність диска покращується (рис. 3.2), але при цьому більш істотно збільшується темп росту тягового опору;

- при зменшенні радіуса кривизни менше величини 450...460 мм досить суттєво (більше 5 %) збільшується вага диска (і відповідно його вартість), яка пропорційна квадрату діаметра заготовки, що обчислюється за формулою:

$$D_{заг} = 2R \arcsin[D/2R_{кр}] \quad (3.3)$$

Якщо при $R_{кр} = 460...470$ мм ще можна вкластися в межі допуску для діаметра $450 + 4$ мм, то при подальшому зменшенні радіуса кривизни необхідно збільшувати діаметр заготовки.

Відповідно до наших досліджень для дисків луцильників і борін різного діаметру з внутрішнім загостренням, що експлуатуються при кутах атаки

20...40°, радіус кривизни повинен вибиратися виходячи з наступних розмірів кутів сфери дисків, що істотно впливають на кут кришення:

$$\varphi = \arcsin[D/2R_{кр}] = 27^\circ \dots 30^\circ \quad (3.4)$$

- для дисків із внутрішнім загостренням, що експлуатуються при кутах атаки 10°...18°

$$\varphi = \arcsin[D/2R_{кр}] = 25^\circ \dots 27^\circ; \quad (3.5)$$

- для дисків із зовнішнім заточенням, що експлуатуються при кутах атаки 10°...40°

$$\varphi = \arcsin[D/2R_{кр}] = 22^\circ \dots 26^\circ; \quad (3.5)$$

Вказані параметри встановлені з урахуванням мінімуму навантажень на дисках різної кривизни і зниження тиску “потилиці” загострення або опуклої сторони диска на стінку борозни.

Висновки по розділу

Тензометрування показало, що геометричні параметри леза (кут загострення, товщина) здійснюють істотний вплив на силову характеристику дисків, особливо на виштовхувальну силу. У той же час слід зазначити, що зміна загострення леза для дисків з різними видами загострення (зовнішнього або внутрішнього) неоднаково впливає на навантажувальний режим і працездатність дисків. Тому подальші дослідження динаміки зміни геометрії леза для дисків із різними видами загострювання леза необхідно проводити окремо.

ВИСНОВКИ

В результаті виконання магістерської роботи були отримані наступні основні науково-практичні результати:

Розроблено аналітичну модель розрахунку сил, що діють на сферичні гладкі дискові робочі органи, що враховує вплив різних геометричних та установочних параметрів дисків, а також фізико-механічних властивостей ґрунту.

Розрахункова модель значно спрощує конструктору дискових знарядь "процедуру" визначення навантажень, що діють на робочі органи, дозволяє в короткі терміни оптимізувати геометричні та установочні параметри дискових робочих органів, а також дозволяє пояснити вплив окремих факторів на режим навантаження і заглиблюючу здатність дисків.

Проведено тензометрування дискових робочих органів з різними геометричними та установочними параметрами в умовах ґрунтового каналу. Встановлено вплив різних параметрів на навантаження та заглиблювальну здатність дисків

Аналіз отриманих результатів показав, що у ряді випадків вплив факторів на навантажувальну здатність знарядь неоднозначна і має досить складний характер, якісно залежить від зміни геометричних параметрів дисків і фізико-механічних властивостей ґрунту.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Борак К. В. Підвищення зносостійкості робочих органів дискових ґрунтообробних знарядь методом електроерозійної обробки : дис. ... канд. тех.

наук : 05.02.04 / Житомирський національний агроекологічний університет. Житомир, 2013. 217 с.

2. Дацюк Л.М., Вржещ М.В. Трактори і автомобілі. Луцьк: Луцький національний технічний університет, 2017. 236 с.

3. Нартов П. С. Дисковые почвообрабатывающие орудия : монография. Воронеж : Воронежский государственный университет (ВГУ), 1972. 184 с.

4. Сидоров С. А. Обоснование эффективных способов повышения работоспособности и износостойкости сферических дисков почвообрабатывающих машин: дис. канд. ... техн. наук. 05.20.04 / Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина. Москва, 1996. 320 с.

5. Кравчук В.І. Сучасні тенденції розвитку конструкцій сільськогосподарської техніки. Київ : Аграрна наука, 2004. 396 с.

6. Кошук О.Б. Сільськогосподарські і меліоративні машини: Навчальний посібник / Кошук О.Б., Лузан П.Г., Мося І.А., Герлянд Т. М., Романов Л. А. Київ : ІПТО НАПН України, 2015. 291 с.

7. Гевко Р.Б., Ткаченко І.Г., Павх І.І. Машини сільськогосподарського виробництва. Тернопіль : ТНТУ 2005. 228 с.

8. Сисолін П. В., Петренко М. М., Свірень М. О. Сільськогосподарські машини: теоретичні основи, конструкція, проектування. Машини та обладнання для переробки зерна та насіння. Київ : Фенікс. 2007. 432 с.

9. Боженко В. О. Сільськогосподарські машини та їх використання. Київ : Аграрна освіта. 2009. 420 с.

10. Гуков Я.С. Обробіток ґрунту: технологія і техніка. Київ : Норапринт. 1999. 279 с.

11. Погорілий В. Дослідження ефективності різних типів дискових робочих органів при поверхневому обробітку ґрунту Велес-Агро. 2015. <http://www.velesagro.com/company/articles/2015/07/21/19/>

12. Смолінський С., Марченко В. Фактори, що визначають якість роботи дискових знарядь. AGROEXPERT. 2016. <https://www.agroexpert.ua/ru/faktoriso-vizna>.
13. Дудак С.М. Дискові ґрунтообробні знаряддя, основні параметри та особливості. Механізація та електрифікація сільського господарства. Вип. 91, 2007. С. 368.
14. Есоян А. М. К теории оптимизации параметров сферических дисков почвообрабатывающих машин. Известия Государственного аграрного университета Армении. Ереван, 2006. №2. С. 56-58