

НУБІП України

НУБІП України

НУ

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.05 - МР.189 "С" 2021.02.01.010 ПЗ

МОГІЛЕНКА ВОЛОДИМИРА АНДРІЙОВИЧА

НУ

2021 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
Механіко-технологічний факультет

УДК 631.316-049.6

ПОГОДЖЕНО ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ
Декан Завідувач кафедри
Механіко-технологічного факультету надійності техніки
(назва факультету (ФНП)) (назва кафедри)

Братішко В.В.
(підпис) (ПІБ)

Новицький А.В.
(підпис) (ПІБ)

“ ” 2021 р. “ ” 2021 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА
на тему «Удосконалення конструкцій очисників коренеплодів з дослідженням конструктивних та силових параметрів»

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)
Освітня програма Агроінженерія
(назва)
Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна освітньо-наукова
(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Керівники магістерської кваліфікаційної роботи

К.Т.Н., доцент Троханяк О.М.
(науковий ступінь та вчене звання) (підпис) (ПІБ)

Виконав

(підпис)

Могіленко В.А.

(ПІБ студента)

КИЇВ – 2021

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ І
ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

Зав. каф. надійності техніки
(назва кафедри)

К.Т.Н., доц. Новицький А.В.
(підпис) (ПІБ)

“ ” 2021 р.

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ
СТУДЕНТУ

Могіленку

В.А.

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма Агроінженерія

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-професійна

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи «Удосконалення конструкцій
очисників коренеплодів з дослідженням конструктивних та силових параметрів»

затверджена наказом ректора НУБІП України від “01” лютого 2021 р. № 189 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру 1 листопада 2021 р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: Швидкість рухів агрегатів робочі –
4,55 км/год; енергетичний засіб – коренезбиральні машини МКК-6; чисельність обслуговуючих
персоналів – 2 особи; ; ширина їх міжрядь – 0,45 м; наробітки за зміну – 11,58 га/змін;

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналізи особливості об'єктів проектувань
2. Обґрунтування основного параметра об'єктів розробок
3. Конструкція робочого органу, сепараторного транспортера

Дата видачі завдання “11” листопада 2020 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

Троханяк О.М.

(підпис)

(прізвище та ініціали)

Завдання прийняв до виконання

Могіленко В.А.

(підпис)

(прізвище та ініціали студента)

РЕФЕРАТ

Кваліфікаційна магістерська робота містить розрахунково-пояснювальну записку на 88 сторінках машинописного тексту, з малюнками - 9 малюнків та таблицями.

Ключові слова: цукровий буряк, механізовані процеси, бункери, конструкції, охорона праці, безпеки, рентабельність, собівартість, прибутки

Удосконалено конструкцію очисників коренеплода, яка дасть можливість зменшити на 2% забруднення коренеплода домішками та отримати річний економічний ефект..

У розділі 1 проведені механізовані аналізи для процесу та машини підвищування напрямків коренеплода при технічних рівнях

У розділі 2 провели визначання ймовірностей взаємодій поверхні коренеплоду з робочими органами очисника.

У розділі 3 описано робочі конструкції транспортерів сепараторного органу розроблені схеми робочого органу конструктивної транспортно очисної бурякозбиральної та іншої машини.

У розділі 4 Розроблено заходи з охорони праці по усуненню небезпек на окремих операціях виробництва цукровик буряків та захисту довкілля.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

РЕФЕРАТ.....

ЗМІСТ

3

ЗМІСТ.....

ВСТУП.....

РОЗДІЛ 1 МЕХАНІЗОВАНІ АНАЛІЗИ ДЛЯ ПРОЦЕСУ ТА МАШИНИ ПІДВИЩУВАННЯ НАПРЯМКІВ КОРЕНЕПЛОДА ПРИ ТЕХНІЧНИХ РІВНЯХ.....

1.1. Процес та характеристика агрофізичного коренебульбоплода

1.2. Види та параметри при механічному пошкодженню
коренебульбоплода.....

1.3. Методики та результати аналізування експериментального
досліджування з визначеннями ступенів пошкодження та
сепарацій коренеплода робочим органом машини.....

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКИ ОСНОВНОГО ПАРАМЕТРУ ОБ'ЄКТА.....

2.1. Визначення ймовірностей взаємодій поверхні коренеплоду з
робочими органами
очисника.....

2.2. Обґрунтування конструктивно-кінематичного параметру
транспортерів-сепараторів.....

2.3. Конструктивні розрахунки параметрів очисного транспортера

2.4. Проведення розрахунків для підшипника ковзання.....

РОЗДІЛ 3 РОБОЧІ КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСПОРТЕРІВ СЕПАРАТОРНОГО ОРГАНУ.....

3.1. Схеми робочого органу конструктивної транспортно очисної
бурякозбиральної та іншої машини.....

3.2. Оптимальний параметр при виборі подальшого
досліджування бурякозбиральної машини.....

3.3. Висновки до розділу 3.....

НУБІП України

РОЗДІЛ 4 РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ

БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ

4.1. Охорона праці для виробництва цукрового буряка.....

4.2. Аналізи виробничої небезпеки та розробки їх заходів для
їхнього усунення.....

ВИСНОВКИ.....

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ

ДЖЕРЕЛ.....

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

Цукровий буряк в Україні є єдиним джерелом при виробництві цукру – життєвих та необхідних продуктів харчування, фізіологічні норми споживань яких становлять 38 кг на одну людину. Наша ґрунтово-кліматична умова в Україні є досить сприятливою по вирощуванні цукрового буряка, тому вони були та залишаються одними із провідної країни у світі за площами посівів, обсяги виробництв коренеплода та виробітків із них цукру. Ще в далекі 1986 - 1990 роки. в Україні вироблялись 43 млн. тон цукрової сировини за рік та 5 млн т. чистого цукру.

Але економічні кризи, які вразили народні господарства України та особливо агропромислові комплекси, спричинили різке спадання виробництв цукрової сировини та цукру. При скороченні площі посівів цукрового буряка, недостатнє забезпечення галузей матеріальним ресурсом, недосконалість взаємостосунка між виробником цукрової сировини та переробним підприємством, а також при порушенні технологій вирощувань перетворили галузі у збиткові.

Але при такому стані галузі залишаються стратегічно важливими для України. При виведеннях їх з криз та підвищення господарсько-економічного та екологічного показника необхідно відповідні державні національні програми розвитку по буряківництву.

При призупиненні спадів та подальших нарощувань обсягу виробництв цукрової сировини і цукру, яке забезпечує не лише задоволення для внутрішніх потреби, а й суттєво поповнень до державного бюджету за рахунок експортування цукру, в Україні є необхідні наукові забезпечення галузей. Так, вітчизняні селекціонери створили новий високопродуктивний сорт та гібрид цукрового буряка з біологічними потенціалами урожайностей 50-60 т/га, цукристостей – 18-19% та збиранням цукру – 10-12т/га. Вони не можуть

поступатися кращим сортам зарубіжних фірм, а при стійкості їх до хвороби переважають останні.

Розроблені та запропоновані для виробництва українські інтенсивні технології вирощувань та збирань цукрового буряка, складовою яких є: науково обґрунтовані системи землеробств, використані високопродуктивні сорти та гібриди, дуже стійких при несприятливих кліматичних та погодних умовах та хвороби, системи інтегрованих захистів рослин від бур'яну, шкідника, хвороби та вдосконалені технічні забезпечування усіх технологічних їх процесів. На основі базового варіанту цієї технології науково-дослідні установи розробили зонально адаптовані її варіанти з урахуванням рівня зволоження, типу та родючості ґрунтів, інших агрокліматичних та господарсько-економічних умов. Науково-обґрунтовані параметри українських інтенсивних технологій є їх врожайність коренеплода на рівнях 45-50 тонн з гектару, цукристостей 17,0-18,5%, виходу чистого цукру – до 10 тонн з гектару.

Повномасштабні впровадження цих технологій за якісними та своєчасними виконаннями всіх можливих технологічних операцій підтвердили високі їх ефективності. Врожайність коренеплода 50 та більш тонн з гектару стали надбаннями не лише окремої ланки та господарства, а й району.

При перегляданні показників економічних ефективностей українські інтенсивні технології не поступаються зарубіжним.

Але на жаль, при останніх роках посівна площа під цукрові буряки скоротилися в два рази, майже стільки зменшилися урожайності коренеплода, які складають близько 200 ц/га. Це стосується господарств всіх форм власності, у тому числі фермерських.

Метою даної магістерської кваліфікаційної роботи є зменшування затрати праці та коштів при рахунку впровадження розробленим нами перспективних механізованих процесів вирощувань та збирань цукрового буряка в Україні.

НУБІП України

РОЗДІЛ 1 МЕХАНІЗОВАНІ АНАЛІЗИ ДЛІЯ ПРОЦЕСУ ТА МАШИНИ ПІДВИЩУВАННЯ НАПРЯМКІВ КОРЕНЕЦЬ ПЛОДА ПРИ ТЕХНІЧНИХ

РІВНЯХ

НУБІП України

1.1. Процес та характеристика агрофізичного коренебульбоплода

Технологічний показник процесів збирання машиною, які в значних мірах при їх визначанні технічного рівня, залежать від рядів фактора, серед якого важливі місця займають агрофізична характеристика плоду. До числа важливої агрофізичної характеристики та властивості коренебульбоплода, необхідної при вирішуванні завдання аналізування та синтезів робочого органу, схеми компоновки машини та оптимального параметру технологічного процесу, відноситься розмірна, масова та механічна характеристика плоду, їх окремі біологічні частини, розташовування при рядках та інших показників.

Важливі показники, які впливають на якість робіт машини для збирань коренеплода (буряки, морква) є величини заглиблення та розміщування плоду у відносності поверхонь ґрунтів, а також їхня розмірно-вагова характеристика.

Так згідно для моркв сортів Шатен поряд з коренеплодом, яке має незначну вагу (5...10г), зустрічається коренеплод масою 457г при середній масі 80,7г. В сортах Нантська межа коливання менша (середні маси 46г, максимальні – 160г, мінімальні – 20г). У Лосиноостровській – середні маси 94,5г, а максимальні та мінімальні – 240,30г. Подібне коливання спостерігається і по гичках.

В середньому маса коренеплодів столових буряків в 1,5-2 рази більші ніж маса гички. Для сорту Бордо та Єгипетська середні маси коренеплодів відповідно буде становити 110 та 151г, а максимальні та мінімальні – (595; 4) та (540; 15)г.

Середні діаметри коренеплода моркви коливаються від 33 до 36мм, а столові буряки від 52 до 67мм. Об'ємні маси коренеплода моркв станове 591кг/м³, а столові буряки – 607кг/м³.

НУБІП України

При цінності, як продовольчі, кормові та технічні культури картоплі займають провідні місця після зернової. Це обумовлюється високими вмістами в бульби поживної речовини (крохмалей 17,5%, білків 1...2%, цукрів 0,5%, мінеральної солі 1%) та вітаміну (С, В₁, В₂, В₆, РР, К), а також високими врожайністними характеристиками бульби (в межах 200...300ц/га) [7]. Фізико-механічна властивості бульби в значних мірах залежатиме від сортів картоплі та ґрунтово-кліматичної умови їх вирощувань.

Опосередковане їхнє значення, по даним Е. А. Глухих та ВІСТОМа

наведено в табл. 1.1.

Таблиця 1.1.
Характеристика бульби картопель

ПОКАЗНИКИ	Значення показників		
	Середні	Мінімальні	Максимальні
Чисельність бульби в одному куці	15-18	3-4	25-30
Маси бульби, г	55-60	20-25	120-150
Густина бульб, г/см ³	1070	1004	1120
Насипні щільності, кг/м ³	648	632	665
Зусилля відривання від стolon, Н	7,35	3,63	1185
Статистичне навантажування руйнування бульб, Н	343-490	196-245	735-883

При роботі картоплезбиральної машини їх залежність від вологості та механічних станів ґрунтів, яке обумовлюється тяговим опором машини, та особливих сепаруючих здатностей робочого органу. Ґрунти легко сепаруються від бульби, якщо його грудка руйнується при статистичних навантаженнях до 196Н.

Важка умова сепарацій, коли у воросі спостерігається міцна грудка землі, для руйнувань якої необхідно прикласти сильне зусилля, що перевищує

допустиме для дій на бульбоплоди (на бульбоплоди допускаються навантаження не більші 80% від руйнівних).

При пластичних станах ґрунтів характеризуються високими липкістями, від чого традиційний сепаруючий робочий орган залипає та стає непрацездатною, а тому найбільше ефективно буде працювати картоплезбиральна машина при вологостях 14-20%.

Агротехнічний та експлуатаційно-економічний показник функціонування бурякозбиральних технік, виробництва яких в Україні є пріоритетними галуззями сільськогосподарських машинобудувань, в значних мірах залежить

як від фізичних станів та типів ґрунтів, так і від агрофізичної характеристики коренеплода цукрового буряка.

Під час збиральних робіт, коренеплод цукрового буряка має конусоподібні головні корені, від яких відходять в різні боки (при 20... 25см) дрібний корінець. Основні маси цукрів (95...97%) зосереджені в тілах, що визначаються довжинами L_k . Нижні хвостові частини головних коренів проникають глибоко в ґрунті (більш 1м) та при викопуваннях, як правило, обриваються на діаметрах 8... 10мм та залишаються в ґрунті.

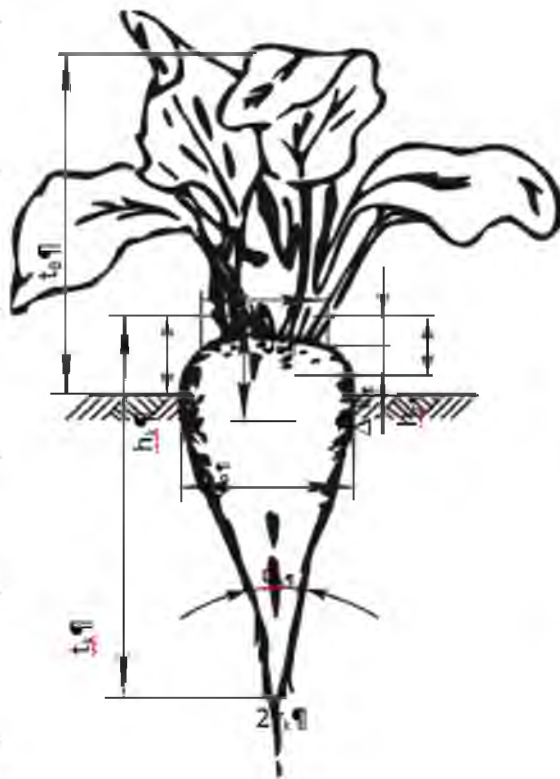
Матеріали коренів цукрових буряків є крихкими та анізотропними. Біля хвостових частин вони менш крихкі та при навантаженнях виникає пластичне деформування. В цих частинах коренеплода тимчасові опори матеріалів та критичних кутах згинів значно більший, а згинні жорсткості менші.

Розмірна та масова характеристика коренеплода цукрового буряка.

Механічна характеристика коренеплода мінлива та розподілення їхніх значень, як і агрофізичної характеристики, задовільно описує нормальними законами.

Важливою механічною характеристикою, згідно табличних даних є фрикційна властивість, ступені пошкодження, а також зв'язки коренеплода з ґрунтами, їхня пружність та характеристика міцностей при динамічних навантаженнях, моменти інерції, власна частота коливання при защемлюванні, координати центрів мас.

Стосовно процесів сепарації коренеплода, то міцність зв'язку ґрунту з викопаним коренеплодом доцільно оцінити кількістями енергії, необхідної для їх відділень при імпульсивних навантаженнях (наприклад, вільними падіннями коренеплода з різних висот або діями м'ягкими копірами). Результати такого досліджування наведено в праці Л. В. Погорілого, В. В. Брея а залежність впливів динамічних навантажень на ступені очищування коренеплода зображено на рис.1.1. Як видно з найбільшої/ефективності ґрунтів відділяються при невисоких (3,0... 7,0Нм) інтенсивностях удару, особливо при високих частотах їх повторюваності.



- d_k – діаметри коренеплода;
- L_k – довжини коренеплода;
- d_b – діаметри пучків гички;
- L_b – довжини пучків гички;
- h_r – висоти голівок коренеплода;
- h_n – висоти голівок коренеплода над рівнем ґрунтів;
- C_o – координати центрів мас;
- Δ_k – товщини зон коронки;
- Δ_r – товщини зон вічок;
- $2\alpha_k$ – кути конусностей коренеплода

Рис. 1.1. Вплив динамічних навантажень на ступені очищування коренеплода

Згідно даних В. В. Брея сильне механічне пошкодження коренеплод отримує при падіннях з висот більші ніж 1,5м, що відповідають швидкостям взаємодій 5,4м/с.

Досліджування деякої фізико-механічної властивості цукрового кормового буряка проведено Г.П. Юхіним. При встановленні, що середні зусилля руйнувань коренів кормових буряків складе 5,16кН. Діаграми стискань коренеплода (рис.1.3.) в межі до 3кН близькі до прямих та характеризуються

кутами нахилів їх до горизонтальних осей, тангенси яких рівні жорсткості коренів:

$$C = P/a, \quad (1.1)$$

де P та a – відповідні зусилля та величини деформування коренів.

Вище наведено дані статистичних розподілів агрофізичної властивості коренеплода необхідно врахувати при досліджуванні технологічного процесу їх сепарацій різних конструкцій робочого органу. Ці дані повинні лягти в основу розрахунків конструктивного, кінематичного та динамічного параметру

очисника, виборів їхньої робочої поверхні, в перші черги для уникнення сильного механічного пошкодження плодів, яке призведе до незворотної втрати сировин.

Таблиця 1.2

Розмірна, масова та механічна характеристика коренеплода цукрового буряка

ПОКАЗНИКИ	ЗНАЧЕННЯ ПОКАЗНИКІВ
Ширина міжряддя B , мм на поливному ґрунті при звичайних посівах	6000 +/- 40
при вузькорядних посівах	450 +/- 30
Відстані між коренеплодами L , мм	300 +/- 30
Діаметри d_k , мм	180... 350
Довжини L_k , мм	67... 122
Кути конусностей γ_k , град	230... 280
Висоти голівок h_k , мм	9,45... 16,38
Висоти голівок над рівнями ґрунтів h_{k1} , мм	10,4... 32,4
Маси коренеплода Q_k , кг	18... 42,4
Насипні щільності коренеплода P_k , кг/м ³	0,311... 1,548
Товщини зон коронок мм	550... 650
Товщини зон вічки Δ_k , мм	13,2... 16,2
Маси коронок G_k , г	8,0... 21,4
Маси зон вічки G_{k1} , г	54,7... 95,4
Кординати центрів мас S_{0k} , мм	62,1... 122,5
Маси гички Q_g , кг	94
Насипні щільності гички P_g , кг/м ³	0,11... 0,80
Урожайність коренеплода, Q , т/га	140... 160
Модулі пружностей E_k , МПа	25... 120
Тимчасові опори при згинах, σ_k МПа	18,4
статистичні навантажування	1,8
динамічні навантажування	1,15

Моменти інерції коренеплода, $\text{кг} \cdot \text{м}^2$

0,053

Коефіцієнти відновлення голівки K_1

0,212... 0,235

Сили опорів вертикальних витягуванню $P_{св}$
Н

147... 289

підкопаного коренеплода

439... 481

не підкопаного коренеплода

Робота при викопуванні коренеплода, A_k , Дж

15,2

Сили, прикладені вертикально
Сили, прикладені горизонтально

17,8... 25,3

Опори коренеплода зусиллями, Н

185... 432

похилих (до 10 град.), P_r

227... 522

вивалюваних, P_v

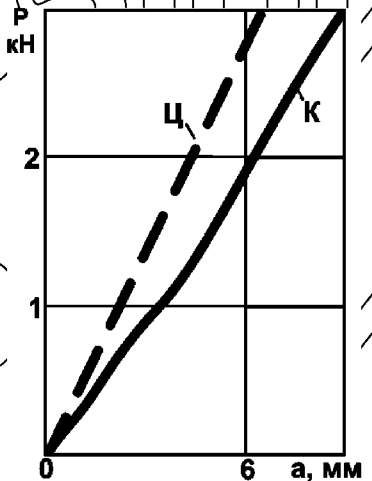
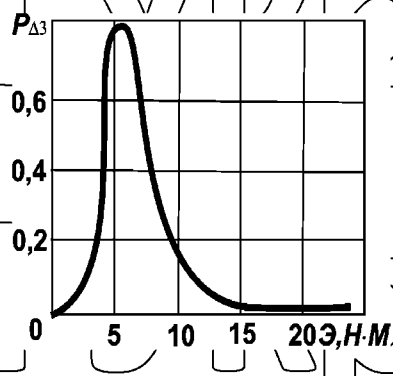
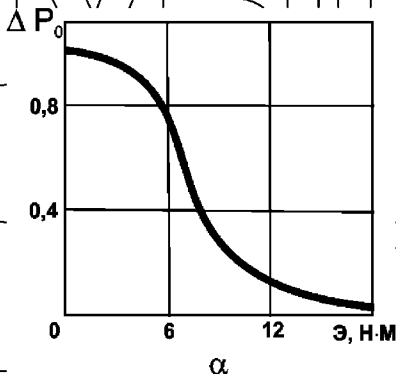


Рис. 1.2. Впливи динамічних навантажень на ступнях відділювання ґрунтів від коренеплода ($W=22...26\%$);

а—відносні вмісти ґрунтів на коренеплоді;

Діаграми стисків

б—ступені відділювання ґрунтів від коренеплода кореня кормового (к) та цукрового буряка.

НУВІП УКРАЇНИ

1.2. Види та параметри при механічному пошкодженню коренебульбоплода

З найважливішого показника якостей робіт, як картоплезбиральні, так і бурякозбиральні машини є ступеня пошкодження плоду. Згідно табличних даних долі бульби з механічним пошкодженням при їхніх механізованих збиральних роботах є досить високими (практично всі машини не задовольняють агротехнічну вимогу). Так, за даними державного випробування картоплезбирального комбайна при Центральному МВС [89] в залежностях від умови робіт механічне пошкодження бульби сягало 22,7% в машинах ККУ-2А, 17,2% в КПК-3 (дослідні зразки), 33,8% в КСК-4-1 та 23,8% в ДЛ-1500 фірми "Грімме" (ФРН) при допустимих рівнях згідно агротехнічної вимоги 10%.

Показник якості робіт машини визначили в періоди масових збиральних робіт, при температурах та вологостях ґрунтів, близької до оптимальної. Збиральні роботи в більш ранній термін, при пониженні температур ґрунтів призведе до різких підвищень кількостей механічного пошкодження. По даним досліджування [89; 92] встановлене, що основним видом механічного пошкодження в періоди повних стиглостей є деформування плям від удару (4,4...23,6%) та впливів (4,0...10,6%) м'якостей, що свідчать про недосконалість технологічної схеми машини та нерационального, з точки зору механічного пошкодження бульби, конструктивного та кінематичного параметру органу комбайна.

Аналогічні картини склалися при роботах комбайна та машини для збиральних робіт цукрового буряка. Ряд якісного показника, що встановлено при випробуваннях коренезбиральної машини на МВС [9,40,75] є суттєвими заниженнями, оскільки роботи та регулювання параметру машин контролюється одночасно декількома провідними інженерами заводу-виробника та дослідна машина виготовляється та складається значно якісніша ніж серійна. Тому агротехнічна вимога стосовно ступенів сильного механічного пошкодження

коренеплода досить часто не виконується. Так, згідно з літературних джерел [9; 28], механічне пошкодження коренеплода цукрового буряка (при роботах машини для важкої ґрунтово-кліматичної умови) може сягнути 60%.

Втрати, що викликане технологічними процесами очищення коренеплода робочим органом шнекових, роторних та кулачкових типів, в основі виникають за рахунок пошкодження кореня при відділенні від них ґрунтів та рослинного залишку. В процесах сепарації відбувається ударна взаємодія кореня з робочою поверхнею очисника, що призведе до обривань хвоста, локального відривання частинок кореня, їх дріблення.

Іншими видами пошкодження, що виникає при роботах шнекового сепаратора, вала який обертається в зустрічних напрямках (особливо при невисокій кутовій швидкості гвинтового валу) є защемлення коренеплода між очисним валом, що спричиняється їх зминання [28].

При збільшенні часу перебувань кореня в робочих руслах збільшуються ймовірності їх пошкодження. Тому ступені агресивностей шнеку, яке визначаються висотою та частотою навивань рифу, та термін перебувань на них ворохів обмежуються, що в свої черги ведуть до знижування сепаруючих здатностей такого робочого органу.

Основний фактор який впливає на ступені пошкодження коренебульбоплода є допустиме статичне навантажування на корінь, або їхня допустима висота падінь на тіло різних жорсткостей та форм поверхонь.

Дослідження привели для середнього розміру кореня (37...49мм) різного сорту руйнування навантажування (згідно переліків сорту) становило: максимальний – 1150, 1060, 700; 700 (Н), мінімальний – 310, 370, 290, 320 (Н), середній – 630; 900; 560; 570 (Н). Дані цього досліджування засвідчується, що для бульби товщиною 50...60мм допустиме статичне навантажування, при їх охолодженні згинаючих стрічок, жорсткими стрічками, а також металевію пластинію станове 1050Н (для всіх випадків). Міцність ґрунтової грудки

змінюються в досить широкі діапазонах. Середні руйнування навантажування на одні ґрунтові грудки змінюються від 22 до 155Н, а максимальні – від 110 до 340Н.

Згідно даних підручників Е.С. Босого зусилля руйнувань бульби при статистичних навантаженнях станове: максимальний – 735...883Н; мінімальний – 196...246Н; середній - 343...490Н. Така суттєва різниця в значенні силового фактора, що призведе до руйнувань бульби, потребує їх уточнення, оскільки відносно цих даних відбуваються вибори конструктивно-кінематичного параметру робочого органу та технологічного параметру процесу сепарації борохів.

Варто зауважити, що аналогічний силовий параметр, який вказує зону зусиль руйнування коренеплода цукрового буряка у вищенаведеному джерелі не наводиться.

Але, досить цікавим є результат досліджування фізико-механічної властивості столового коренеплода, проведеного А.І. П'янковим та В.Ф. Шем'якіною. Як вказує автор, удари при падіннях коренеплода з висоти 1м на листові сталі практично не викликають вириву м'якоти, а кількість тріщини складе 8,33% навіть при значних масах дослідного кореня 1500г).

Удари коренеплода в дерев'яні поверхні при висотах його падіння з 0,5м викликають вирив м'якотеї до 18,2%, при ударах коренеплода в коренеплоди пошкоджуваль м'якотеї складе 9,1% (при аналогічних висотах падінь) та в прутках стрічкових транспортерів – до 33,3% (при висотах падіння 0,25м). Такими чинами, найбільша травмонебезпечна поверхня для ударів тіл коренеплода – пруткові елеватори (що підтверджується результатом досліджування для коренів [22]), найменші – листові сталі. Проміжне пошкодження, спостерігається при взаємних ударах коренеплода.

Такими чинами, дослід зі свіжо зібраним коренеплодом показало, що удари викликають різний вид пошкодження, яке можна поділяти на наступну

групу: відламування хвостика коренеплода; пошкодження м'якотей – зазвичай при виглядах в м'ятин та як правило незначних глибин 1...3мм; тріщина різних довжин і товщин; розколювань коренеплода на дві частини.

Коренеплід моркви досить чутлива до удару. Відсотки пошкодженого коренеплода зростає з 7,5 до 83,3 в залежностях від висот падіння (0,5...1м) та матеріалів робочих поверхонь (металевого прутка, коренеплода).

Незалежно від видів робочих поверхонь та швидкостей ударів крупний коренеплід пошкоджується більш ніж дрібніша. Так, середні маси пошкоджені коренеплоди столового буряка рівні 360г, а не пошкодженого – 206г, в числі якого 1/3 коренеплід масою 100г. Цілком ймовірно, що в даних випадках мають значення певних неоднорідностей механічної властивості тканини крупного та дрібного коренеплода. Однак одні з головних причин, які викликають підвищену пошкодженість коренеплода, полягає у величинах живих сил, які розвивають коренеплоди у вільних падіннях.

Відомо, що живі сили, тіл які вільно падають складе

$$\frac{mv^2}{2} = \frac{pv^2}{2g} = PH, \quad (1.3.)$$

де m – маси коренеплода;

v – швидкість взаємодій коренеплода з поверхнями робочих органів;

g – прискорювання вільних падінь;

P – маса коренеплода;

H – висоти падінь коренеплода.

З аналізування випливає, що при заданих висотах падіння живі сили ударів пропорційні вазі коренеплода.

В роботах Р.Б. Гевка поряд з вище вказаним фактором, який впливає на ступені пошкодження коренеплода цукрового буряка, наводиться такий:

площі контактів тіл взаємодій коренеплода – поверхні робочих органів, а також жорсткість робочих органів. Авторами встановлено наступна закономірність: при висотах вільних падінь коренеплода від 0,5 до 2м глибиною їх пошкодження описуються лінійною залежністю, кути підйомів яких збільшуються при зменшуванні площ контактів: збільшення радіусів круглих поперечних перетинів основ від 5 до 10мм та від 5 до 15мм призведе до зменшування глибин пошкодження (при $H=1,5m$) відповідно в 1,6, 1,9 та 2,3... 2,6 раза.

В роботах В.А. Поліщука встановлено залежність глибини пошкодження коренеплода цукрового буряка при їх взаємодіях з обертовими пристроями. Ними доведено, що на ударне зусилля максимальний вплив та швидкість на реологічну характеристику тіла контактів, а в менших ступенях жорсткість поверхонь робочих органів.

Впливи конструктивного та кінематичного параметру шнекового, роторного та кулачкового очисника на ступінь пошкодження коренеплода цукрового буряка досліджений в роботі Л. В. Погорілого, А. К. Сарапулова, М. М. Хелемендика.

Такими чином, на основах проведених аналізів з літературного джерела, встановлено, що основним фактором, яке впливає на ступінь пошкодження коренебульбоплода є швидкість ударних взаємодій продуктів з робочими органами; площі контактів тіл взаємодій; жорсткість поверхонь робочих органів; реологічна властивість та мас об'єктів очищувань. Даний фактор необхідно врахувати при розробках технологічного процесу та робочого органу сепаратора збиральної машини.

НУБІП України

1.3. Методики та результати аналізування експериментального досліджування з визначеннями ступенів пошкодження та сепарації коренеплода робочим органом машини

В ці часи відомо великий ряд методики, направленої на визначання, як окремого параметра та показника якості виконання технологічних процесів коренезбиральної машини, так і комплексного досліджування збирального комбайна та машини. Найбільші розповсюджені є методики проведення експериментального досліджування та випробовування бурякозбиральної машини для польових умов, які широко застосовуються, як на державній машино-випробувальній станції, так і в дослідному господарстві для визначання показника якості виконання технологічних процесів (втрата, пошкодження, забрудненість коренеплода) та енергетичного показника при різному режимі робіт машин. Застосування даних методик є ефективні на стадіях випробовування та оцінок бурякозбиральних технік. В ті часи досліджування впливів на показник виконання технологічного процесу кінематичного та конструктивного параметру різного робочого органу пов'язане із значним матеріальним витрачанням, а також обмежене сезонністю робіт технік. Характеристика фонів, вологостей, твердостей, в'язкостей ґрунтів, нерівностей полів, глибин копання та ін. суттєво впливають на значення показника при механізованих збираннях коренеплода, що потребують багатократних повторень досліду. Також, практично неможливою є встановлення впливів на якісний показник виконання технологічного процесу окремого робочого органу їх конструктивно-кінематичного параметру, взаємозв'язків з іншим технологічним вузлом.

На стадіях пошукового досліджування досить часто застосовується імітатори бульби, коренеплода, яке взаємодіє або з окремим робочим органом, або оброблюються в потоках ворохів.

Визначання ступенів пошкоженості бульби збиральних машин у ВІСГОМ розроблено методику проведення досліджувань за допомогою

радіометричних систем «Радіобульб» які складаються з датчиків імітаторів бульб картоплі, антени, радіоприймальних пристроїв та осцилографів [89]. Чутливі елементи (датчики зусилля імітаторів) змонтовані в штучних гумових бульбах «радіобульб», заповнена силіконовою оливою. Разом з датчиками зусилля в бульбі вмонтовані радіопередавачі. За масами, розміром та фізико-механічним властивостям «радіобульб» подібні до природніх. Дві антени встановлюють на шляхах проходження мас бульби в машинах. Одні антени приймали сигнал від датчиків за величинами навантаження, інші фіксували місця проходжень радіо бульб по робочим органам машин. Приймальні пристрої та ультрафіолетові осцилографи встановлювалися в рухомих лабораторіях, які рухалися паралельно до збиральних машин «Радіобульб» закопували в ґрядки, які викопувались та сепарувались робочим органом разом з іншою бульбою картоплі. Осцилографи в масштабах записували зусиллями стискань (або ударні імпульси), час дій навантажень та місцезнаходжень «радіобульб». «Радіобульба» пропускала з десятикратними повторюваністями через комбайн, закопуючи їх по чергові у всіх рядках по ширинах захватів комбайнів.

Аналізуючи технологічну схему даного картоплезбирального комбайна та осцилограма змін ударного навантаження на бульбу, по мірах їх проходження робочого органу, можливе констатування, що основним джерелом механічного пошкодження є зона змін напрямків потоків борохів, особливо при переходах на вивантажувальних та піднімальних транспортерах, а також при переході в бункери та транспортний засіб.

Розглянуті методика по визначанню найбільш травмонезбезпечні зони в збиральній машині є досить ефективні і реальні відображення недоліків виконання технологічного процесу тим чи іншим комбайном. Однак їх застосування потребують значного матеріального витрачання, наявності високоточних тензометричних та радіоприймальних апаратів, які повинні автономно працювати в полях, паралельно пересування поряд з дослідними машинами. Тому при застосуванні таких методик є можливі у науково-

дослідному інституті, машинно-випробувальній станції, а при пошуковому дослідженні реалізація її є практично неможливими.



Рис. 1.3. Технологічні схеми копатів-навантажувачів Д-1500 (ФРН)

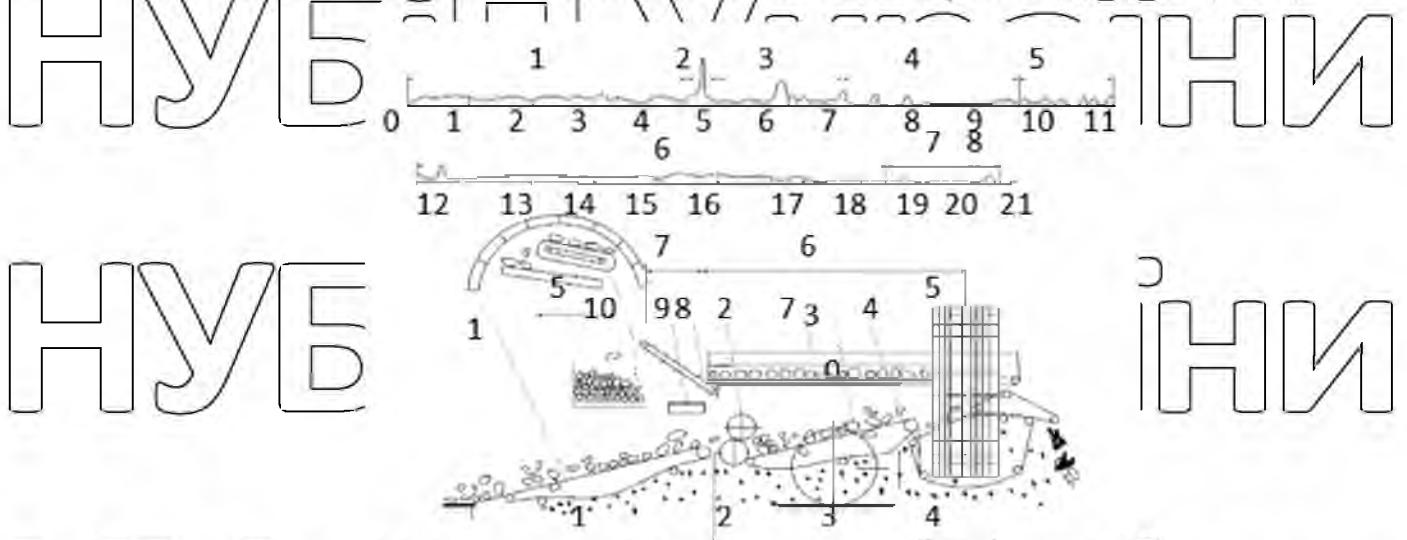


Рис. 1.4. Технологічні схеми комбайнів КСКУ-2А

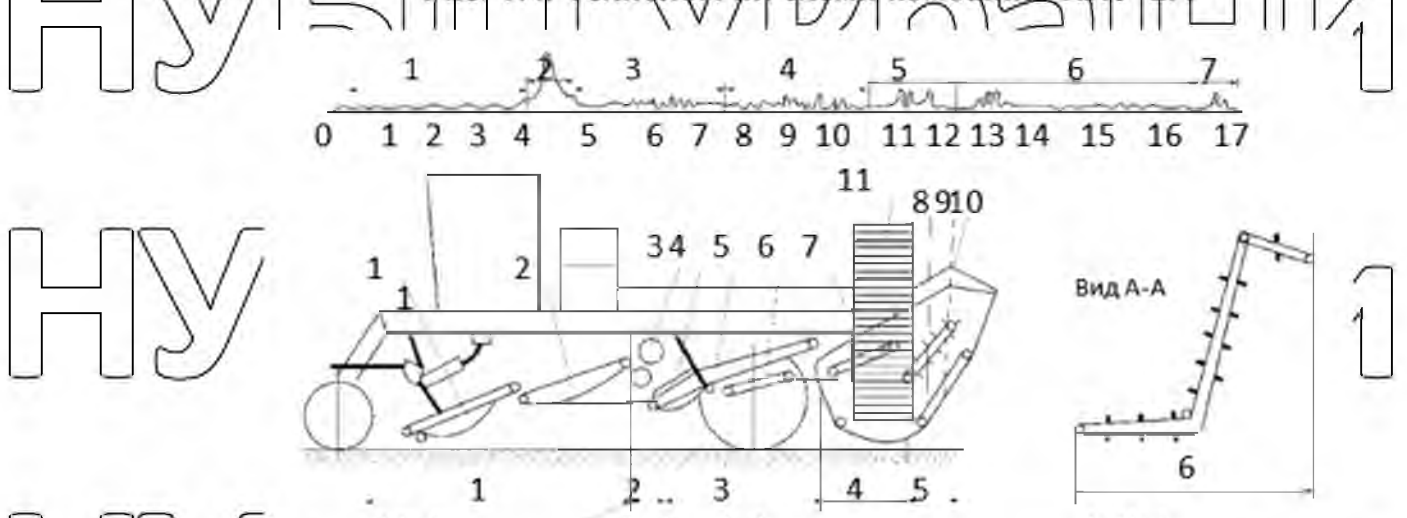


Рис. 1.5. Технологічні схеми копатів-навантажувачів КСК-4-Т

НУБІП України

Часті для визначання впливів конструктивного та кінематичного параметру робочого органу на коренеплід застосовують їх імітатора.

Досліджування проводилися в лабораторних умовах. На шнекових та роторних очисниках, які стаціонарно встановлюють на стендах завантажували імітаторами коренеплода (різних форм, мас та величин). Обертання робочого органу забезпечило переміщення умовних борохів в зонах вивантажування та відділювання від тіл імітаторів надлишніх сумішей. Під сепаратором розміщують ємність, розділену між собою поперечною стінкою. Шляхи зважувань сумішей, яке попадало в ємність після проходження потоків імітатора визначалися як загальні ступені сепарації різного типу робочого органу, так і на окремому участку переміщення.

На основах проведеного досліджування встановлено, що швидкість переміщення коренеплода в еліпсних гвинтових очисниках в 1,32...1,44 раза вище, ніж в циліндричних, а зміни кутів нахилів ліній розташування шнека від 8° до 10° призведе до зменшування швидкостей переміщення коренеплода в 1,13...1,15 раза. Найвищі ступені сепарації імітатора коренеплода мали роторний очисник (94%), далі шнековий еліпсний (84%), далі шнековий циліндричний (78%). Однак отримано дані вносять відносні характери, так як наступна сепарація того чи іншого робочого органу значні впливи мали конструктивна особливість очисника коренезбиральних машин КС-6Б та КС-6Б-05. Такі методики можуть застосовуватись виключно для визначання якостей очищування коренеплода та не передбачають досліджування глибин їх пошкодження.

Дані методики можуть знайти застосування виключно при лабораторній умові при досліджуванні окремого робочого органу.

Одним з перспективним напрямком покращування ступенів сепарації коренеплода є їх доочищування на пружкові транспортери, загальні довжини які в технологічних руслах коренезбиральної машини складе від 30% до 70%. Одними із способами таких доочищень коренеплода є надання скребковому

полотну повздовжнього коливання руха, параметр яких обґрунтовано в роботах Павха І.І. Автор також запропоновано та методики визначання ступенів сепарації коренеплода без зупинок машин, які збирають врожаї. У цих випадках

між коренезбиральними машинами з досліджувальними доочисниками вивантажувального транспортера та транспортного засобу розстеляють рядно.

При переміщенні машин та транспортних засобів між прутком транспортерів просипається домішка, яка попадає на рядно, а далі зважується. Змінюючи тій чи інший параметр робочих органів, можна встановлювати ступені їх впливів на які сепарація коренеплода.

Недоліком таких методик є їх відносність, тобто неможливість визначання абсолютного показника ступенів сепарації коренеплода.

Експериментальні досліджування технологічного процесу сепарації коренеплода з визначанням впливів конструктивного, кінематичного та динамічного параметру очисного робочого органу на ступені забрудненостей та пошкодженностей коренеплода цукрового буряка займалися Л. В. Погорілий, М. М. Хелемендик, Б. П. Шабельник, В. В. Брей, В. М. Булгаков, А. К. Саранулов, Р. Б. Гевко, М. Г. Данильченко, Я. І. Козіброда та ін.

При застосуванні двороторного сепаратора забезпечує зменшування активних транспортних шляхів очищення коренеплода, що відповідно зменшують ступені їх сильного механічного пошкодження (до 0,4%).

При використанні для компоновочного рішення коренезбиральної машини шнекового очисника дає такий результат: забрудненість коренеплода 5,3...6,6%, сильне пошкодження – 0,9...3,1%.

З проведених аналізів встановлено, що найбільше пошкодження коренеплода спостерігається при роботах роторного очисника, однак воно характеризується високим сепаруючим властивостям. Менше пошкодження дають шнековим очисникам, але разом з ними вони поступають роторному очиснику по якостях очищення ворохів коренеплода.

Що вище наведено результат випробовування є досить загальним, оскільки на ступені сепарації та пошкодження коренеплода впливає також тип копача, наявність в машині спеціального до очисника (еластичної гірки), грудкоподрібнювача, бітерного валу та ін. В ті часи, встановлювати безпосередні впливи того чи іншого конструктивного або кінематичного параметру на ступені пошкодження чи сепарації коренеплода для польової умови на даних ділянках.

Таблиця 1.3.

Якості показника виконання технологічних процесів коренезбиральної

машини

Коренезбр. машина	Типи викопувально-очисного пристрою	Місце і рік випробувань	Коренеплоди	Врожай, т/га	Вологість гр. (0-20см), %	Твердість (0-20см), л
1. КС-6Б-05	пасивний лемішний	Львів, МВС, 1988	кормові	73,1	37-34	1,2-1,7
2. КС-6Б-05	диск - тритаторний	ВНДІМОТ, 1988	цукрові	48,2	8,6-11,2	1,5-4,6
3. КС-6Б-05	сепаратор	ЦЧ МВС, 1988	кормові	110,9	19-24	2,1-3,0
4. КС-6Б-05		Львів, МВС, 1989	кормові	92,7	28,5-30	1,53-2,5
5. КС-6Б	активні дискові	ЦЧ МВС, 1990	цукрові	37,7	22,35-24,84	0,71-1,2
6. КС-6Б	копачі -	УкрЦВТ, 1990	цукрові	40,0	12,4-16,2	3,2-4,7
7. КС-6Б	шнековий	Львів, МВС, 1990	цукрові	46,6	12,7-16,7	2,06-3,78
8. КС-6Б	сепаратор	УкрЦВТ, 1992	цукрові	30,8	25,8-26,6	1,4-2,0
9. КС-6Б-02	вилкові копачі	УкрНДППВТ, 1994	цукрові	44,4	9,1-9,9	1,8-2,4
10. КС-6В	п. диск-дворот. сеп.	Львів, МВС, 1991	цукрові	39,5	17,6-2,8	1,42-2,8
11. КС-6Б	V-под. форма диска	ЦЧ МВС, 1992	цукрові	45,2	34-26,6	1,32-1,3
12. КС-6Б	Г-под. форма диска	К-п "Нива", 1996	цукрові	34	25-30	1,8-2,2
13. КС-6В	лемішний диск-ротаторний підбирач бісерний очисник	ВНДІМОТ, 1988	кормові	94,4	15,4-16,8	1,5-4,6
14. КС-6Б	вібраційний копач.	Львів, МВС, 1995	цукрові	22,7	17,8-19,7	1,8-2,4
15. МКП-6	ак. диски-шнєк. оч.	ВНДІМОТ, 1991	цукрові	45,8	25,9-24,3	0,6-1,4
16. МКП-3	п. диск-бітерн. оч.	К-п "Нива", 1995	цукрові	26,8	18-22	1,5-2,5

НУБІП України

Таблиця 1.4.

Агротехнічний показник польового випробування сепаратора

ПАРАМЕТРИ	Шнекові циліндричні КС-6Б	Шнекові еліпсні КС-6В	Трироторні КС-6Б-05	Двумоторні КС-6В
Загальне забруднення кореня, %	3,9... 6,1	3,1... 3,93	1,5... 3,93	1,6... 4,2
Втрата, %	1,8... 1,9	1,8... 1,9	0,2... 1,5	0,2... 1,4
Травмування коренів, %	8,8... 9,8	8,0... 9,2	12,0... 12,9	8,2... 8,6

Проведені на Львівській МВС дослідження по визначенню енергетичного показника дискового викопувального пристрою,

агреатованого з бурякозбиральною машиною КС-6Б та КС-6В. Встановлено,

що тягові опори при викопуваннях коренеплода на глибинах 70мм

збільшуються в 1,47...1,52 раза при змінах поступальних швидкостях машин від 1,35 до 2,5 м/с та відповідно складе: 8,7 кН та 13,3 кН (граничне значення).

Для коренезбиральних машин КС-6Б-05 з дисково-лемішними копачами і

трироторними підбирачами-сепараторами коренеплода визначені, що при їх

поступальних швидкостях в межі 1,0... 1,3м/с тягові опори змінюються в

діапазонах — 10,5...10,9кН; затрачені потужності — 43,6...75,2кВт, питомі

енерговитрата — 44,7...54,7кВт·год/га.

Експериментальне досліджування кулачкового очисника проведено

Б.П. Шабельниковим. На основах польового випробування, при збираннях

коренеплода в сухій ґрунтово-кліматичній умові при наявності твердої

груди ґрунтів (вологістю 14%, твердістю 3,9 МПа), встановлено, що для

приводів вала кулачкового очисника доцільно застосувати пружну ланку

(торсіон) жорсткістю 374Нм/рад, що забезпечує високі якості процесів

сепарації (зменшується пошкодження коренеплода) та надійністю робочих

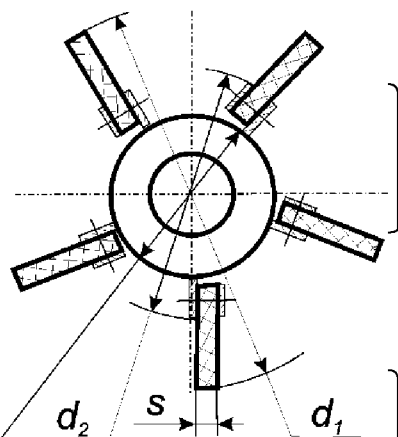
органів. Три допатковий кулачок повинен виконувати з однаковими осьовими

кроками по довжинах валів 0,045 м. Кількість пошкодженого коренеплода при цьому не перевищують 5%, а кількість домішки ґрунтів в зібраних ворохах коренеплода не перевищить 3%. Питома енерговитрата знаходиться в межах 0,0735...0,145кВт·с/кг.

Результат експериментального досліджування шнекового та кулачкового очисника наведено в роботах А.К. Саранулова. Як встановлено досліджуванням, оптимальні кутові швидкостя кулачка віднодіає обертанням перших валів з частотами 190... 200об/хв., а оптимальні кути нахилів очисників до горизонталх складе 15°.

На основах пошукового досліджування, конструктором розроблений шнековий, роторний, куланковий та бітерний очисник, який широко застосовується в бурякозбиральній машині. Так, згідно досліджуваннями проведеними на ВАТ "ТекЗ" та державній машино-випробувальній станції встановлено основні конструктивний та кінематичний параметр робочого органу сепаратора коренеплода цукрового буряка.

Параметр бітерного очисника робочого органу



$$d_1=170...180\text{мм};$$

$$d_2=110...120\text{мм};$$

$$d_3=54...60\text{мм};$$

$$S=10\text{мм};$$

$$n=310...330\text{об/хв.}$$

Рис. 1.6. Конструктивна схема очисника шнекових типів, для шестирядних виконань коренезбиральної машини

Рациональний конструктивно-технологічний параметр розвідного шнекового очисника: $d_1=106...110\text{мм}$; $d_2=122...126\text{мм}$; $d_3=300...320\text{мм}$;

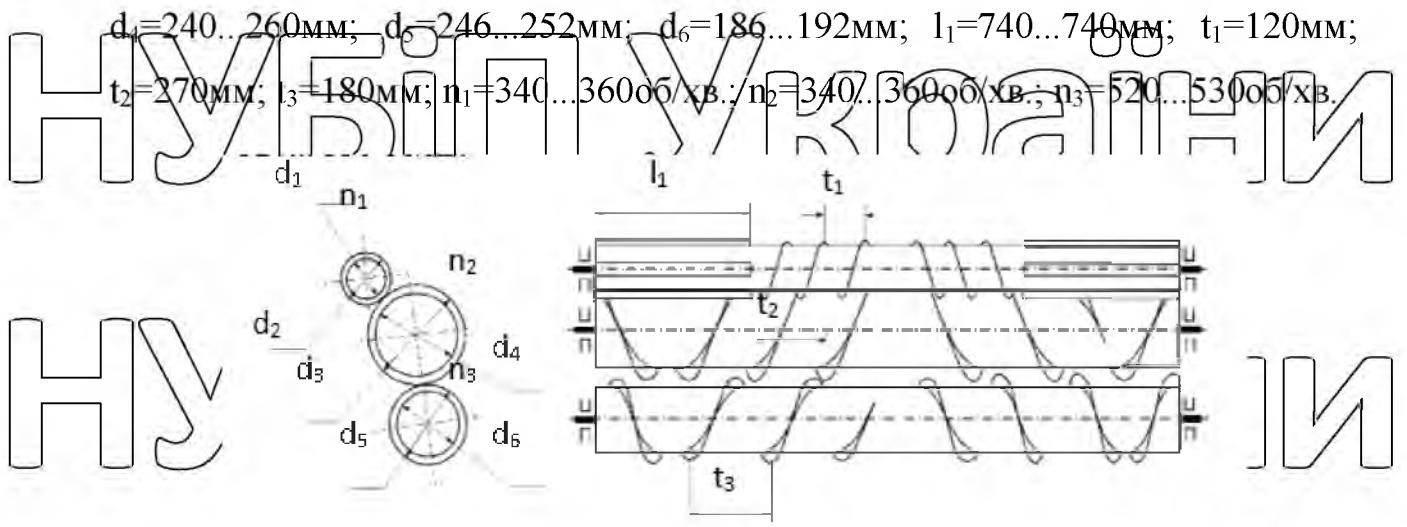


Рис. 1.7. Групи розвідного очисника шнека

Відповідно аналогічний параметр для звідного шнекового очисника:

$d_1=130...140\text{мм}; d_2=122...126\text{мм}; d_3=106...110\text{мм}; d_4=166...170\text{мм};$

$d_5=310...320\text{мм}; d_6=240...260\text{мм}; d_7=240...260\text{мм}; d_8=280...300\text{мм}; t_1=270\text{мм};$

$t_2=270\text{мм}; t_3=270\text{мм}; t_4=180\text{мм}; n_1=340...360\text{об/хв.}; n_2=340...360\text{об/хв.}; n_3=$
 $340...360\text{об/хв.}; n_4=520...540\text{об/хв.}$

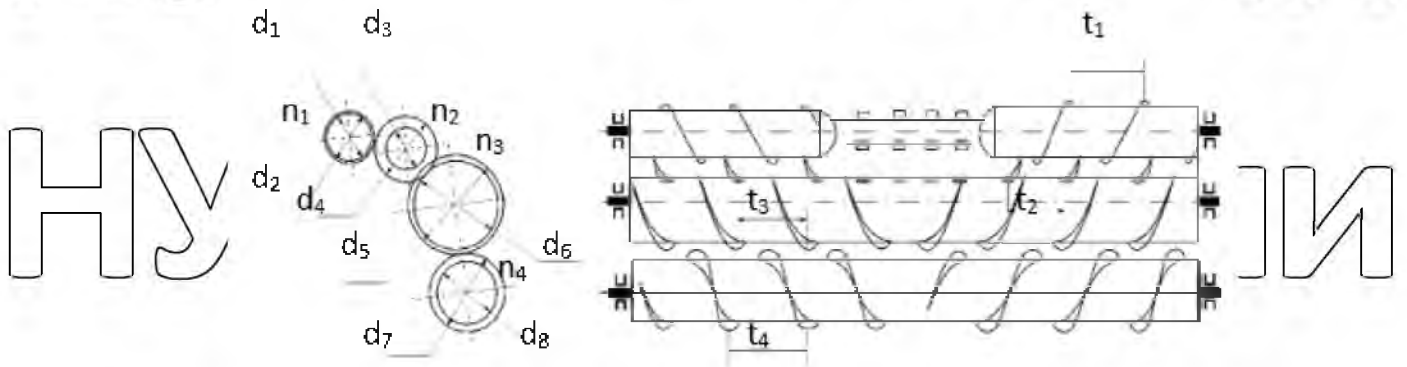
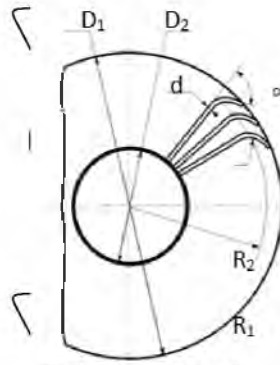


Рис. 1.8. Групи звідного очисного шнека

Рекомендовано конструктивно-технологічний параметр розвідного підбирача-сепаратора (рис. 1.7.) знаходиться в наступній межі:

НУБІП України

НУБІП



Дайні

НУБІП

Рис. 1.9. Сепаруючі ротори-підбирачі

$D_{11}=1320\text{мм}; D_{21}=480\text{...}520\text{мм}; d_1=18\text{мм}; \alpha=14\text{...}16\text{град.};$

$R_1=1220\text{...}1230\text{мм}; R_2=70\text{...}80\text{мм}; n=32\text{...}36\text{об/хв.}$

НУБІП

Конструктивно-кінематичний параметр кулачкових
грудкоподрібнювачів;

$40 < \alpha < 53\text{град}; n=185\text{...}348\text{об/хв.}; S=50\text{мм.}$

НУБІП

Наведено схему робочого органу та раціональної межі її параметра може забезпечити якісні виконання технологічних процесів машин лише в номінальній умові робіт.

Широкі діапазони змін ґрунтово-кліматичної умови збирань буряка в

НУБІП

Україні потребують диференційованих підходів при проектуваннях коренезбиральної машини. Так з аналізів проспекту провідної зарубіжної фірми виробника технік «Тіме» (Данія), «Нагго», «Неггау» (Франція), «Holmer», «Stoll» (ФРН) та інші, встановлені, що ступені сепарацій

коренеплода регулюються застосуваннями додаткового очисного пристрою в залежностях від умови робіт.

НУБІП

Для підвищення технічних рівнів вітчизняних бурякозбиральних технік необхідних з однієї сторони провести пошук перспективної схеми та

компоновки робочого органу та машини в цілому, а з інших розробити

НУБІП

методику теоретичних обґрунтувань параметру технологічного вузла, а також їх експериментального досліджування.

РОЗДІЛ 2 РОЗРОБКИ ОСНОВНОГО ПАРАМЕТРУ ОБ'ЄКТА

2.1. Визначання ймовірностей взаємодій поверхні коренеплоду з робочими органами очисника

Для досягання максимальних сепаруючих ефектів робочого органу бурякозбиральної машини, при допустимих рівнях пошкодження коренеплода, першочерговими постає питання по виявленню їх найбільшої травмобезпечної зони. В зв'язку з цим, необхідно визначати ймовірність взаємодій різної поверхні коренеплода з робочим органом очисника, з урахуваннями налипання ґрунтів, центрального та бокового удару, та характеристик рухів коренеплода.

При аналізуванні літературного джерела відомо, що основним фактором, яке впливає на ступені пошкодження коренеплода є швидкість її ударних взаємодій з робочими органами, площі контактів коренеплода - очисника, жорсткість основ та сепаруючих поверхонь робочих органів. При цьому, вибори оптимального параметру, очисника повинні забезпечувати їх високі сепаруючі здатності коренеплода, сильне механічне пошкодження яких, згідно агрономи не повинно перевищити 5%. Однак, при певному режимі роботи та заданим конструктивно-кінематичним параметрам очисника його взаємодії з хвостовими частинами коренеплодів можуть призвести до глибокого пошкодження, або руйнування тіл цукрових буряків, але ймовірність таких взаємодій можуть бути незначними. Отже вибори параметру робочого органу необхідно провести, як для урахування фізико-механічної властивості коренеплода, так і з умов мінімально допустимих ймовірностей таких взаємодій, при яких глибина пошкодження тіл коренеплодів не буде перевищувати величину, встановлених агрономом.

Ймовірність взаємодій коренеплода з рифовою поверхнею робочого органу визначаємо, як добуток ймовірності від контактів окремої поверхні коренеплодів, центрального та бокового удару, налипання ґрунтів на тіла буряків та їх кутових швидкостей обертання.

При проведеннях досліджування прийнято наступне припущення:

коренеплоди є ідеальними ізотропними тілами, які складаються з півсфер та конусів; налипні ґрунти можуть знаходитися виключно на конусних частинах коренеплодів;

дотичною взаємодією робочих органів на коренеплоди нехтуємо, оскільки пошкодження від такого контакту є незначним; взаємодії коренеплода між собою, в процесах очищення, її вдарення у захисний еластичний фартух нехтуємо, оскільки параметр жорсткостей удару від такої взаємодії є незначним, а площа контакту суттєво перевищує активну площу рифової поверхні очисника.

При проведенні розрахунку коренеплода цукрових буряків умовно розділимо на три частини: головки коренеплодів (I), бокові конусні тіла (II) та хвостові частини (III). Його схеми із зображеннями варіанту розподілів сили ударної взаємодії від робочих органів.

Попередньо визначимо ймовірності взаємодій частини коренеплодів з очисниками від площі її бокової поверхні.

Повні площі S_k поверхонь коренеплодів, які складаються з конусів та півсфер рівні.

$$S_k = \pi RL + 2\pi R^2 = \pi R(L + 2R), \quad (2.1.)$$

де πRL - площі конусів;

$2\pi R^2$ - площі півкуль;

R - радіуси основ кіл та півкуль,

L - твірні конусів.

У відповідності до ймовірності взаємодій повна площа зовнішніх поверхонь коренеплодів з очисними робочими органами дорівнює 1.

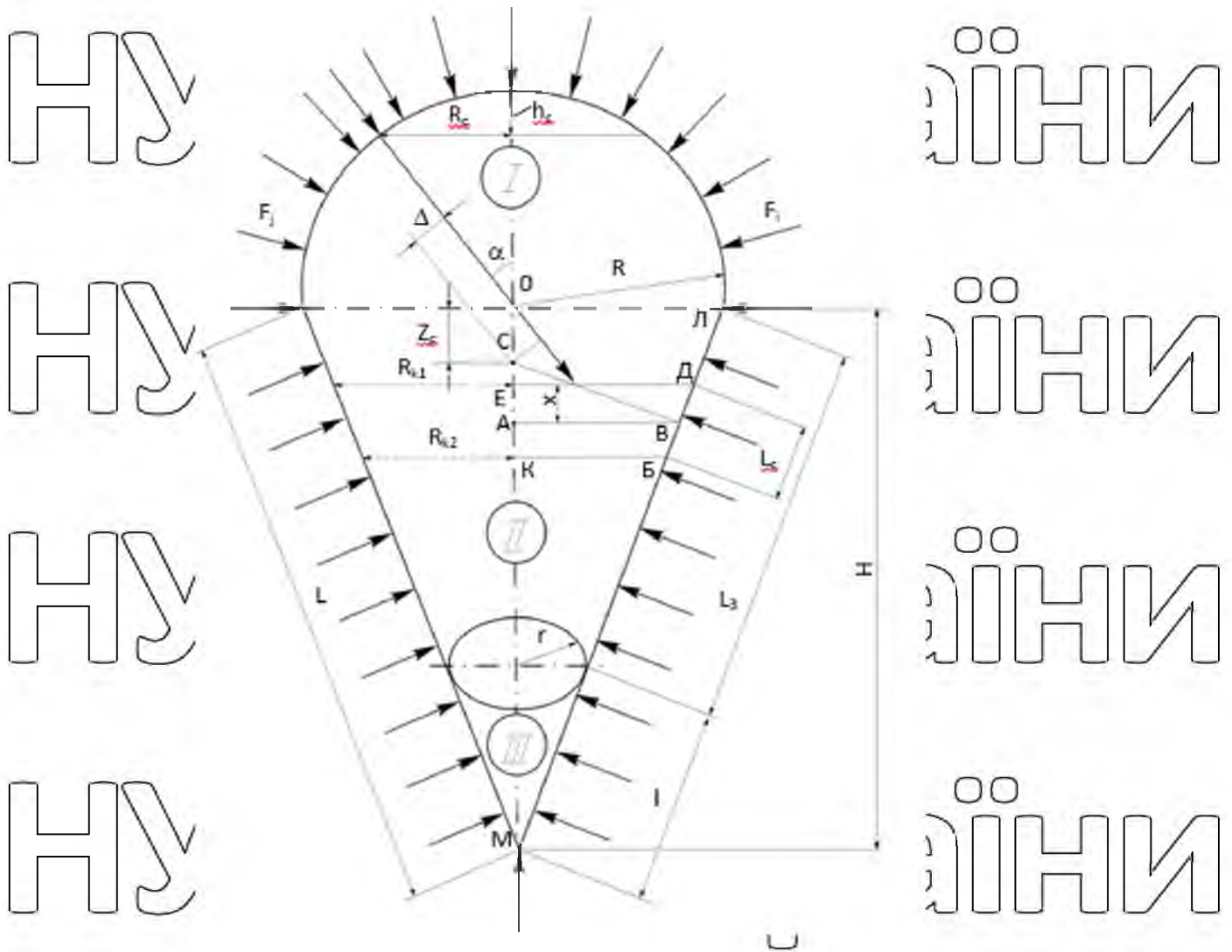


Рис.2.1. Схеми для визначання ймовірностей взаємодій окремої поверхні коренеплодів з робочим органом

Бокова поверхня трьох частин коренеплодів відповідно визначається

I - площі поверхонь голівок коренеплодів;

$$S_1 = 2\pi R^2, \quad (2.2.)$$

II - площі основних тіл конусних частин коренеплодів,

$$S_2 = \pi L_3 (R + r), \quad (2.3.)$$

III - площі хвостових частин коренеплодів

$$S_3 = \pi r^2, \quad (2.4.)$$

де L_3 - довжини твірних зрізаних конусів;

r - радіуси менших основ зрізаних конусів;

l - твірні конусів хвостових частин коренеплодів

Згідно з розподілами трьох частин поверхні коренеплодів ймовірність

P_1 їх взаємодій з робочими органами сферичними поверхнями становить

$$P_1 = \frac{S_1}{S_k} = \frac{2\pi R^2}{\pi R(L+2R)} = \frac{2R}{L+2R} \quad (2.5)$$

Ймовірність взаємодії площиною зрізаного конуса визначається

$$P_2 = \frac{S_2}{S_k} = \frac{\pi L_3(R+r)}{\pi R(L+2R)} = \frac{L_3(R+r)}{R(L+2R)} \quad (2.6)$$

Ймовірності взаємодій хвостових частин рівні

$$P_3 = \frac{S_3}{S_k} = \frac{\pi r l}{\pi R(L+2R)} = \frac{r l}{R(L+2R)} \quad (2.7)$$

На основі аналізування відомого досліджування систем ґрунт-

коренеплоди які складаються з ґрунтів та випадково розподіленого в ній

коренеплода, а також характерів утвореного в процесах їх вегетаційних

періодів ущільненої зони можна умовно приймати, що $L=3l$. Це можна

пояснити тим, що щільність ґрунтів біля коренеплодів на глибині 120...160мм

є максимальними, а далі починаються спадання в сторону хвостових частин. З

інших сторін пошкодження хвостиків коренеплода в процесах їх сепарацій

не призведе до суттєвої втрати цукрових сировин.

Для визначання числового значення ймовірностей взаємодій

вищевказаної зони коренеплодів з робочими органами звертаємось до

відомого досліджування розмірного та масової характеристики коренеплода

цукрового буряка, яке наведено в таблицях. Згідно з математичним

сподіванням діаметрів D_k та довжин конусних частин H коренеплода

відповідно становить $D_k=70...120$ мм та $H=210...240$ мм

Користуючись відомим регресійним визначенням геометричного параметру для кондиційного коренеплода: 1 – дрібний; 2 – середній; 3 – крупний. Вони становитимуть:

1 – $R=20\text{мм}$; $H=80\text{мм}$; $L=82\text{мм}$; $L_3=61,5\text{мм}$; $r=5\text{мм}$; $l=20,5\text{мм}$.

2 – $R=45\text{мм}$; $H=155\text{мм}$; $L=161\text{мм}$; $L_3=121\text{мм}$; $r=11,25\text{мм}$; $l=40\text{мм}$.

3 – $R=70\text{мм}$; $H=230\text{мм}$; $L=240\text{мм}$; $L_3=180\text{мм}$; $r=17,5\text{мм}$; $l=60\text{мм}$.

Розрахунок за виразами дозволить встановити наступні розподіли ймовірності:

$$P_1^1 = 0.328; \quad P_2^1 = 0.630; \quad P_3^1 = 0.042;$$
$$P_1^2 = 0.358; \quad P_2^2 = 0.602; \quad P_3^2 = 0.040;$$

$$P_1^3 = 0.368; \quad P_2^3 = 0.592; \quad P_3^3 = 0.039.$$

Нижні індекси у позначеннях ймовірностей вказують на зони гід коренеплодів, а верхні на його розміри.

Наступні етапи розрахунку було визначено розподілом ймовірності взаємодії при центральному та боковому ударі коренеплода з боку очисного робочого органу.

Аналізи досліджування відомо, що найбільше пошкодження тіл коренеплода відбувається в результатах їх ударної взаємодії з поверхнею очисного робочого органу при виниканні центрального удару, коли напрямки зусиль спрямовані в зоні центрів маси коренеплодів цукрових буряків. При визначанні ймовірностей виникання центрального та бокового удару умовно приймаємо, що центральними будуть удари, коли напрямки зусиль відхилитимуться від об'єднаних центрів мас коренеплодів не більше, як на 6% від їх максимальних габаритних розмірів $R + H$ для ударів в голівки коренеплода та 4% для ударів в його конусні частини. Дані числові значення отримана основах багатократних кидань гумових імітаторів коренеплодів з

незначних висот (в межах 50мм) на ребра металевих пластин. При цьому, позначками відмічалися гранична межа, при якій еностерігалися чіткі провєртання коренєплодів пїсля ударних взаємодїй, як в сторони хвостових частин, так і в сторони його голївок.

Для визначання розташувань центрїв маси Z_c коренєплодїв цукрових буряків вїдносно їх голївок, скористаємось вїдомими аналітичними залежностями:

$$Z_c = \frac{H^2 - 3R^2}{4(2R + H)} \quad (2.8.)$$

З розрахунку випливає, що при значеннї Z_c збїльшуються зростання габаритного розмїру коренєплода та його абсолютнї величини для трьох вищевказаних варїанту розподїлів геометричного параметру станове:

$$Z_c^1 = 10,8 \text{ мм}; Z_c^2 = 18,3 \text{ мм}; Z_c^3 = 25,8 \text{ мм}.$$

Для того щоб визначати плечї Δ мїж напрямками зусиль ударїв в напївсферичнї голївки коренєплодїв та їх об'єднаних центрех маси звертаємось до рис.2.1. Нехай напрямки зусиль розташованї пїд певними кутами α до повздовжнїх вїсей коренєплодїв. Враховуючи те, що для голївки коренєплодїв вїдстанї Δ не повиннї перевищувати $0,06(R + H)$, то радїуси R_c їх сегментних поверхонь визначаються з подїбностями трикутника

$$R_c = R \frac{\Delta}{Z_c} = 0,06R \frac{(R + H)}{Z_c} \quad (2.9.)$$

Висоти h_c сегментних частин голївки коренєплодїв

$$h_c = R - \sqrt{R^2 - R_c^2} = R \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R + H))^2}{Z_c^2}} \right) \quad (2.10.)$$

Використовуючи вїдомї залежностя для визначання сегментних поверхонь $S_{сегм} = 2\pi R_c h_c$, а також при врахованнї залежностей в кїнцевих

виглядах площі поверхонь голівки коренеплодів, при взаємодіях з якими удари будуть центральними визначаються

$$S_{\text{сегм}} = 2\pi R^2 \frac{0,06(R+H)}{Z_c} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R+H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.11.)$$

Тоді залежності для визначання ймовірностей виникання центральних ударів в сферичні поверхні матимуть вигляди

$$P_1 = \frac{0,06(R+H)}{Z_c} \left(1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R+H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.12.)$$

Для розглядання трьох варіантів, для враховування визначеного значення Z_c розрахункове числове значення P_1 буде рівне: $P_1^1 = 0,094$;

$$P_1^2 = 0,161; P_1^3 = 0,198.$$

В дійсностях ймовірність виникання центрального удару в голівки коренеплодів буде більшими, оскільки її поверхні не мають форм ідеальних півсфер. Також, при виникненнях бокового удару величини кутів тертя в парах робочого органу-коренеплодів будуть переважати кути, які виникатимуть між напрямками ударних зусиль та лініями, що з'єднують точки ударів з центрами маси коренеплодів, а дані фактори гальмуватимуть процеси їх повертань.

Однак при наявності залишку гички на голівці коренеплодів з інших сторін часткові ударні навантажування, що зменшує ймовірність виникання контактів між тлани буряків та робочого органу.

Остаточний висновок та рекомендацію буде наведено після проведення комплексів експериментального досліджування при лабораторній умові з реальним коренеплодом та її імітатором.

Для визначання ймовірностей виникання центрального удару навантаження в основі конусних частин коренеплодів визначаємо площі їх бокових поверхонь. Аналогічно (2.12) вони становлять

$$S_{\text{бок}} = \pi L_c (R_{\kappa 1} + R_{\kappa 2}). \quad (2.13.)$$

Виведені залежності для визначання L_c , $R_{\kappa 1}$, $R_{\kappa 2}$. Згідно вищевикладеного обґрунтування довжини твірних зрізаних конусів становитиме $L_c = 0,08(R + H)$.

Визначаємо радіус більших $R_{\kappa 1}$ та менших $R_{\kappa 2}$ основи зрізаних конусів.

Для подібності трикутника $\triangle OAM$ та $\triangle CBM$ визначаємо катет

$$\frac{(CA)}{L} = \frac{(CB)}{H - Z_c} \quad (CB) = \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L}. \quad (2.14.)$$

$$\frac{(CA)}{(CB)} = \frac{R}{L}; \quad (CA) = \frac{(CB) \cdot R}{L} = \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2}. \quad (2.15.)$$

Звідси випливають катети (AB)

$$(AB) = \sqrt{(CB)^2 - (CA)^2} = \sqrt{\frac{R^2 \cdot (H - Z_c)^2}{L^2} - \frac{R^4 \cdot (H - Z_c)^2}{L^4}} = \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}. \quad (2.16.)$$

Для визначання $R_{\kappa 1}$ та $R_{\kappa 2}$ скористаємося подібностями трикутника

$$\triangle MED, \triangle MAB \text{ та } \triangle MKB. \quad \frac{R_{\kappa 1}}{H - Z_c + (CA) + x} = \frac{(AB)}{H - Z_c + (CA)}. \quad (2.17.)$$

$$\frac{R_{\kappa 2}}{H - Z_c - (CA) - x} = \frac{(AB)}{H - Z_c - (CA)}. \quad (2.18.)$$

Звідси:

$$R_{к1} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) + x)}{(H - Z_c - (CA))}; \quad (2.19.)$$

$$R_{к2} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) - x)}{(H - Z_c - (CA))}; \quad (2.20.)$$

Де

$$x = \frac{L_c \cdot H}{2L} = \frac{0,02H(R + H)}{L}. \quad (2.21.)$$

В процесах взаємодій коренеплода з робочим органом досить важливими факторами, що впливають на глибину пошкодження тіл буряків є наявність на їх поверхонь налипання ґрунтів, які виконують функції так званих демпферів в процесах ударних взаємодій. Розподіли налипання ґрунту,

а також при наявності на голівці коренеплода залишку гички аналітична

оцінка не підлягає, а тому визначаємо на основах відомого дослідження, а також візуального спостереження розподілів налипання ґрунтів на виконаному та очищувальному коренеплоді бурякозбиральною машиною.

При проведеннях даних оцінок необхідно виявляти найбільші незахищене (чисте від налипання ґрунтів та розташовування залишку гички) зон поверхонь коренеплода, яка взаємодіє з робочим органом.

З проведених аналізувань можна констатувати, що в зонах виникання центрального удару на голівці коренеплода безпосередньо взаємодія її чистих поверхонь з робочим органом не відбуватимуться. Захисти налипання ґрунта голівок коренеплода знаходяться в межі 40%, оскільки навіть при її розташовуванні в ґрунтах (безгербіцидні технології вирощування цукрового буряка) в періоди вегетацій щільності ґрунтів біля поверхонь голівки буде незначними в порівняннях з конусними частинами тіл буряків.

Саме дані фактори визначають кількість налипання ґрунтів на поверхню коренеплода при його очищуванні

Конусні частини коренеплода, то як показало візуальне спостереження очищеного коренеплода, а також фотографія коренеплода, яка переміщалася в технологічних руслах скребкового транспортера розподілу налипання ґрунтів на бокові конусні тіла буряків (II, рис. 2.1) є неоднакові. Це підтверджується і щільністю розподілів ґрунтів по глибинах ростів коренеплода. З даного аналізу встановлено, що на висотах від голівки коренеплодів, тобто від 0 до $L/4$ щільність ґрунтів в середньому в 2 рази менші ніж щільність ґрунтів на висотах від $L/4$ до $3L/4$. Таким чином ми припускаємо, що на конусні частини коренеплода від 0 до $L/4$ чисті поверхні тіл буряків знаходяться в межах 70%, а на довжинах від $L/4$ до $3L/4$ – 40%. Чисті поверхні хвостових частин знаходяться в межах 60%.

Відомо, що для того розкручування в процесах очищення коренеплода (кутові швидкості обертів коренеплода відносного центрів ваг станове $12 \dots 24 \text{с}^{-1}$) її взаємодії з рифовою поверхнею очисника відбуваються переважно хвостовими частинами. Це пояснюється тим, що відстані від центрів маси буряків до хвостових частин перевищують відстані від центрів маси до поверхонь голівки коренеплода. А тому, з певними припущеннями можна прийняти, що ймовірність пошкодження основних тіл коренеплода в незначних мірах залежатиме від їх кутових швидкостей обертання.

Оскільки налипання ґрунтів на конусну частину розташовуються не однаково то при визначанні ймовірності взаємодії частини буряків з робочим органом поділимо основні конусні тіла ще на дві частини у відповідності з довжиною твірної від 0 до $L/4$.

При визначанні ймовірностей взаємодій окремої частини різного кондиційного коренеплода з робочим органом встановлюємо виникання на її поверхню центральних та бокових ударів.

Дрібний коренеплід

1. Удари в голівку коренеплода:

➤ центральні удари в чисті поверхні: $P \approx 0$,
 ➤ центральні удари в захищені поверхні: $P = 0,328 \cdot 0,094 \approx 0,03$,
 ➤ бокові удари в чисті поверхні: $P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,6 \approx 0,18$,
 ➤ бокові удари в захищені поверхні: $P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,4 \approx 0,12$.

2. Удари в конусні поверхні коренеплода на довжинах від 0 до $L/4$.

Для визначання ймовірностей виникання таких ударів зробимо перерахунок по формулах

$$P_2^1 = \frac{L_3(R+r)}{R(L+2R)} = \frac{L(R+r)}{4R(L+2R)} = \frac{82(20+15)}{4 \cdot 20(82+2 \cdot 20)} = 0,294. \quad (2.22.)$$

Аналогічно розраховується ймовірність взаємодій для середнього та крупного коренеплода. Результат розрахунку зводимо в таблиці.

При аналізах результату досліджування нас в першу чергу цікавило ймовірність виникання центральних ударів в чисті поверхні коренеплода, оскільки такий удар призведе до найбільшого пошкодження тіл цукрових буряків. Видно, що центральний удар в півсферичні поверхні голівки коренеплода та його хвостові частини практично не виникає. Також відсутність центральних ударів в нижні конусні частини коренеплода.

Ймовірність виникання центральних ударів у верхні конусні частини на відстанях від 0 до $L/4$ близька до 0,07. Отже, в процесах очищення коренеплода його взаємодії з робочими органами характеризуються 7%

ударного контакту чистими поверхнями, на яких відбуватимуться центральний удар, що найбільш небезпечно з точки зору виникання сильного механічного пошкодження цукрового буряка.

Таким чином, при обмеженні за сильним механічним пошкодженням цукрового буряка (до 5%) потребує виборів таких конструктивно-кінематичного параметру робочого органу, яка б забезпечила мінімальне пошкодження коренеплода при їх взаємодія з верхніми конусними частинами із сепаруючою поверхнею. В подальшому, при розроблянні

методик для експериментальних досліджень ступені пошкодження коренеплода необхідно орієнтуватися на найбільшу травмонезбезпечну зону цукрового буряка та відносно нього вибрати параметр робочого органу.

Таблиця 2.1.

Взаємодії частин тіл коренеплода з робочими органами

Зони контактів		Розмір коренеплода				
		дрібний	середній	великий		
Півсфери	Центральні удари	В чисті поверхні	0	0	0	
		В захищені поверхні	0.031	0.058	0.073	
	Бокові удари	В чисті поверхні	0.178	0.180	0.177	
		В захищені поверхні	0.119	0.120	0.118	
	Конуси $0 - L/4$	Центральні удари	В чисті поверхні	0.075	0.072	0.072
			В захищені поверхні	0.032	0.031	0.031
Бокові удари		В чисті поверхні	0.133	0.126	0.124	
		В захищені поверхні	0.057	0.054	0.053	
Конуси $L/4 - 3L/4$	Центральні удари	В чисті поверхні	0	0	0	
		В захищені поверхні	0	0	0	
	Бокові удари	В чисті поверхні	0.133	0.127	0.125	
		В захищені поверхні	0.200	0.191	0.187	
	Хвостові частини	Центральні удари	В чисті поверхні	0	0	0
			В захищені поверхні	0	0	0
Бокові удари		В чисті поверхні	0.025	0.024	0.024	
		В захищені поверхні	0.017	0.016	0.016	

2.2. Обґрунтування конструктивно-кінематичного параметру транспортерів-сепараторів

Із аналізу існуючих видів конструкцій бурякозбиральних машин видно, що скребкові транспортери переважно виконують пасивне переміщення без його доочищення, при цьому їх площа, яка рівна 40...70 % від площі поверхні технологічної машини практично не застосовується для активної сепарації коренеплодів. Також перспективним являється спосіб інтенсифікації сепарації за допомогою того, що полотно має поздовжні коливні рухи. Це дозволяє виконати відрив коренеплодів від несучих поверхонь скребка, та їх додаткове переміщення по прутковій поверхні полотна, і покращення їх очищення.

Подібного ефекту можна досягти, відразу обертаючи ракець навколо осей спеціальних роликів. Оскільки хвостовик стовбура знаходиться на штику і в точці з великим радіусом обертання і, отже, з більшою лінійною швидкістю, ніж точка контакту з лезом, яка стикається з робочою поверхнею клинка. в зоні скручування основа лопатки і вільний наліт взаємодіють з поверхнею тканинного стрижня. У разі такого удару відбудеться взаємодія з поверхнею тканинного стрижня. При таких ударних взаємодіях відбувається очищення коренів (шляхом струшування) від ґрунту з наступним їх відділенням.

Рух кореня при проходженні через зону активації. Тут дія відцентрового прискорення призводить до прискореного руху кореня з можливим відривом його від контактної поверхні ракеля. Можливість розміщення корінця на серветці в зоні контакту з ракелем показано на рисунку

2.2. Легенда на малюнку: α - кут нахилу ракеля по відношенню до поверхні стрічки конвеєра; β - кут між лезом і лінією, що з'єднує вісь обертання, що приводить в рух роликів; γ - кут нахилу конвеєрної стрічки до горизонту (кут підйому); λ_{NS} і λ_K - початковий і кінцевий кути покриття полотна за допомогою валика; l - відстань між активуючими роликами; R_p - радіус активації роли; R_k - радіус коренів; S_0 - висота кореня на поверхні полотна; Δ - товщина стрічки конвеєра.

Коли полотно проходить через зону активації, корінь рухається по дузі радіусом $R = R_p + \Delta + R_k + S_0$ в кутку $\lambda_{NS} \leq \lambda \leq \lambda_K$... Кут кінцевої дуги $\lambda_K \cong 900$, а початкове можна визначити геометричними співвідношеннями:

$$\cos(\lambda_n - \beta) = \frac{2R_p + \Delta}{l}; \quad \lambda_n = \arccos \left(\frac{2R_p + \Delta}{l} \right) + \beta. \quad (2.23.)$$

Два варіанти руху кореня: безперервний, якщо контакт леза з коренем не втрачений, і змінний. У кожному з цих випадків система сил, що діють на корінь, різна.

Позначення на малюнку: Φ - обертальна сила інерції, $F_{\text{коркор}}$ - сила Коріоліса; F_T - сила тертя кореня від контакту з поверхнею контакту ракеля; N_1 - сила реакції скребка на корені; N_2 - сила реакції кореневого промотора.

Реакція відриву від тканини $N_2 = 0$. Спостерігайте за послідовністю рухів коренів рослин на контактній поверхні ракеля після видалення тканини.

Діаграма напружень для цього випадку показана на малюнку, в цьому випадку рух кореня описується системою рівнянь:

$$\begin{cases} -m\omega^2 R \cos \varphi + N_1 \cos(a - \varphi) + F_T \cos(\varphi + (90 - a)) - \\ \Phi_{\text{кор}} \sin \varphi = m\ddot{S} \cos \varphi, \\ -mg + m\omega^2 R \sin \varphi + N_1 \sin(a - \varphi) - F_T \sin(\varphi + (90 - a)) - \\ \Phi_{\text{кор}} \cos \varphi = m\ddot{S} \sin \varphi. \end{cases} \quad (2.24.)$$

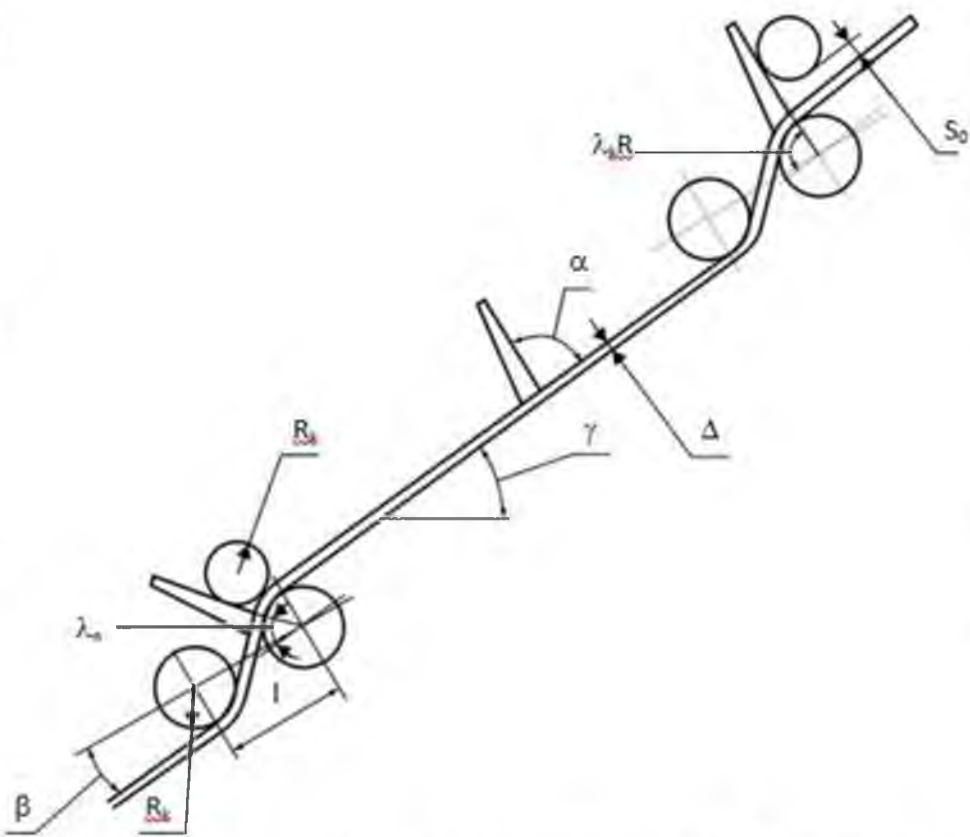


Рис. 2.2. Розташування корінців на ракелі та геометрія транспортера

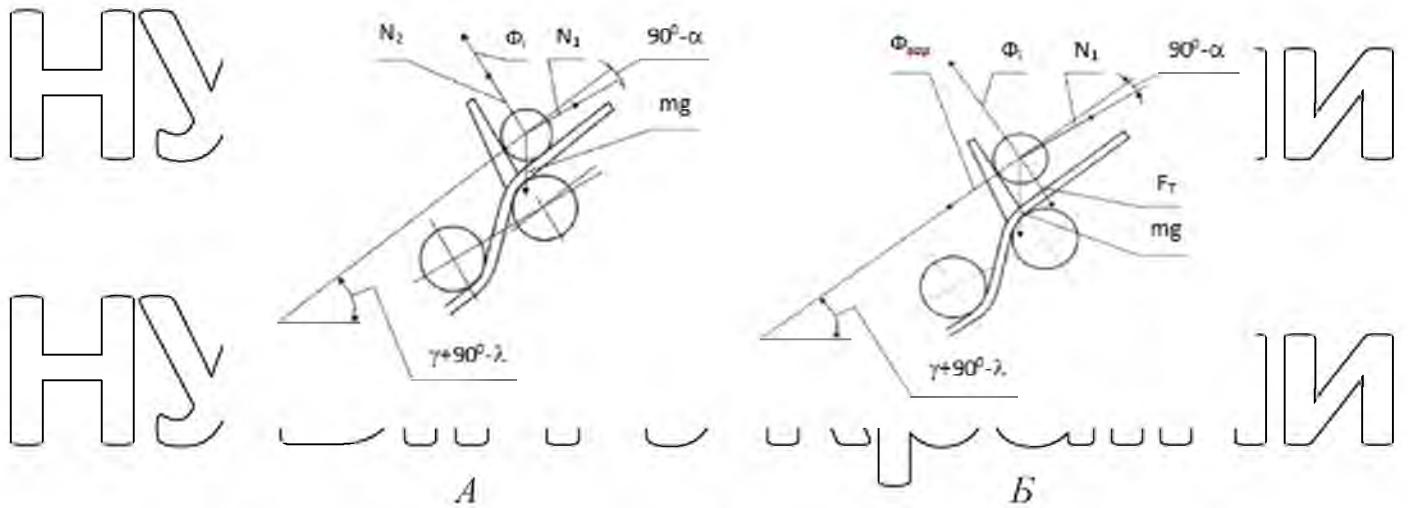


Рис. 2.3. Система сил, що діють на корінь під час транспортування:

а - для безперервного руху; б - для змінного переміщення.

Після відповідних перетворень отримуємо рівняння для визначення траєкторії руху коренеплоду:

$$\ddot{S} + S \frac{2\omega^2 \cos \alpha + \sin \alpha}{\sin \alpha + f \cos \alpha} + S \omega^2 \frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{\sin \alpha + f \cos \alpha} = \omega^2 \frac{R(f \sin \alpha - f \cos \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha} - g \frac{\cos(\alpha - \varphi) + f \sin(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha + f \cos \alpha}, \quad (2.25.)$$

де S – шлях кореневого радіуса руху;

\dot{S} і \ddot{S} – його швидкість і прискорення.

$$F_{kor} = 2m\omega\dot{S}; F_T = N_1 \cdot F; \quad (2.26.)$$

φ – покращений коефіцієнт тертя між корінцем і поверхнею раделя з урахуванням різних видів тертя (комбінації ковзання, кочення та ех з різною орієнтацією кореня на радель); $\varphi \in \lambda - \gamma$

Розв'язок диференціального рівняння знаходимо, заповнюючи характеристичний рівняння виду:

$$\lambda^2 + \lambda \frac{2\omega^2 \cos \alpha + \sin \alpha}{\sin \alpha + f \cos \alpha} + \omega^2 \frac{f \cos \alpha - \sin \alpha}{\sin \alpha + f \cos \alpha} - \omega^2 \frac{R(f \sin \alpha - f \cos \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha} + g \frac{\cos(\alpha - \varphi) + f \sin(\alpha - \varphi)}{\sin \alpha + f \cos \alpha} = 0$$

$$k^2 + kQ_1 + Q_0 \neq 0; \quad (2.27.)$$

$$k_{1/2} = -\frac{Q_1}{2} \pm \sqrt{\frac{Q_1^2}{4} - Q_0}$$

$$Q_1 = \frac{2\omega(\cos \alpha + f \sin \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha}; \quad Q_0 = \omega^2 \frac{(f \cos \alpha - \sin \alpha)}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \quad (2.28.)$$

Загальне рішення однорідного рівняння має вигляд

$$S_3 = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t} \quad (2.29.)$$

Ми шукаємо часткове рішення у вигляді:

$$S_c = E + D_1 \sin \varphi + D_2 \cos \varphi \quad (2.30.)$$

Підставте значення S_c до рівняння, і ви отримаєте:

$$E = -R\omega^2 \frac{\sin \alpha - f \cos \alpha}{\sin \alpha + f \cos \alpha}; \quad (2.31.)$$

Загальне рішення рівняння має суму $S_c + S_3$:

$$S = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t} + D_1 \sin \varphi + D_2 \cos \varphi + E \quad (2.32.)$$

Початкові умови руху при $t = 0; S = S_0; \dot{S} = 0$.

З точки зору диференціації, отримуємо:

$$\dot{S} = k_1 Ae^{k_1 t} + k_2 Be^{k_2 t} + \omega D_1 \cos \varphi - \omega D_2 \sin \varphi \quad (2.33.)$$

З початкових умов визначимо інтегруючі сталі A і B :

$$A = -D_1 \sin \varphi - D_2 \cos \varphi - E;$$

$$B = \frac{\omega(D_2 \sin \varphi - D_1 \cos \varphi) - k_1(D_2 \sin \varphi + D_2 \cos \varphi + E)}{k_1 - k_2} \quad (2.34.)$$

НУБІП УКРАЇНИ

Отримані результати доцільно аналізувати за допомогою комп'ютера, побудувавши криві, він визначає минулий шлях. S і швидкість \dot{S} . Коли $\lambda = \lambda_k$ що через деякий час $t_k = \frac{\lambda_k - \lambda_n}{\omega}$ просуньте ракуль повз лист.

У наступному після t_k момент руху ракуля здійснюється прямолінійно і корінь продовжує рухатися зі швидкістю $V_{кор} = \sqrt{\dot{S}^2 + (\omega R)^2}$ відносно

системи координат з фіксованим кутом $\xi = \arctg \frac{\dot{S}}{\omega R}$ до конвеєрної стрічки.

Якщо в ході розрахунків буде показано, що швидкість за цих умов менша за нуль, це означає, що явище відриву від поверхні полотна і переміщення кореня вздовж ракуля не відбувається, тобто відбувається

конвеєр. працювати без подальшого поділу стека. Такий режим роботи не сприяє очищенню, тому необхідно підбирати транспортні параметри, які його виключають. Режим поділу ще більш неприпустимий, якщо корінь відкинутий занадто далеко від леза, що може призвести до пошкодження при падінні або навіть втраті через викидання конвеєра.

Для цього визначають траєкторію руху коренеплодів після відділення ракуля від рухомого тримача з метою визначення траєкторії польоту та швидкості удару об поверхню ножа при падінні.

Рішення реалізовано в системі координат транспортного засобу, що рухається. У цьому випадку швидкість, паралельна напрямку транспортування, дорівнює різниці швидкостей $v_T = \omega R - v$, і початковий кут $\xi_T = \arctg \frac{\dot{S}}{v_T} \dots$

Запишіть рівняння руху в координатах X і Y по відношенню до транспортної системи отримуємо:

$$m\ddot{x} = 0; \quad m\ddot{y} = -mg. \quad (2.35.)$$

Початкові умови:

$$\text{при } t=0, \quad X_0 = -S \sin \gamma, \quad \dot{X}_0 = -\dot{S} \sin \gamma + v_T \cos \gamma; \quad (2.36.)$$

$$Y_0 = S \cos \gamma; \quad \dot{Y}_0 = \dot{S} \cos \gamma + v_T \sin \gamma.$$

Рівняння площі передачі $Y = X \operatorname{tg} \gamma$.

Рішення системи рівнянь з початковими умовами залежить від

визначення часу польоту кореня в момент зіткнення з полотном:

$$t = \frac{\dot{S}_0 \pm \sqrt{\dot{S}_0^2 + 2gS_0 \cos \gamma}}{g \cos \gamma}. \quad (2.37.)$$

з:

$$X = X_0 + \dot{X}_0 t; \quad Y = Y_0 + \dot{Y}_0 t - \frac{gt^2}{2}. \quad (2.38.)$$

Траєкторія польоту культури коренів у рухомій системі координат

$$l_{\text{кор}} = \sqrt{(X - X_0)^2 + (Y - Y_0)^2}. \quad (2.39.)$$

Швидкість удару кореня та листка слід розраховувати як абсолютну максимальну швидкість, коли корінь вдаряється об поверхню конвеєра, оскільки удар по черешку відбувається в найгіршому випадку центрального удару:

$$v_{\text{уд}} = \sqrt{\dot{X}_0^2 + (\dot{Y}_0 - gt)^2}. \quad (2.40.)$$

Для перевірки результатів розрахунку за рівняннями створено

програму та визначено проектні параметри шляхом варіювання параметрів

системи та коренеплоду в заданих межах, виходячи з конструктивних особливостей бурякозбирального комбайна.

Для оцінки впливу конструктивних параметрів на ефективність роботи

скребкового сепаратора була розроблена програма для ПК (додаток А). Метою

теоретичного аналізу було вивчення впливу швидкості конвеєра V_m ; малий радіус кореневої системи R_k ; радіус покриття роликів смуги R_p ; відстань між роликами L ; ін'єкція γ ; Нахил конвеєрної стрічки до горизонту; ін'єкція β нахил лінії, що з'єднує осі роликів з площиною конвеєра; Висота H — положення кореня над полотном; i приведений коефіцієнт тертя в парі скребок-корінь при швидкості V_k ; радіус r при її відриві від скребка; ін'єкція ξ залишення коренеплоду по відношенню до несучого листа; довжина вільного польоту кореня L_p до його контакту зі стрижнями та швидкість V_y ударної взаємодії з конвеєрною стрічкою. Результати аналізу представлені у вигляді графіків.

У ході дослідження основним завданням було визначення впливу кожного з проєкційних параметрів на величину V_k ; ξ ; L_p ; T_u . Таким чином, при аналізі впливу кожного з них решта залишилися незмінними і їх абсолютні значення становили: $V_m = 1,4$ м/с; $R_k = 0,05$ м; $R_p = 0,08$ м; $L = 0,4$ м; $\gamma = 450$; $\beta = 300$; $H = 0$ м; $f = 0,4$. Товщина стандартної гумової кабельної стрічки, що взаємодіє зі шківом і стрижнями діаметром 10 мм, закріплених з кроком 40 мм, становила 0,022 м.

Графічні залежності впливу ролика R_p від швидкості V_k , відстані між хвостовиком лопатки та кутом ξ його довжина зльоту і польоту L_p і швидкість V_y взаємодії корінного удару з аеродромом.

Аналіз цих залежностей показує, що продуктивність роликів радіусом менше 0,03 м призводить до значних швидкостей відриву лопатей кореневого докатора ($> 4,0$ м/с) і що їх вільна траєкторія по поверхні лопаті становить 0. перевищує 4 м, що неприпустимо, оскільки збільшує ймовірність попадання коріння в гостру спинку наступного ракеля, що в свою чергу створює додаткові пошкодження. Швидкість ударних взаємодій при записі граничних значень (дозволяє $V_y \leq 1,5$ м/с), що також є небажаним явищем.

Збільшення від R_p з 0,03 до 0,15 м призводить до зниження V_k з 3,8 до 2,2 м/с, а від L_p з 0,4 до 0,04 м V_y відповідає допустимим нормам. ін'єкція ξ Відхилення коренів відносно площини ножа-пальцяного у всьому діапазоні зміни параметра R_p від 0,015 до 0,15 м змінюється незначно від 140 до 150.

Слід зазначити, що збільшення R_p понад 0,08 м не сприяє інтенсифікації додаткового очищення коренів, оскільки зворотний шлях міграції коренів на стрижнях (аналог L_p) до скребоків становить менше 0,1 м.

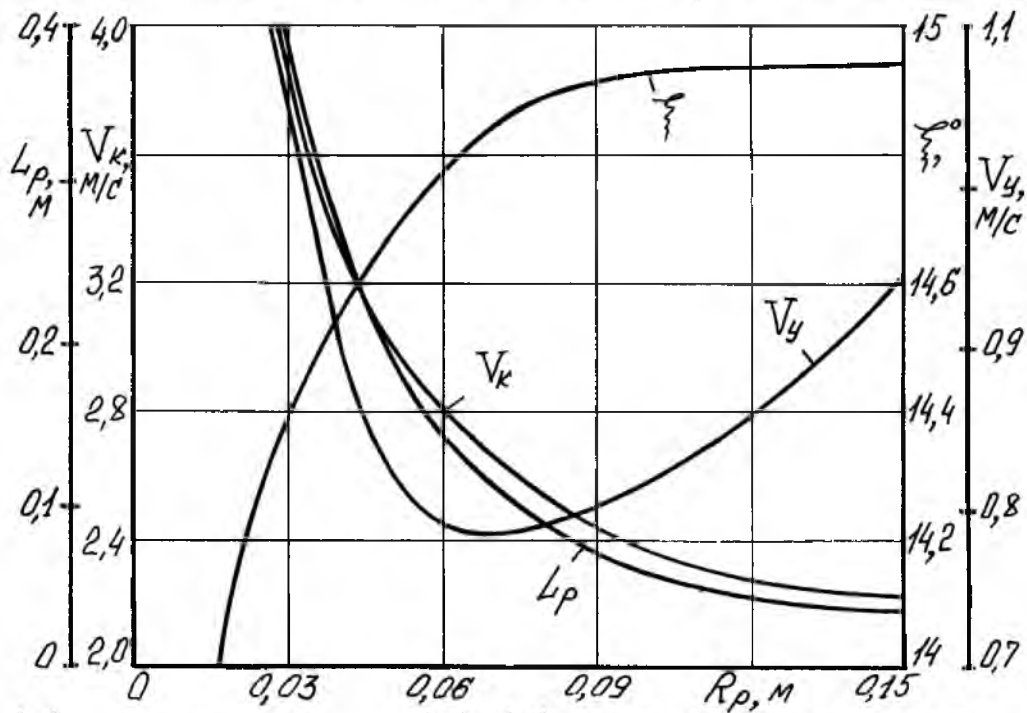


Рис. 2.4. Залежності впливу радіусу циліндра R_p від швидкості відриву стови від доплатки V_k , її початкового кута ξ , а також довжина польоту L_p і швидкість

V взаємодії удару з полотном

Тому, виходячи з аналізу, рекомендується враховувати межі валків радіусом 0,04-0,06 м, в даному випадку параметри, що визначають якість очищення коренів, а саме швидкість V взаємодії удар буряків з стеблами

(виникає ефект струшування, що руйнує зв'язки липкого ґрунту з корінням) і протилежний шлях буряка вздовж стебел до ракелів залежно від довжини їх вільного польоту V_k ; ξ ; L_p ; V_{ay} (коріння очищені, так як вони ковзають і котяться по поверхні стрижня з екранованими ребрами) відповідають рекомендованим значенням і знаходяться в $V_y \in 0,9 \dots 0,8$ м/с; $L_p = 0,2 \dots 0,1$

м.

На рис. 2.5 показана залежність впливу відстані L між роликami на величину V_k ; ξ ; L_p ; V_{ay} Як показано на фіг. 2, збільшення L з 0,2 до 1,0 м призводить до абсолютного зниження значень усіх досліджуваних параметрів.

Це пов'язано з тим, що збільшення відстані між вальцями зменшує охоплення нижньої скодинки, величина якої істотно впливає на довжину кореневого проходу, початкову швидкість відриву скребків і ударів. удар по штанзі.

Рекомендована величина L знаходиться в межах 0,2 ... 0,3 м, оскільки

V_u не перевищує 1,5 м / с, а найменше її значення - 0,95 м / с; цей діапазон зміни L становить 0,108 ... 0,1 м. Збільшення значення L понад 0,3 м призводить до зменшення абсолютних значень L_p і W_u , які знижують ступінь очищення коренів.

З аналізу графічних залежностей впливу кута нахилу γ балкової плити

на горизонт на V_k, ξ , тр. 3 (рис. 2.6) можна стверджувати, що для реальних значень кута нахилу конвеєрів $\gamma = 20^\circ \dots 60^\circ$, для яких може бути застосований цей принцип додаткового очищення коренів, значення 3 параметрів

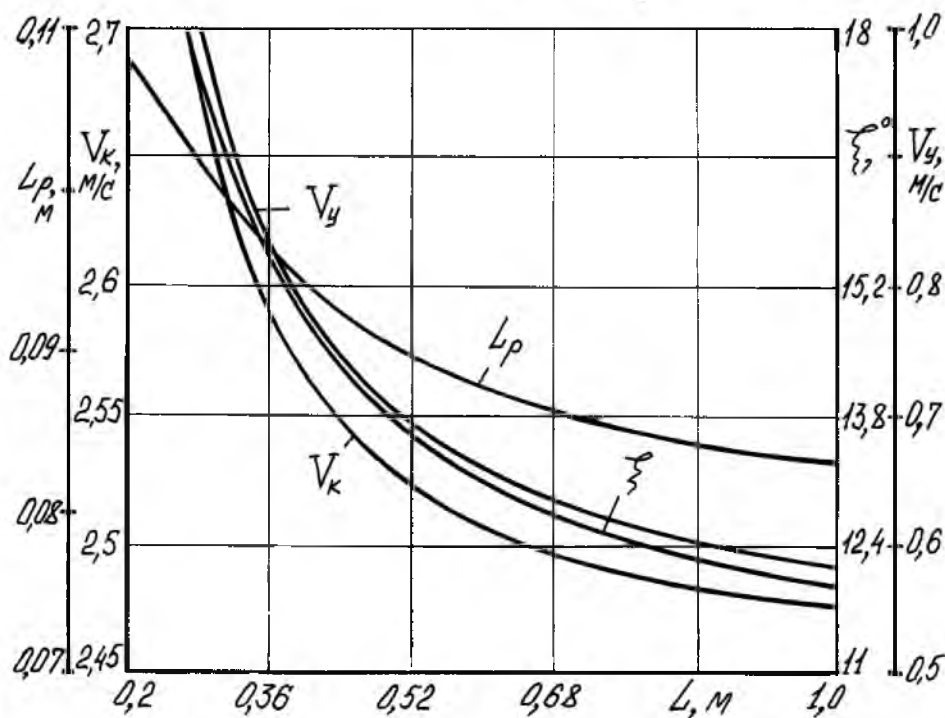


Рисунок 2.5. Залежність впливу відстані L роликів від швидкості відриву ноги скребка V_k , її початкового кута ξ а також довжина польоту L_p і

швидкість V взаємодії удару з полотном

знаходяться в допустимих межах. Звідси вплив кута в цій області досліджень ξ змінюється незначно і знаходиться в межах 15° і $V_k \approx 2,57$ м/с.

Підвищення від 20° до 60° призводить до зниження L_p з 0,15 м до 0,05 м. Це

свідчить про те, що шлях очищення коренів скорочується за рахунок роликів на штангах на круто нахилених конвеєрах. Зміна напрямку зростання V свідчить про те, що V має мінімум при $\gamma = 40^\circ$. Це можна пояснити тим, що при злегка нахилених вітрилах радіус польоту корінців більший, який, у свою чергу, зменшується із зростанням. Зменшення L_p із збільшенням супроводжується зменшенням компонента вільного падіння внаслідок дії сили тяжіння, а отже, V_u . Однак, коли це зроблено $\approx 40^\circ$ і подальше його збільшення - більш виражене зниження значення L_p , що свідчить про те, що траєкторія кореня йде під меншим кутом за

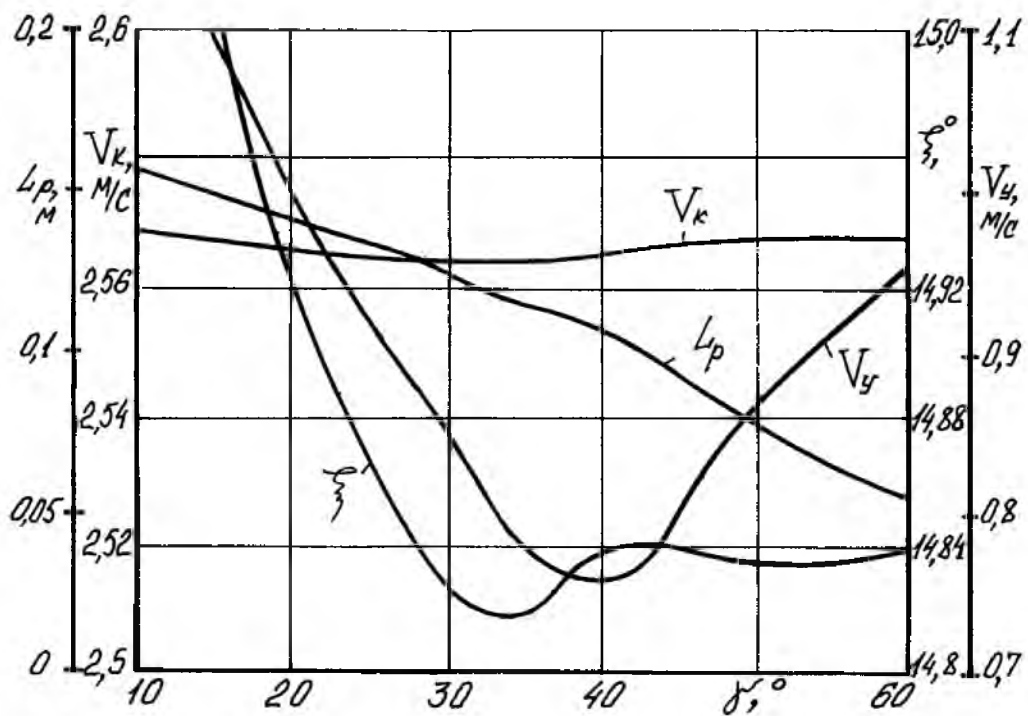


Рис.2.6. Залежності впливу кута γ нахилу стрижневого пояса на горизонт швидкості відриву кореня скребка V_k , його початкового кута ξ а також довжина польоту L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном вертикальна площина і разом з нею складова напрямку її руху під впливом $G = mg$ починає різко зростати, що викликає збільшення значення V_u .

Оскільки всі значення досліджуваних параметрів були в допустимих межах при зміні від 20° до 60° і цей коефіцієнт не регулюється, при проведенні експериментальних досліджень і виведенні аналітичних залежностей для

розробки методів побудови таких заготовок необхідно змінювати інші контрольні параметри для збільшення значення L_p і, як наслідок, кращого очищення коренів

Нерівномірність параметра пояснюється тим, що цей принцип транспортування може бути реалізований під час очищення коренеплодів для різних типів бурякозбиральних комбайнів, стрижневих конвеєрів, розташованих під різними кутами до горизонту.

Кут лінії, що з'єднує вісь роликів з площиною лопати, важливий для типу переміщення кореня в технологічному каналі сепараторного конвеєра зі штоками, оскільки цей параметр регулюється. Змінити залежності $\beta = f(V_k; \xi; l_p; V_{uy})$.

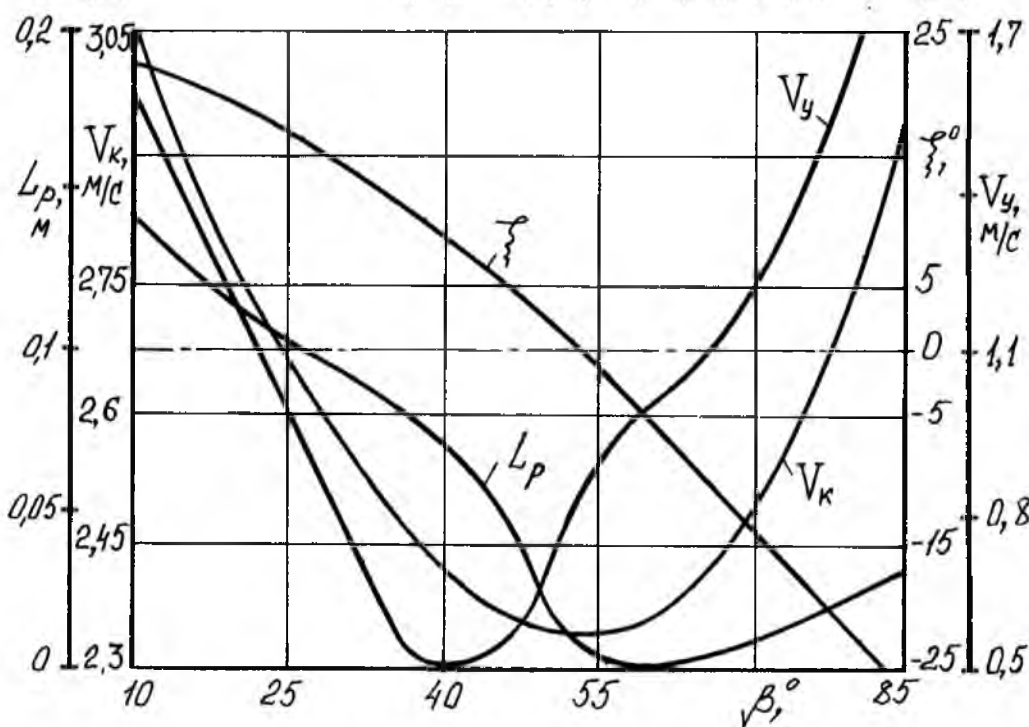


Рис. 2.7. Залежно від впливу кута нахилу лінії, що з'єднує осі роликів на рівні тканини, яка буде підтримувати швидкість відриву кореня від попатки V_k , його початковий кут ξ а також довжина польоту L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном.

Аналіз рис. 2.7. виявив, що збільшення розміру β від 10° до 85° зменшується абсолютне значення початкового кута катета ξ від 25° до -25° . Негативні значення ξ вкажуть, коли це буде зроблено $\beta = 52^\circ$ напрямом

опускання буряків паралельно рівню ножа і з подальшим збільшенням кута β корінці спрямовуються до полотна, що повинно призвести як до зниження величини L_p , так і до збільшення швидкості взаємодії їх дії V_u зі штангами конвеєра. Це підтверджується характером зміни L_p і V_u (рис. 2.7.).

Щоб забезпечити інтенсивне очищення коренів з розумними пошкодженнями, рекомендується кут β вибрати між $15^\circ \dots 20^\circ$.

У цьому інтервалі $V_y = 1,5 \dots 1,1$ м/с. $A_L = 0,13 \dots 0,11$ м кут вибору β менше 15° призводить до перевищення $V > 1,5$ м/с, що може призвести до пошкодження коренів, а якщо так $\beta > 20^\circ$ зменшується шляхом рафінування, що не покращує відділення цукрових буряків.

Збільшення лінійних швидкостей конвеєрної стрічки V_T визначає збільшення абсолютних значень усіх досліджуваних параметрів V_k ; ξ ; L_p ВК.

З графічного аналізу залежностей можна сказати, що допустима лінійна швидкість конвеєрної стрічки зі стану без кореневого зносу ($L_p \leq 0,4$ м та $V_y \leq 1,5$ м/с) є $OT \leq 2,5$ м/с.

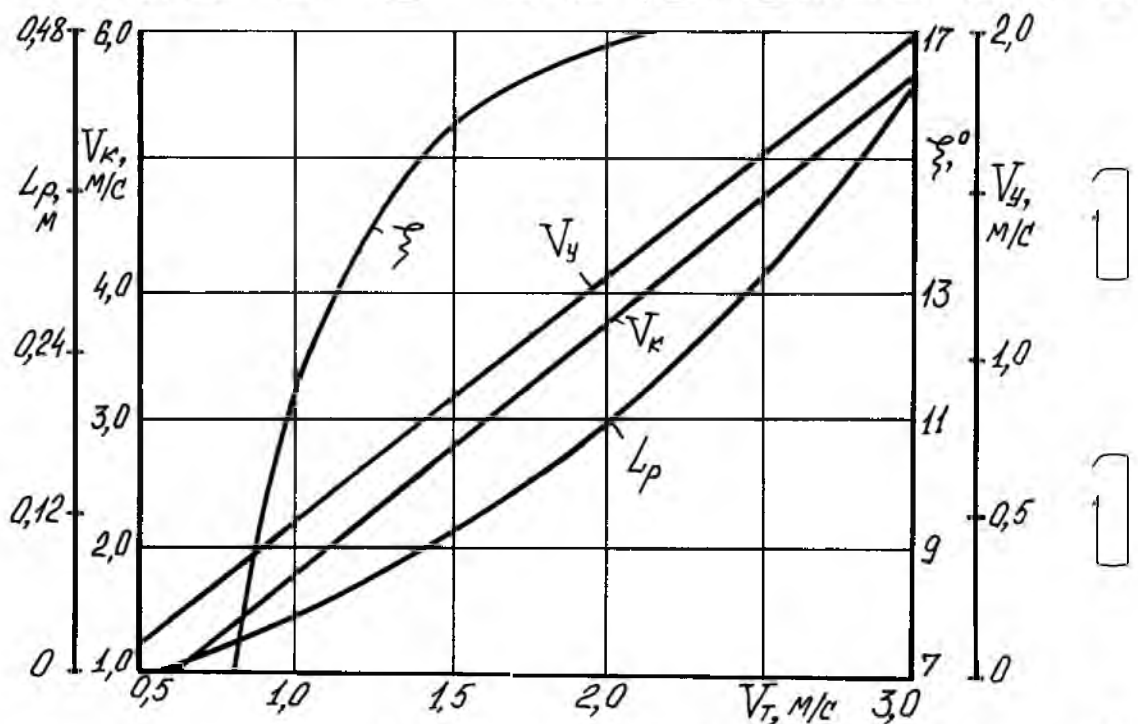


Рис.2.8. Залежність впливу лінійної швидкості V_T конвеєра від швидкості відділення кореня від лопатки V_k , його початкового кута ξ а також довжина польоту L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном

Однак, згідно з відомими дослідженнями, гранично допустимі лінійні швидкості штангових транспортерів не перевищують 1,5...2 м/с. Тому лінійна швидкість скребка конвеєрної стрічки не є обмежуючим фактором, а найкращий ступінь відокремлення коренів досягається при $V_T = 1,5 \dots 2$ м/с.

Висота коренів над Н-подібним лезом не є контрольованим фактором, але при їх розділенні можливі випадки, коли коріння лежать один на одному, що призводить до надмірного дряпання скребоків і збільшення пошкодження.

... Отже, з графічного аналізу залежностей $H = f(V_k; \xi; L_p; V_u)$, які, очевидно, описані, полягає в тому, що збільшення значення H від 0 до 0,1 м призводить до збільшення досліджуваних параметрів і $H \geq 0,07$ м можливе пошкодження коренів.

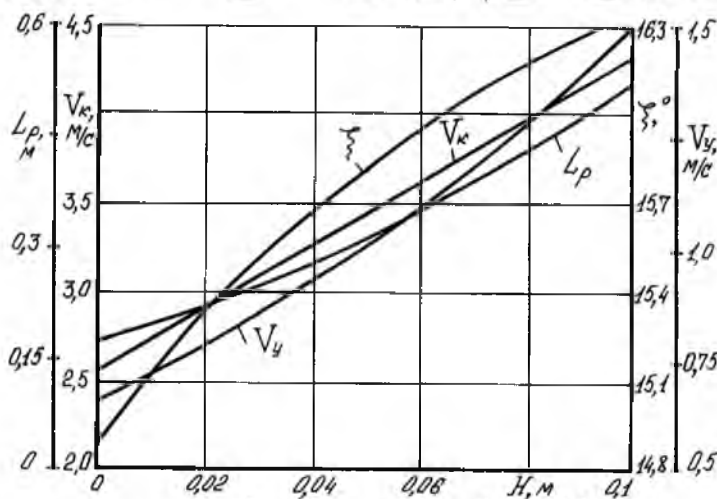


Рис.2.9. Залежність впливу висоти H розташування коренеплодів на полотні від швидкості відриву коренеплодів ракелем V_k , його початкового кута ξ а також довжина польоту L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном.

Оскільки значення L_p перевищує 0,4 м, то швидкість взаємодії коренів з полотном становить 1,2 м/с, що не перевищує допустимих значень V_u .

Як показує аналіз впливу радіуса кореневої системи R_k на величину варіації V_k ; ξ ; L_p і V_y (рис. 2.10), а дослідження показали, що для максимально можливих

великі корені з $R_k = 100$ мм, значення L_p і V_y не перевищують допустимих меж. Таким чином, можна стверджувати, що значення R_k не є фактором, який міг би обмежити вибір конструкції та кінематичних параметрів стрічки сепаратора подрапин.

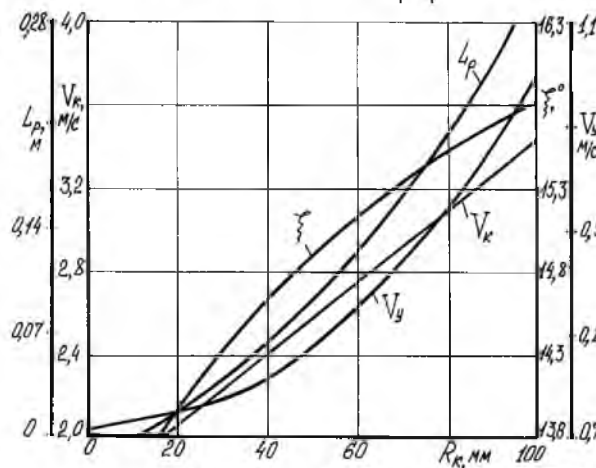


Рис. 2.10. Залежність впливу радіусу R_k на коренеплід від швидкості зняття коренеплоду ножем V_k , його початкового кута ξ а також довжина польоту L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном

Аналіз впливу умов роботи конвеєра, який характеризується низьким коефіцієнтом тертя (агрофізичні властивості ґрунтів і кореневих палів), показав (рисунок 2.11), що в реальних значеннях коефіцієнта тертя 0,4 .. 0,6, абсолютні значення L_p і V_y знаходяться в допустимих межах. Слід зазначити, що при використанні коренезбиральних комбайнів у сухих ґрунтах і кліматичних умовах, що характеризуються високим коефіцієнтом тертя є можливість регулювати контрольовані параметри (L ; β ; L_{pyni}) збільшити ступінь відокремлення кореневого скупчення, оскільки значення L_p і V_y незначні.

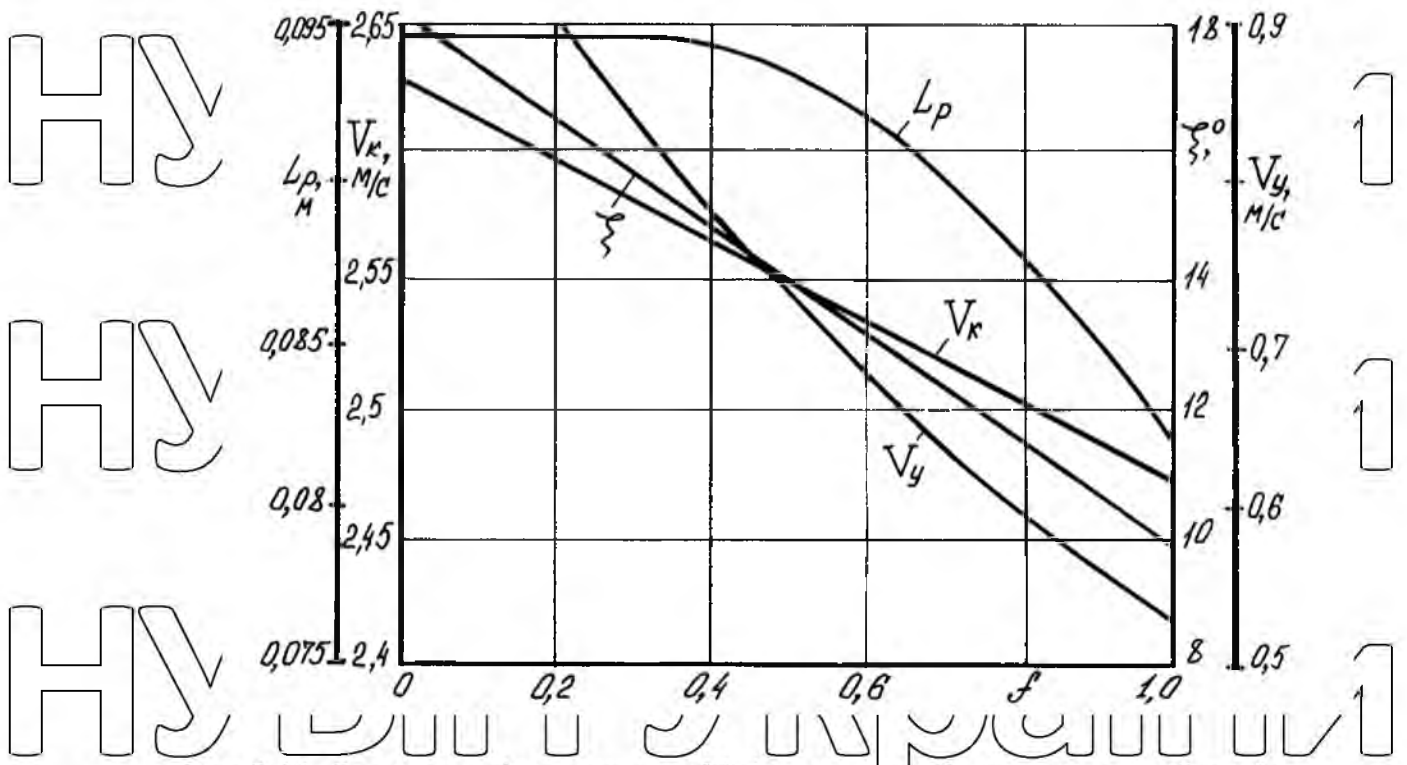


Рис.2.11. Залежності впливу коефіцієнта тертя f пари лап скребка від

швидкості, з якою нога скребка V_k , її початковий кут ξ а також довжина

ноги L_p і швидкість V взаємодії удару з полотном.

На основі проведених випробувань визначено раціональні параметри та режими роботи сепарційного конвеєра, які необхідно перевірити в

лабораторних умовах. У цьому випадку можливе використання кореневого

колектора як лабораторного вузла, на штоку якого закріплені пари регульованих роликів. Корінний шлях можна визначити візуально або за допомогою високшвидкісного запису (відеокамера).

Експериментальні дослідження дадуть змогу змінити розрахункові

залежності для розробки практичних рекомендацій щодо вибору раціональної конструкції та кінематичних параметрів скреперних стрічкових сепараторів з урахуванням їх кута нахилу в компоновці бурякозбирального комбайна.

2.3. Конструктивні розрахунки параметрів очисного транспортера

При проектуваннях скребкового очисника з криволінійними розташуваннями пруткових полотен необхідно врахувати додатковий силовий фактор, який виникає при елементі робочих органів від проходжень навантаженим скребком колових секторів перед викиданнями коренеплода на пруткові полотна. Таке навантаження буде виникати, як на самому скребку, так і на прутку, до якого закріплені основи скребка.

Переважні більшості сучасної коренезбиральної машини обладнані скребковим транспортером, в яких пруткові основи закріплені до бокового гумово-кордового паса. В такій конструкції пруток через проміжну пластину заклепає до паса. Оскільки навантаження на скребок та відповідно пруток є досить суттєвим при роботах машини на полі з великими врожайностями коренеплода (460-700 ц/га), то додаткове навантаження може призвести до виривань заклепочного з'єднання між прутком та полотнами.

Для уникання цих недоліків нами запропоновані схеми закріплення скребка до пруткових полотен, яка зображені на основі скребка 2 охоплюється дві суміжні прутка 3. До основ закріплюється скобоподібна пластина 4, загнута в кінцях і яка розташована із зазорами "К" під наступними, в напрямках рухів полотен, прутками. Скобоподібна пластина встановлена по периферіях кожних груп скребка.

В процесах переміщення коренеплода по криволінійних трасах на скребок додатково будуть діяти сили, що призводитимуть до прогинань прутка. Такі повертання обмежуватимуться входженнями в контакти загнутого кінця пластини з наступними прутками, що забезпечать розподілення навантаження на більшій кількості прутка та відповідно буде зменшувати зусилля на розривання заклепочного з'єднання прутка з полотнами. Для встановлених взаємозв'язків між конструктивним параметром скребка, полотен, траєкторіями трас та зазорами "К" звернемося до розрахункових схем. В процесах огинання полотнами ролика з між центровими відстаннями l Коріолісові сили виникають на поверхнях скребка

при проходженнях ним колових секторів навколо роликів. При розрахунках величин "К" розглядаємо два різних варіанти.

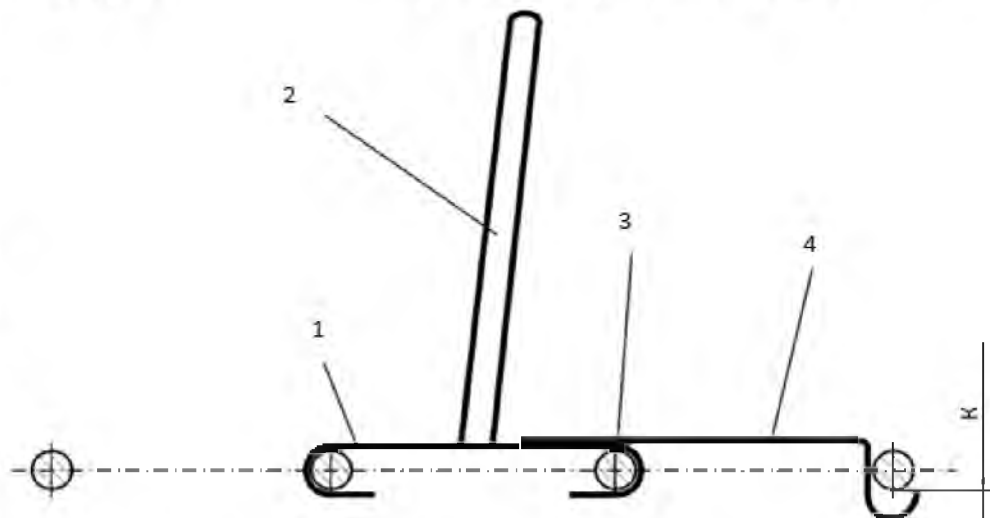


Рис. 2.12. Схеми закріплення скребка до пруткових полотен

Перші варіанти, коли відстані між прутком h' будуть менші ніж довжини колових секторів з кутами α охоплення полотнами роликів. Тобто $\varphi \leq \alpha$, де φ - кути, що визначають сектори між двома прутками, яке розташоване на поверхнях роликів

$$\varphi = \frac{h'}{(R_p + \Delta)} \cdot \frac{360^0}{2\pi} \leq \alpha, \quad (2.41.)$$

де R_p - радіус роликів; Δ - товщини гумово-кордового пасу, до якого закріплений скребок.

На схемах послідовність розташовування прутка, до якого кріпляться основи скребка та наступні прутки, що взаємодіють з пластиною у відповідності позначаються 1'; 2 і 3' кроками між прутком h'

В цих випадках зазори К визначаються

$$K = \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + h^2} - (R_p + \Delta) \quad (2.42.)$$

Кути охоплення полотнами роликів α визначаються з різниці $\alpha = \beta - \gamma$, де β - кути нахилів полотен до горизонтів в зонах між роликів, γ - кути нахилів

полотен до горизонтів на прямолінійних трасах транспортування коренеплода.

Кути β визначаються

$$\beta = \xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l}, \quad (2.43.)$$

$$\alpha = \xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l}, \quad (2.44.)$$

де ξ - кути розташовування ліній, що з'єднують центр ролика до горизонтів. Дані кути задаються конструктивними при проектуваннях даних сепараторних транспортерів, аналогічно і кути γ .

Такими чином, при підборах конструктивного параметру скребкових полотен і траєкторій трас транспортувань необхідно, для даних варіантів, користуватися залежністю.

Розглядаємо другі варіанти, коли $\varphi > \alpha$.

На схемах послідовність розташовування прутка, до якого кріпляться основи скребка та наступного прутка, що взаємодіють з пластиною відповідно позначаються 1'; 2 і 3' з кроками між прутком h .

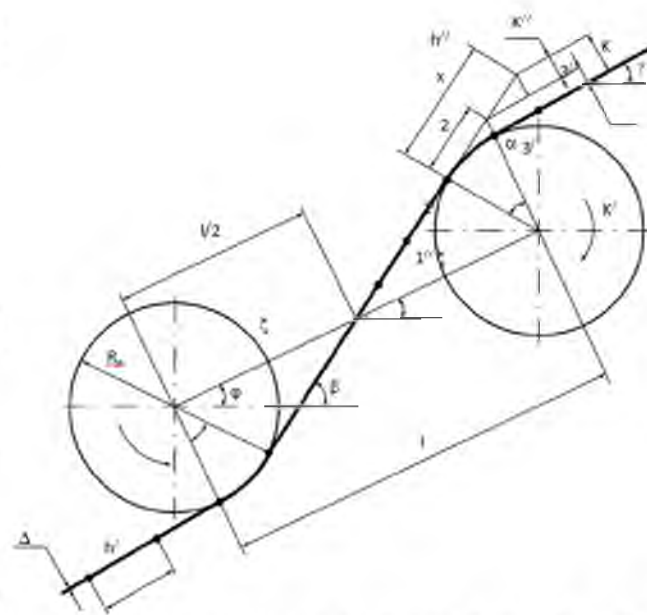


Рис. 2.13. Схеми для розрахунків конструктивного параметру основ скребка пруткових полотен

В цих випадках зазори K визначаються як суми $K' + K''$, де K' - складові величини зазорів K на секторах дуг охоплення циліндром роликів;

K'' - складові величини зазорів K на прямолінійних участках.

Складові K' будемо визначати з врахувань кутів α , які розраховуються за виразом. Довжини дуг X , охоплених кутами α визначаються

$$X = \alpha(R_p + \Delta) = \frac{2\pi}{360} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) (R_p + \Delta), \quad (2.45.)$$

Тоді K' розраховуються за виразами

$$K' = \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + \left(\frac{2\pi}{360} \left[\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right] \cdot [R_p + \Delta] \right)^2} - (R_p + \Delta) \quad (2.46.)$$

Складові K'' зазорів K визначаються

$$K'' = (h'' - x) \sin(\beta - \gamma) = \left(h'' - \frac{2\pi}{360} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) [R_p + \Delta] \right) \sin \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right). \quad (2.47.)$$

З врахуваннями та в кінцевих випадках отримуємо

НУБІП УКРАЇНИ

$$K = \sqrt{(R_p + \Delta)^2 + \frac{2\pi}{360} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) (R_p + \Delta) - (R_p + \Delta) + h'' - \left(\frac{2\pi}{360} \left(\xi + \arcsin \frac{2(R_p + \Delta)}{l} - \gamma \right) \right) (R_p + \Delta)} \quad (2.48.)$$

На основах аналізів на ПК аналітичної залежності побудовано графічну залежність величин зазорів K між прутками та скобоподібними пластинами від радіусів роликів R_p ; відстань між роликом l ; загальних кутів нахилів полотен γ і кутів нахилів полотен β між роликом.

В процесах досягання меж змінного параметру відповідно становить:
 $R_p = 60 \dots 70$ мм; $\xi = 16 \dots 40^\circ$; $\gamma = 30 \dots 75^\circ$; $l = 160 \dots 260$ мм.

Оскільки для більшості пруткового полотна бурякозбиральної машини між пруткові відстані вибираються з умов кондекційного коренеплода, то параметри h залишалися незмінними та надавали їм значень 40 мм. Величини Δ становили 15 мм (усереднені значення товщин гумово-кордового пасу). При досліджуванні одних з параметру інший залишався незмінним і їх абсолютне значення становило: $R_p = 61$ мм; $\xi = 30^\circ$; $\gamma = 45^\circ$; $l = 200$ мм.

З аналізів графічного встановлені, що при збільшуванні радіусів роликів R_p від 50 до 80 мм призведе до зменшення величин зазорів K від 11 до 9 мм. Причому для найбільшого розповсюджененого ролика з діаметрами 120 мм, яке застосовується для бурякозбиральної машини величини зазорів K станове 10 мм. Для між роликівих відстаней до 240 мм, а також кутів нахилів

$\xi \leq 23^\circ$, величини K повинні вибиратися в межі 10 мм. Для круго нахилоного транспортера з кутами нахилів $\gamma > 50^\circ$, величини K різко починають зменшуватися від 10 до 7 мм при змінах γ від 51° до 66° .

Таким чином, для конструктивного параметру елемент пруткових сепараторних транспортерів у вище вказаній межі зазорів K необхідно вибрати в межі 10 мм. Проте необхідно врахувати, що при збільшенні кутів нахилів транспортерів до горизонтів більші 50° , зазори K при необхідності зменшують з використаннями вище наведеного аналітичного або графічного залежності. В інших випадках положка транспортерів може виникнути до входження скобоподібної пластини з прутком.

Для підтримування деталі, що обертається – колесо служить вісі. Вісі будуть підтримувати колеса та приймати на себе згинаюче навантажування від маси, що прикладені до них (частини мас повністю завантажених розкидачів). Дані вісі нерухомі, а насаджені на них колеса обертаються вільно. Такі вісі сприймають згини з навантаженнями, які змінюються тільки за величинами.

Визначаємо діаметри вісі колісних пар. Для розрахунку приймаємо максимальні сили, які діють на вісі, $P = 2195$ кг, та довжини вісі $l = 97$ мм.

Складемо схеми для розрахунків вісі (рис 2.2.). Прийmemo точки в яких прикладені сили P посередині між опорою (підшипником) одні кінці вісі приварені до балансирів. Дані вісі будемо розглядати як консольні балки які одними кінцями жорстко закріплені та навантажені силами.

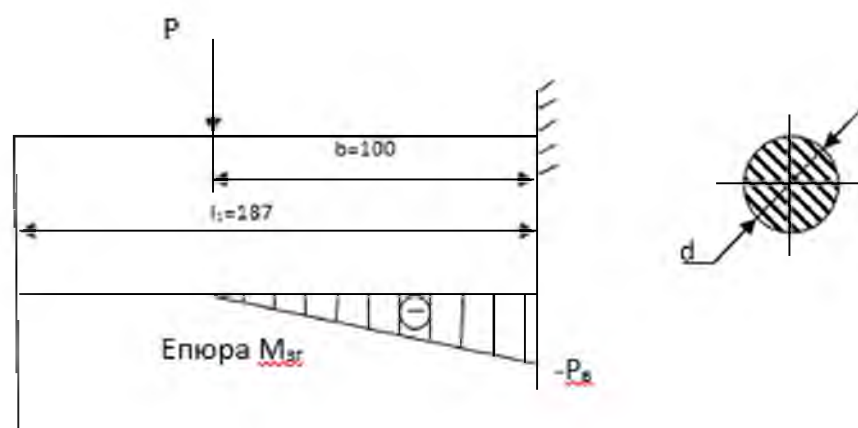
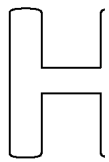


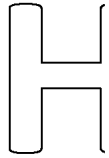
Рис.2.14. Схеми для розрахунків вісі



При застосовуванні метода перерізу та використовуючи правила знаків будемо знаходити, що на відрізках I згинаючі моменти рівні 0.

$$M_{згI}=0.$$

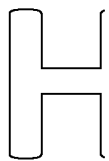
На відрізках II значення згинаючих моментів



$$M_{згII}=-P(x-a)$$

$$\text{При } x=a \quad M_{згII}=0;$$

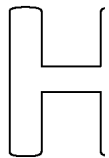
$$\text{При } x=b_1 \quad M_{згII}=-Pb_1;$$



Максимальні згинаючі моменти виникають в місцях защемлювання консолей.

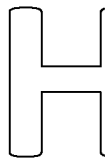
$$M_{зг} = P \cdot b = 2195 \cdot 100 = 21,95 \cdot 10^4 \text{ кг} \cdot \text{мм}.$$

За характеристиками навантажування виберемо матеріали для виготовлення вісі. Приймання сталі 35 з механічною характеристикою:



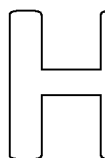
$$\sigma_B = 5400 \text{ кг/см}^2; \quad \sigma_T = 3200 \text{ кг/см}^2.$$

Визначимо допустимі напружування згинів для пульсуючих циклів, оскільки необхідно врахувати можливе коливання навантажування.



По таблицях 39 [7] приймемо для сталей 35 допустимі напружування для пульсуючих циклів $[\sigma_p]_k = 950 \text{ кг/см}^2$.

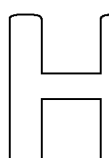
Визначимо діаметри вісі в небезпечних перерізах.



Моменти опорів згинів розрахункових перерізів вісі

$$W_{зг} \geq M_n / [\sigma_o]_k.$$

Для суцільних вісей



де d – діаметри вісі

$$W_n = \frac{\pi d^3}{32}, \quad (2.49.)$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_n}{0,1[\sigma_0]_k}} = \sqrt[3]{\frac{21950}{0,1 \cdot 950}} = 61,4 \text{ мм.} \quad (2.50.)$$

Прийmemo $d=63$ мм.

При більших точних визначеннях допустиме напруження діаметрів вісі

можна трошки збільшувати та приймати $d=65$ мм.

Коли розмір вісі відомий необхідно проводити перевірочні розрахунки напружування згинів та порівнювати їх з допустимим.

$$\sigma_n = \frac{M_{II}}{0,1d^3} < [\sigma_0]_k \quad (2.51.)$$

$$\frac{M_{II}}{0,1d^3} = \frac{21950}{0,1 \cdot (6,5)^3} = 801 \text{ кг/см}^2 \quad (2.52.)$$

Умови міцностей виконуються, оскільки $801 \text{ кг/см}^2 < 950 \text{ кг/см}^2$.

Перевіряння вісі на жорсткість проводяться для відповідної конструкції при цьому визначаються максимальні прогини. Умови жорсткостей $f_{\max} \leq [f]$,

де f_{\max} – максимальні прогини (стріли прогинів);

$[f]$ – допустимі стріли прогинів.

Прийнято $[f] = (0,001-0,003)l$, де l – відстані між опорою $[f] (0,1-0,3)$ мм.

Максимальні прогини вісі в площинах дій сил P визначимо за виразом

$$S_{\max} = \frac{Pl^3}{3EI} = \frac{2195 \cdot 10^3}{3 \cdot 2,1 \cdot 10^7} = 0,3 \text{ мм,} \quad (2.53.)$$

де E – модулі пружностей матеріалів, для сталей вони рівні $E = 2,1 \cdot 10^6$

кг·см²

Нерухомі вісі, напружування в яких змінюються за пульсуючими циклами, розраховуються на витривалість за наступними формулами

$$n = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a \left(\frac{k_\sigma}{\varepsilon \beta} + \psi \sigma \right)} \geq [n] \quad (2.54.)$$

де σ_{-1} – границі витривалості при згинах;

$$\sigma_{-1} = (0,1-0,45) \sigma_\beta = 2160-2430 \text{ кг/см}^2;$$

σ_a – амплітуди циклів при згинах;

$$\sigma_a = \sigma_H = -950 \text{ кг/см}^2;$$

k_σ – ефективні коефіцієнти конструкцій напружування, $k_\sigma = 1,1$;

ε – масштабні фактори, тобто коефіцієнти, що враховують впливи розміру перерізів вісі на їх міцність $\varepsilon = 0,78$;

β – коефіцієнти зміщування, $\beta = 1$;

Ψ_δ – коефіцієнти, що враховують впливи асиметрій циклів напружувань вісі при згинах, $\Psi_\delta = 0,05$;

$$n = \frac{2400}{950 \cdot \left(\frac{1,1}{0,78 \cdot 1} + 0,05 \right)} = 1,8. \quad (2.55.)$$

Допустимі коефіцієнти запасів втомлюваності міцностей $[n]$ приймають в залежностях від призначення вісі в границі $[n] = (1,5-2,5)$.

Виходячи з цього, визначені вище діаметри вісі в небезпечних перерізах $d = 65$ мм, розрахунками вісі на статичні міцності забезпечать також їх витривалість.

2.4. Проведення розрахунків для підшипника ковзання

Опора обертової вісі називається підшипником. В залежностях від роду тертя, які розвиваються в підшипнику розрізняються підшипник ковзання, де опорні поверхні вісі ковзають по робочих поверхнях підшипників, та підшипник кочення, де спостерігаються тертя коченнями

завдяки при застосовуванні кульки чи ролика між опорною поверхнею вісі та підшипників.

Будемо вибирати підшипник ковзання з режимами роботи при рідинних тертях, оскільки режим тертя в підшипниках забезпечить його зносостійкість, опори зайдань вісі в ньому не високі та високі к.к.д підшипників.

Для отримання рідинних тертів застосовується підшипник з гідродинамічним мастилом.

Розраховуємо підшипники ковзання з рідинними тертями при наступних вихідних даних:

- діаметри цапф вісі $d=50\text{мм}$;
- радіальні навантаження на підшипники $P=2195\text{ кг}$.

Матеріали для вкладишів підшипників приймаємо поліаміди ливарні 610 за ГОСТ 10589-73. Обробказначається для цапф вісі $R_a1,6$, а для вкладишів $R_a3,2$ (ГОСТ 2789-73).

Для визначання довжин цапф (вкладишів підшипників) l приймаємо

$$\varphi=l/d=1,2 \quad (2.56.)$$

При цьому довжини цапф

$$l=\varphi \cdot d=1.2 \cdot 50=60\text{ мм} \quad (2.57.)$$

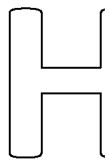
Перевіряємо підшипники по серійних тисках

$$P_c = \frac{P}{d \cdot l} = \frac{2195}{5 \cdot 6} = 73\text{ кг}\cdot\text{см}^2, \quad (2.58.)$$

що для нашого варіанта є допустимі.

Оскільки дані підшипники не працюють при обертанні, то швидкість ковзань (колові швидкостя цапф) будуть рівні нулю.

Розрахуємо підшипники на рідинні тертя.

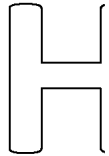


Приймаємо відносні зазори в підшипниках $\psi=0,004$;

Визначаємо гідродинамічні вантажопідйомності підшипників при товщинах мастильних шарів $h_0=8$ мкм.



Визначатимемо масштабні параметри.

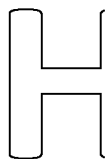


$$B_1 = r \cdot \sqrt{\frac{2h_0}{\psi_r}} = 25 \cdot 10^3 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot 8 \cdot 10^{-6}}{0.004 \cdot 25 \cdot 10^3}} = 10 \cdot 10^{-3}, \quad (2.59.)$$

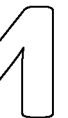


де $h_0=(1 \div 1,4)h_{\min}=8$ – товщини мастильних шарів в перерізах.

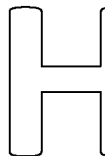
Гідродинамічні параметри



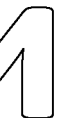
$$C_1 = \frac{\psi_r}{h_0} - 1 = \frac{0.004 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}{8 \cdot 10^{-6}} - 1 = 11,5. \quad (2.60.)$$



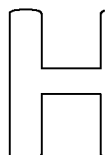
Основні параметри режимів



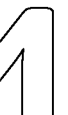
$$\beta = \frac{6\mu_0 v_r}{h_0^2} \cdot \sqrt{\frac{2h_0}{\psi_r}}. \quad (2.61.)$$



При враховуванні, що $\beta = 6,4 \cdot 10^6 \text{ кг/м}^2$, а $E = 17 \cdot 10^7 \text{ кг/м}^2$,

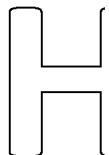


$$C = \frac{\delta \cdot \beta}{h_0 \cdot E} = \frac{7 \cdot 10^{-3} \cdot 6,4 \cdot 10^6}{17 \cdot 10^7 \cdot 8 \cdot 10^{-6}} = 32,9, \quad (2.62.)$$



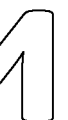
де δ – товщини вкладишів $\delta=7$ мм.

За знайденим значенням C та C_1 з відповідних графіків - знайдемо



$P=1,01$, яке буде витримувати підшипники.

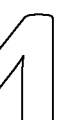
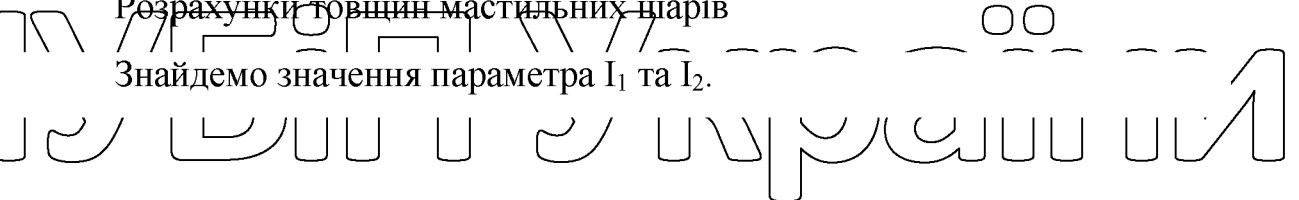
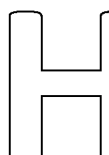
Загальна навантажування.

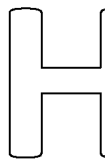


$$P_1 = 6,4 \cdot 10^6 \cdot 10 \cdot 10^{-3} \cdot 1,01 \cdot 60 \cdot 10^{-3} = 2496 \text{ кг.}$$

Розрахунки товщин мастильних шарів

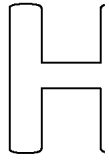
Знайдемо значення параметра I_1 та I_2 .





$$I_1 = \frac{6\sqrt{2}\delta\mu_0 v}{E\psi^3 r^2} = \frac{6\sqrt{2} \cdot 7 \cdot 10^{-3} \cdot 0,0016}{17 \cdot 10^7 \cdot 0,004^3 \cdot 25^2 \cdot 10^{-6}} \approx 0,02;$$

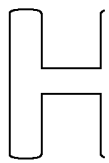
$$I_2 = \frac{P_1 \psi^2}{12\mu_0 vL} = \frac{2496 \cdot 0,004^2}{12 \cdot 0,0016 \cdot 60 \cdot 10^{-3}} \approx 5,38. \quad (2.63.)$$



З відповідних графіків знайдемо $I_3=14$. Визначимо товщини мастильних шарів.

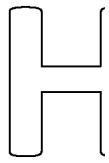
$$h_o = \sqrt[3]{\left(\frac{P_1 \cdot \delta}{E \cdot I_3 \cdot 1}\right)^2 \cdot \frac{\psi}{2r}} = \sqrt[3]{\left(\frac{2496 \cdot 7 \cdot 10^{-3}}{17 \cdot 10^7 \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 14}\right)^2 \cdot \frac{0,004}{2 \cdot 25 \cdot 10^{-3}}} = 2,6 \cdot 10^{-6} \text{ м.}$$

(2.64.)

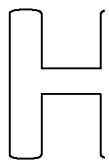


Для розрахунків температур мастильних шарів, попередньо визначаємо середні в'язкості мастил

$$\mu_0 = \frac{P_1 \cdot h_o \cdot \psi}{12 \cdot v_r \cdot 1 \cdot P} \quad (2.65.)$$



$$\mu_0 = \frac{2496 \cdot 2,6 \cdot 10^{-6} \cdot 0,004}{12 \cdot 25 \cdot 10^{-3} \cdot 60 \cdot 10^{-3} \cdot 1,01} = 0,0024 \text{ сек/м}^2.$$



За графіками залежностей в'язкості оливи знайдемо середні температури оливи $t=43^\circ\text{C}$.

Для підшипників назначаємо олму індустріальну 22 (в'язкість оливи при робочих температурах 48°C $M_o=0,0016$).

РОЗДІЛ 3 РОБОЧІ КОНСТРУКЦІЇ ТРАНСПОРТЕРІВ

СЕПАРАТОРИЙНОГО ОРГАНУ

3.1. Схеми робочого органу конструктивної транспортно очисної бурякозбиральної та іншої машини

Вибори оптимального конструктивного та кінематичного параметру транспортно-сепаруючого робочого органу в певній мірі зможе підвищувати технічні рівні коренезбиральної машини. Однак, для більш суттєвих покращень якісного показника роботи бурякозбиральної машини необхідно

проводити докорінні модернізації технологічного вузла, яке повинно базуватись для наступних принципів:

- збільшення площі робочої поверхні агресивного сепаратора;
- зменшування жорсткості робочої поверхні сепаратора шляхами

застосовування еластичного матеріалу:

➤ надійні відведення ворохів від периферійної зони транспортуючого робочого органу, де відбуваються заземлювання та зминання коренеплода між щитком та активною робочою поверхнею;

- забезпечити плавні переходи ворохів коренеплода з одних робочих органів на інші без ривка та ударного навантажування.

Запропонований напрямок частково можна вирішувати

конструктивними шляхами. Як відомо, роторний очисник характеризується найбільш високою сепаруючою властивістю, однак дуже сильно

пошкоджуються коренеплоди. Одними з факторів, які призводять до підвищених травмувань коренеплода цукрового буряка є зони переходів між ротором. Для уникнень таких негативних явищ розроблені транспортно-

очисники коренеплода (Рішенням НДЦІЕ Держпатенту України про видачі

патентів на винаходи по заявках №98105212 від 02.10.1998р, МПК А01D 33/00), які складаються з двох однакових на вигляд переднього ротора-

підбирача 1, та встановлений під ними з перекриттями передавальних роторів

2. Ротор виконаний у вигляді основ, до яких кріпиться радіальний штрих 3,

охопленій по периферіях решіткою 4.

НУБІП України

НУБІП України

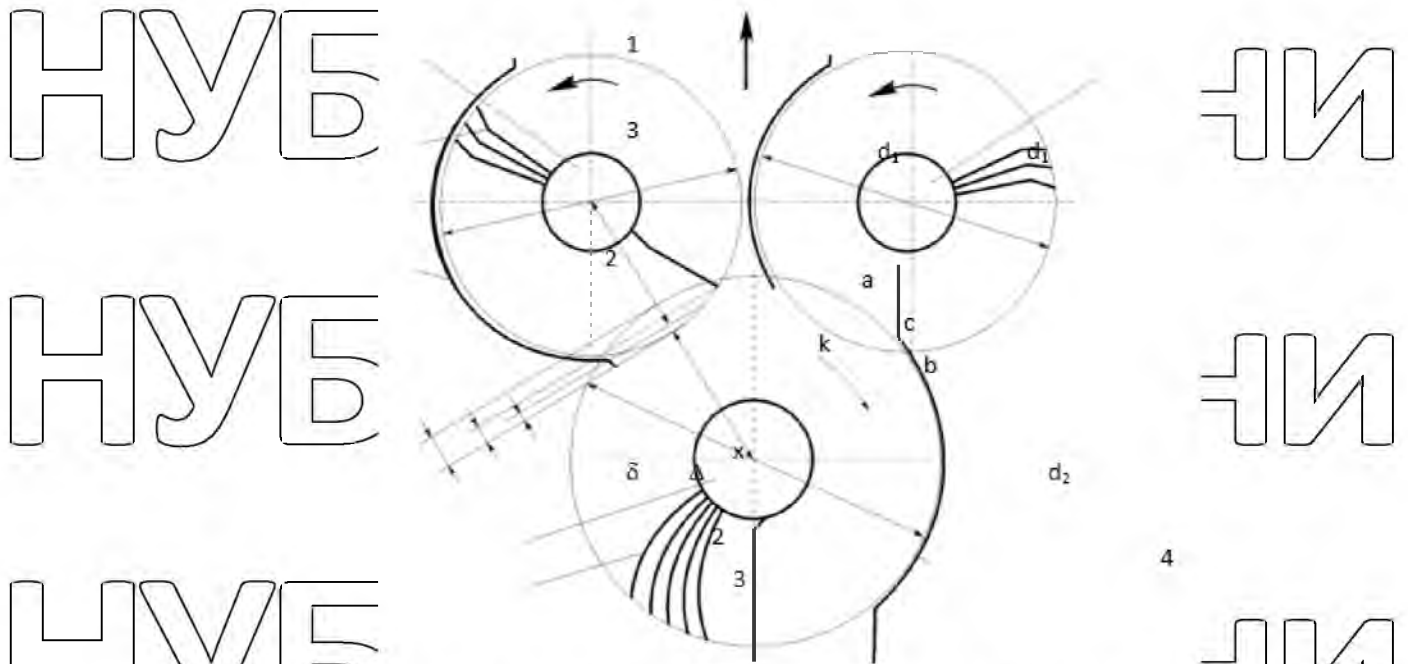


Рис.3.1. Трироторні транспортери-онисники коренеплода

Передаточне відношення між передніми роторами-підбирачами та передавальним ротором визначається за залежністю:

$$i = \frac{d_2 - 2(\delta - x)}{d_1 - 2x} \quad (3.1.)$$

де d_1 та d_2 – у відповідності діаметр переднього ротора-підбирача та передавальних роторів;

δ - висота для перекриття між ротором;

x - висоти середніх частин зон переходів коренеплода роторів-підбирачів на передавальні ротори.

Підбирання, транспортування та очищення коренеплода здійснюються при допомозі ротора підбирача. Далі коренеплід передається на передавальні ротори, які транспортують їх до зон вивантажування. Потоки коренеплода переміщуються штрихом, периферії яких обмежені решітками для уникнення випадання коренеплода з технологічних зон.

Зони переходів коренеплода з ротора-підбирача на передавальні ротори зображені на рис.3.2. секторами " k_{mm} ". Довжини цих секторів вказані

штриховими лініями “ k_n ”, а висоти “ Δ ” рівні третім частинам висоти перекриттів “ δ ”, $\Delta = \delta/3$.

Оскільки переходи коренеплода з ротора-підбирачів на передавальні ротори здійснюються по дугах “ k_{mn} ”, то для співпадінь лінійної швидкості

штрихів ротора 1 та 2 в зонах переходів коренеплода за умовні точки зачеплювання приймаємо т. С, яка буде лежати посередині висот “ Δ ” дуг “ k_{mn} ”.

Для найменших пошкоджень коренеплода та плавних переходів їх з ротора-підбирача по передавальній лінії швидкості штрихи в т. С повинні бути однаковими, що мінімізують пошкодження коренеплода для даних технологічних зон.

На основі проведеного експериментального дослідження встановлено, що одними з основних факторів, які впливають на сильне

механічне пошкодження коренеплода є форми (активні площі) периферійної зони очисника. Збільшення площі сепаруючої поверхні робочого органу з

однієї сторони буде сприяти зменшуванню рівнів пошкодження тлс буряка, однак призведе до зростання матеріаломісткостей очисника. Пошуки

компромісів між даними технічними протиріччями реалізовані в робочих органах пневматичних очисників коренеплода, схеми яких зображені на рис.3.3.

(Рішенням НДЦПЕ Держпатенту України для видачі патентів на винаходи по заявках № 98094907 від 18.09.1998р., МПК А01D 33/08).

НУБІП України

НУБІП України

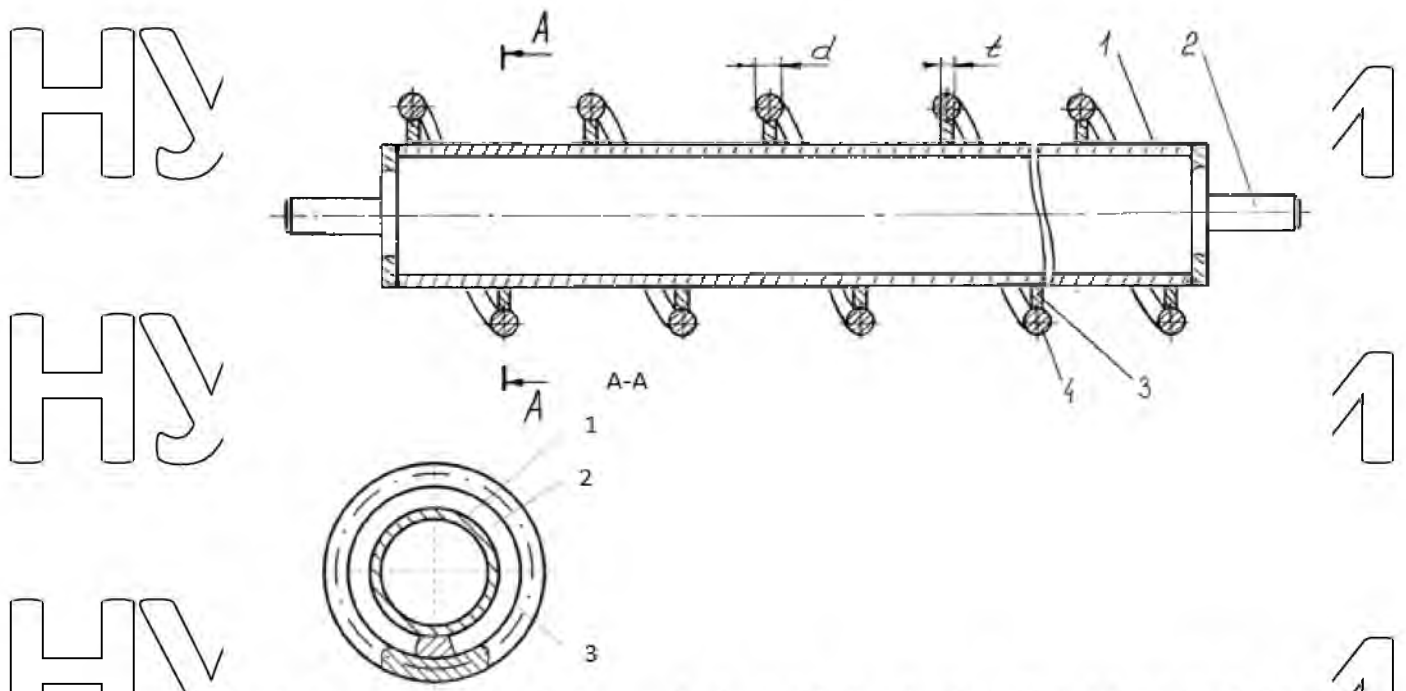


Рис.3.2. Робочі органи шнекових очисників коренеплода

Робочі органи містять трубчаті вали 1 з цапфою 2, на якій закріплені гвинтові спірали виконані у вигляді ступеневих форм, каркасні частини 3 які у поперечних перетинах мають вигляди смугових спіралей та закріплені до трубчастих валів, а до її зовнішніх поверхонь кріпляться робочі спірали 4 круглих поперечних перетинів, діаметри «d» які є більшими ніж товщини «t» каркасних смугових спіралей.

Працюють робочі органи шнекових очисників коренеплода наступними чинами. При обертаннях робочих органів відносно власних вісей в компоновках з іншими шнеками (на рис. не зображений) гвинтові спірали коренеплодів очищають їх від ґрунтів та рослинного залишку. За рахунок того, що гвинтові спірали виконані комбінованими формами, а її периферійні частини мають вигляди круглих поперечних перетинів, діаметри «d» яких є більшими ніж товщина «t» каркасних смугових спіралей, то у відповідності при взаємодіях з коренеплодом робочі органи суттєво зменшують контакт напружування (збільшування активних площ), що відповідно сприяють

зменшенням глибини пошкодження коренеплода. Дані типи робочих органів мають оптимальні металомісткостя, оскільки каркасні частини виконані з товщинами спіралей «t», які є меншими за діаметри «d» зовнішніх спіралей 4, що вигідно відрізняють такі робочі органи від відомого типу.

Для надійних відведень від периферійної зони транспортуючого робочого органу в яких відбуваються заземлювання та зминання коренеплода між щитком та активною робочою поверхнею, розроблені полотна стрічкових транспортерів (Рішенням НДЦПЕ Держпатенту України для видачі патентів на винаходи по заявках № 98105211 від 02.10.1998р., МПК А 01 D 17/10), які зображені на рис. 3.3.

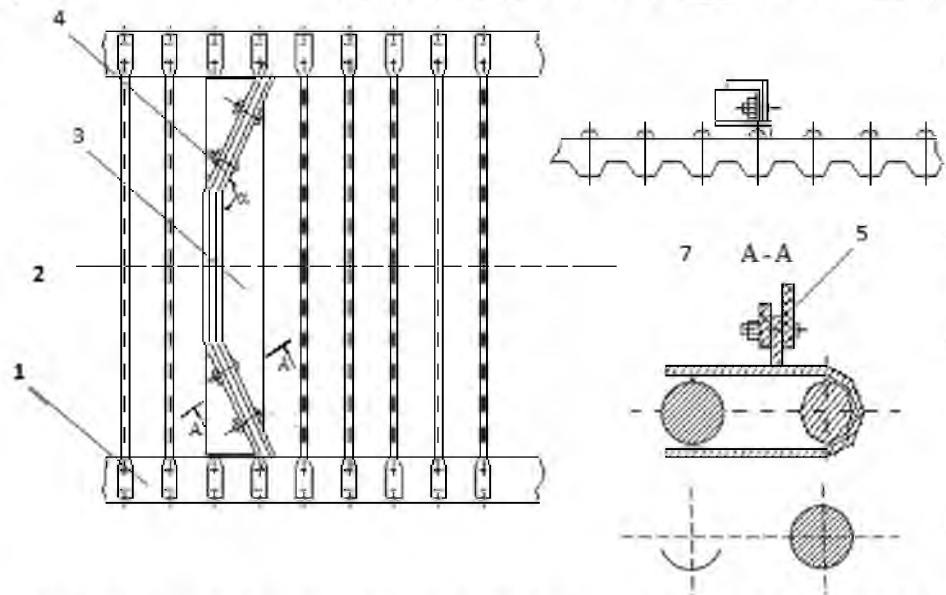


Рис.3.3. Платна пруткових транспортерів

Платна складаються з бокової еластичні стрічки 1 з внутрішнім зацепом, з'єднаною поперечним прутком 2, на якій через фіксуючу скобу 3, що встановлена на двох суміжних прутках, закріплено вертикальний активізатор 4, виконаний у вигляді ступеневих форм, центральні частини яких розташовані паралельно до прутка, а бокова частина - похила, причому зі сторони робочих зон бокова частина утворює тупі кути «с» з центральними. Вертикальний активізатор виконаний з металевій пластини 6, до якої по боках закріплено еластичну стрічку, причому еластичні стрічки 5, які розташовані з

робочих сторін виконані з більшої висоти ніж еластичні стрічки 7, що закріплені з протилежних сторін металевих пластин.

При переміщуванні полотен активізатор забезпечує транспортування коренеплода на похилій ділянці. За рахунок того, що активізатор виконаний у вигляді ступеневих форм коренеплід концентрується в центральній частині полотен, що виключають їхнє заземлювання, а отже і травмування між боками активізатора та щитком транспортера. Виконання активізатора центральних металевих пластин та бокової різновисокої еластичної стрічки забезпечують гарантовані подачі матеріалів при їх мінімальних пошкодженнях, оскільки передні стрічки, прогинаючись, забезпечують повне (по контурах) охоплення металевих пластин еластичними матеріалами.

3.2. Оптимальний параметр при виборі подальшого досліджування бурякозбиральної машини

Одними з найбільш невивченого питання для теоретичного досліджування процесу сепарації коренеплода є їхні ударні взаємодії з поверхнею робочого органу. Ударна взаємодія, навіть для абсолютного твердого тіла, яке розглядається в теоретичній механіці, оцінюється імпульсами сил, що не дають уявлення про той процес, який виникає з тілом, в моменти їхніх контактів. В прикладній науці для пружних, а також частково для пружно-в'язких взаємодій застосовуються контактні задачі Герца, які при певній умові можуть бути застосовані для визначання глибин пошкодження тіл коренеплода при їх взаємодіях з поверхнями очисного робочого органу.

Підсумовуючи результат відомого та проведеного нами теоретичного досліджування при загальних випадках, переміщування коренеплодів та робочих органів під час їх динамічних взаємодій описуються системами виразів.

$$m_1 \ddot{y}_1 = \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} U^{3/2} - m_1 \ddot{y}_1 \cos \chi; \quad (3.2.)$$

$$m_2 \ddot{y}_2 = C(y_{n2} - y_2) - \frac{4}{3} \sqrt{\frac{R^2 r_1 r_2}{(R+r_1)(R+r_2)}} \left(\frac{1-\mu_1^2}{E_1} + \frac{1-\mu_2^2}{E_2} \right)^{-1} U^{3/2},$$

де m_1 і m_2 – відповідні маси коренеплода та робочих органів, які не жорстко зв'язані з вузлами приводів, або поверхні робочих органів виконані з еластичних матеріалів;

R – радіус коренеплода;

r_1 та r_2 – відповідно радіус заокруглень поверхонь органів у взаємно-перпендикулярній площині;

μ_1 та μ_2 – у відповідності коефіцієнт Пуасона тіла коренеплода та поверхонь робочих органів;

E_1 та E_2 – у відповідності модулі пружності тіл коренеплода та поверхонь робочих органів;

y_1 та y_2 – біжуча координата центра мас, у відповідності коренеплода та робочих органів при процесах їх зближення;

y_{n2} – початкові координати центрів мас робочих органів до ударів;

U – величини жорстких зближень (зближення центру мас тіла взаємодій), які характеризуються глибиною пошкодження тіл коренеплода;

χ – кути нахилів між вектором сили від ударних взаємодій та земного тяжіння, що діють на коренеплоди.

Системи диференціального рівняння є вихідними для розрахунків процесу ударних взаємодій коренеплода при центральному та прямому ударі.

Однак для їх застосування для практичної цілі необхідно проводити комплекси досліджування, яке в першу чергу пов'язане із визначеннями коефіцієнтів Пуасона тіл коренеплода цукрових буряків.

При проведенні теоретичних аналізів процесів пошкодження коренеплода при їх ударних взаємодіях з прутками очисного транспортера необхідно проводити комплекси досліджування пов'язані із визначеннями жорсткості прутка закріпленого на еластичному гумово-кордовому полотні для різної їхньої зони. Також необхідно визначати, якими чинами розташовування підтримуючого полотна ролика впливають на зміни жорсткості прутка.

При необхідності провести досліджування з визначеннями модулів пружностей поверхневих шарів тіл коренеплода.

При умовах проведення комплексів вищевикладеного досліджування системи рівнянь можуть бути використані для попередніх оцінок глибини пошкодження тіл коренеплода при їхніх взаємодіях з різним типом очисного робочого органу та параметра ударних контактів.

При подальшому досліджуванні ротаційного викопуючого пристрою доцільно звертати увагу на величини контактних напружень, яке виникає на поверхнях тіл коренеплода. Так при виникненні нормального напруження, яке перевищуватиме допустиме, призведе до появ тріщини в коренеплоді, що буде джерелами їхніх швидких згнивань в кагаті при зберіганнях перед переробленням. Нами проведені оптимізації конструктивно-кінематичного параметру дискового копача, в яких нормальне напруження на поверхнях тіл коренеплода узагальнено оцінюється середніми тисками P_{cp} , котрі визначаються виразами

$$P_{cp} = \frac{Q}{(2 \cos \beta \sin \alpha - \mu K_v K_x \cos \alpha) \sqrt{2r(\Delta h)^3 \cos^3 \beta}}, \quad (3.3.)$$

де Q - осьові зусилля на кронштейнах копачів;

α та β - відповідний кут атаки та розвалів диска;

μ – коефіцієнти, що враховують чисельність привідних дисків (для копачів з однопривідними дисками $\mu=1$);

K_v – коефіцієнти відносних ковзань диска;

K_x – коефіцієнти приведень, ($h_x=1,26$, [35]);

r – радіуси розташовування кромки дисків;

Δh – величини заглиблення диска.

При досліджуванні змін P_{cp} від величини параметру, яке входить в вираз (3.3.) необхідно врахувати зміщення коренеплода від міжцентрових відстаней диска внаслідок їхніх нерівномірних розташовувань в рядках при викопуваннях, а також розмірну характеристику кореня та їх різне розміщення у вертикальних напрямках.

Стосовно розвитку компоновальної схеми, на нашу думку, перспективними є напрямки, які виключають наявні в конструкціях бурякозбиральних машин пасивного транспортера, а очищення коренеплода здійснюватиметься по всіх технологічних шляхах їх переміщення від копача до зон вивантаження. Тому необхідно активізувати пошук оптимальної схеми скребкового транспортера, який присутній практично у всіх коренезбиральних агрегатах та виконують функції пасивних транспортувань коренеплода.

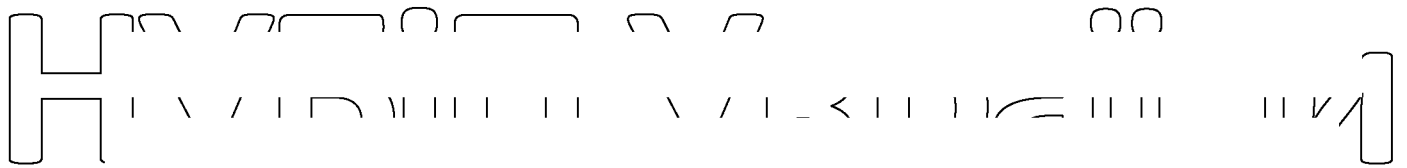
3.3. Висновок до розділу 3

За результатами розділу впливають наступні висновки. Розроблена конструктивна схема транспортно-очисного робочого органу коренезбиральної машини, технічні новизни яких підтверджені 3-ма рішеннями НДІПЕ для видачі патенту України на винахід.

Представлений напрямок подальшого теоретичного та експериментального досліджування для виборів оптимального параметру

робочого органу. Наведена система рівнянь, яке описує процес ударних взаємодій коренеплода з сепаруючою поверхнею, а також рівнянь для оцінок середніх тисків, які виникають на поверхнях коренеплода при їх викопуваннях ротаційними копачами. Приведене рекомендоване табличне обґрунтування даних для виборів параметру сепараторного транспортера з криволінійними траєкторіями розташовування пруткових полотен.

Запропоновані способи по регулюванню даного параметру при експлуатаціях даних машин.



РОЗДІЛ 4 ОХОРОНА ПРАЦІ ТА ЕКОЛОГІЧНІ БЕЗПЕКИ ДОВКІЛЛЯ

4.1. Охорона праці для виробництва цукрового буряка

4.1.1. Небезпечний фактор виробничих процесів

Вимога безпеки для організації сільськогосподарської роботи та технологічному процесі, для виробничих приміщень, майданчиків та полів повинні відповідати до ГОСТ 12.3.002-75.

Дії небезпечного фактору на людей:

при травмуванні від наїздів рухомих машин,
при захваті не закриваючими частинами рухомої машини та механізмів;

при придушванні навісних машин;

при шкідливих факторах виробничих середовищ;
при підвищенні запиленості та загазованості, забрудненості робочих зон;

при підвищенні вмісту пестициду та мінерального добрива на робочих місцях;

при підвищенні температури та вологості робочих зон.

При випадках, коли досягнуті рівні технологій не дозволяють повністю забезпечувати обслуговуючим персоналом умови праці, зменшення дій шкідливого фактору потрібно провести при рахунках застосування індивідуального засобу захистів.

4.1.2. Вимога до технологічних процесів

Вимога до технологічних процесів при вирощуванні та збиранні цукрового буряка в фермерських господарствах повинні відповідати типовій технологічній карті. Режими виконання технологічного процесу посіву, доглядів за посівами та при збиранні цукрового буряка повинні повністю

забезпечувати: узгодженість робіт машинно-тракторного агрегату при виключанні виникнення небезпечної та шкідливої виробничого фактора; завантажування МТА при відповідності їхньої продуктивності; зайвим знаходитися на рамах або іншої частини машини під час їх робіт забороняються.

4.1.3. Вимога до технічних станів машини

Машина повинна бути укомплектована наборами справних інструментів та пристроїв при відповідностях до заводських інструкцій. Експлуатування машини без захисного огороження рухомої частини, пофарбованої в червоні або жовті кольори, забороняються. Агрегат в складі якого входить причіпна машина, слід обладнувати постійним робочим місцем, вона повинна мати справні двосторонні сигналізації, підніжки та огорожування.

При агрегуванні машини необхідно провести з тракторами класів, рекомендованих заводами виготовлювачами. Виробничі персонали повинні пройти інструктажі по техніках безпеки у відповідності до ГОСТ 12.0.004-79.

4.1.4. Аналізування виробничої шкідливості при вирощуваннях цукрового буряка

При вирощуванні цукрових буряків пов'язані з діями на робітників цілих ряді шкідливості, яка може досягти рівнів перевищуючих допустимих норм. Так при оранках, культивуваннях, боронуваннях, в повітрі робочих зон забруднюються ґрунтовими пилом. Пил буде впливати на дихальні шляхи легень, очей, шкіри. В процесах дихання, біля більшої половини пилу, що буде знаходитися в повітрі затримуються слизистими оболонками та альвеолами легень, що їхнє подразнювання та може призвести до захворювань дихального органу.

При використуваннях пестицида, аміака та іншого мінерального добрива, а також нафтопродукту в органі дихання попадає їх пар та газ. Парогазова речовина, а також аерозоль попадає в організми, через орган дихання та викликає різне захворювання. Деякий газ та пар отруйної речовини вибухонебезпечна, наприклад пар аміака вибухає при концентраціях 16-28%, бензина – 0,67-5,03%.

Під час обробітку обприскувачами посіву цукрових буряків рідкою речовиною аерозоль завдає шкод працюючій людині – різні захворювання шкір. Та може бути отруювання людей.

4.2. Аналізи виробничої небезпек та розробки їх заходів для їхнього усунення

Підприємство агропромислових комплексів оснащено складною машиною, знаряддям, агрегатом, безпечні роботи яких потребують відповідного знання. Хімізації деякого процесу при вирощуваннях цукрових буряків викликають необхідність навчань правилам безпеки при роботі з отрутохімікатами та добривом, так як невміле їх використання може призвести не тільки до отруювання, а й до вибухів та пожеж.

ГОСТ 12.0.003-74 розподіляють на небезпечну та шкідливу виробничий фактор по природах дій на слідуочі групи: фізична, хімічна, біологічна та психофізіологічна. Для вирощування цукрових буряків в групі фізичного фактора входять: рухаюча машина та механізм та їхнє незахищена рухома частина; підвищені запиленності та засміченість в повітрі робочих зон, обладнань та матеріалу, підвищені рівні шумів.

Групи фізичного, небезпечного та шкідливого фактору при виробництві діляться на слідуочу групу: по характерах дій на організми людей:

загальні токсична, яка впливає на репродуктивні функції;

на шляхах проникнення в організми людей: дного через дихальний шлях, шкіряні покрови.

До біологічно-небезпечного фактору при виробництві будуть відноситися мікро та макроорганізм, вплив якого на працюючого може викликати травму, або захворювань. Ця бактерія, вірус, грибки, спірохет, проста рослина та тварина.

Для вирощування цукрових буряків буде існувати цілі ряди небезпеки, що наведені в табл. 4.1. та складено логічні схеми.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Аналіз виробничих небезпек і розробка заходів по їх усуненню

Технологічний процес	Виробнича небезпека			Можливі наслідки (А, Т, ...)	Заходи по попередженню виробничої небезпеки
	Небезпечні умови (НУ)	Небезпечні дії (НД)	Небезпечні ситуації (НС)		
Збирання врожаю	1) Нема контролю за роботою агрегату, НУ1. 2) Некомплектність агрегату, НУ2.	1) Чистка та регулювання проводяться при працюючому двигуні, НД1. 2) Робота на несправній машині, НД2. 3) Чистка і ремонт проводяться без застосування спеціальних інструментів, НД3. 4) В кузові для технологічного продукту знаходяться люди, НД4	Порізи, травми НС	Травма	1) Організувати контроль за виконанням робіт і технічним станом МТА. 2). Укомплектувати машини, які експлуатуються. 3) Не допускати до роботи механізаторів, які не пройшли контроль знань по ТБ.
Модель процесу НУ	<pre> graph TD NU2[НУ2] --> ND3[НД3] ND3 --> NS[НС] ND1[НД1] --> NS NS --> T((Т)) ND2[НД2] --> ND4[НД4] NU1[НУ1] --> ND4 ND4 --> NS </pre>				

ВИСНОВКИ

На основах аналізів взаємодій коренеплода з очисною поверхнею бурякозбиральної машини при виникненні центрального та бокового удару, а

також з врахуваннями налипання ґрунту на тіла коренеплодів встановлено

найбільш травмонебезпечну зону на поверхнях тіл цукрового буряка.

Виведено аналітичну залежність для визначання ймовірностей взаємодій сферичних поверхонь, поверхонь зрізаних конусів та хвостових частин

коренеплода, з робочими органами, а також для виникання на даній поверхні

центрального та бокового удару для різної розмірної характеристики

цукрового буряка. Результат досліджування приведені до таблиці.

Встановлено, що ймовірність центральних ударів в чисті поверхні тіл буряків становить 0,07 та такі удари виникають на конусних поверхнях в зонах

власних його центрів ваги від 0 до $L/4$, де L – твірні конусних частин буряків.

Найбільші ймовірності бокового удару в чисті поверхні коренеплода (0,18-0,20) виникають на півсферичних та нижніх конусних частинах буряків

з довжиною твірних від $L/4$ до $3L/4$. При відносності вище названої зони, яка

є найбільш травмонебезпечною необхідно здійснити вибори між

конструктивно-кінематичними параметрами очисного робочого органу машини.

Проведені теоретичні обґрунтування процесів переміщення коренеплода по поверхнях скребків транспортера для криволінійних меж

розташовування пруткового полотна шляхом розв'язків складеного

диференціального рівняння.

Проведені розрахунки конструктивного параметру запропонованих схем розташовування скребка на прутковому транспортері з аналізів яких

встановлені, що зазори K між скобоподібною пластиною та наступними по

руху від скребка прутками повинні знаходитися в межі 10 мм. Однак при

збільшуванні кутів нахилів транспортерів γ від 50° до 65° , зазори K при необхідності зменшують від 10 до 3 мм.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Рекомендація до української інтенсивної технології виробництва сахарної свекли. – К.: Урожай, 1988. – 95 с.
2. Механізація виробництва сахарної свекли / О.А. Маковецкий, В.М. Ляшанский; Под ред. Л.В. Погорелого. 2-е изд., перераб. и доп. – К.: Урожай, 1991. – 184 с.
3. Гречкосій В.Д., Погорілець О.М., Ревенко П. та ін. Довідник сільського інженера. – 2-е вид.; перероб. і доп. – К.: Урожай, 1991. – 400 с.
4. Бахмат М.І., Ігнат'єв М.О., Вітвіцький І.А. Буряковий цукор технології виробництва: Навчальний посібник. – Кам'янець – Подільський: Абетка – НОВА, 2004. – 372 с.
5. Проектування технологічних процесів у рослинництві: Навчальний посібник / Г.Мельник, В.Д.Гречкосій, С.М.Бондар; За ред. П.І.Мельника. – Міжін: ТОВ «Видавництво «Аспект-Подіграф», 2005. – 192 с.
6. Бондар С.М., Демидко М.О., Фришев С.Г. та інші. Методичні вказівки до виконання дипломних проектів для студентів спеціальності 6.091902. «Механізація сільського господарства» освітньо кваліфікаційного рівня «бакалавр» – К.: Видавничий центр НАУ, 2005. – 40 с.
7. Експлуатація машинно-тракторного парку в аграрному виробництві / В.Ю.Ільченко, Я.І.Карасьов, А.С.Лімонт та ін.; За ред. В.А. Ільченка. К.: Урожай, 1993. – 288 с.
8. Білоусько Я.К., Бурилко А.В., Галушко В.О. та ін. Проблеми реалізації технічної політики в агропромисловому комплексі / За ред. Я.К.Білоуська. – К.: ННЦ ІАЕ, 2007. – 216 с.
9. ДСТУ 4327: 2004. Коренеплоди буряків цукрових для промислового перероблення. Вимоги при заготівлі. Технічні умови.

10. ДСТУ 4691: 2006. Землеробство. Терміни та визначення понять. – К.: Держспоживстандарт України, 2008.

11. Глеваський І.В. Основи свекловодства / І.В. Глеваський, А.А. Кравченко Б.И. Поехало. – К.: Урожай, 1991. – 213 с.

12. Глеваський І.В. Основи свекловодства / І.В. Глеваський, А.А. Кравченко Б.И. Поехало. – К.: Урожай, 1991. – 213 с.

13. Гречкосій В.Д. Сучасна вітчизняна техніка для мінімального обробітку ґрунту // Агроном, №3 (18), листопад, 2007.

14. Гречкосій В.Д. Техніка для ґрунтозахисного землеробства та ефективність її використання // «Економіка АПК», №6, 2008.

15. Іванишин В.В. Організаційно-економічні засади відтворення ефективного використання технічного потенціалу аграрного виробництва: монографія / Іванишин В.В. – К.: ННЦ ІАЕ, 2011. – 350с.

16. Лихочвор В.В., Петриченко В.Ф. Рослинництво. Сучасні інтенсивні технології вирощування основних польових культур. Львів: НВФ «Українські технології», 2006 – 730 с

17. Гречкосій В.Д., Гаркуша Ю.М. Комплексна механізація вирощування та збирання цукрових буряків // Науковий вісник Національного університету біоресурсів і природокористування України. – 2010, №145 – С. 281-290.

18. Економічні аспекти державної технічної політики в агропромисловому комплексі / Я.К. Білоусько, М.Я. Дем'яненко, В.О. Пигулько, В.Д. Товстоляк – К.: ННЦ ІАЕ, 2005. – 134с.

19. Зубець М.В., Гуков Я.С., Грицишин М.І. Актуальні проблеми технічної політики в аграрному секторі України. К.: ДІА, 2007. – 80с.

НУБІП України