

**ГЕВКО Р. Б., ТКАЧЕНКО І. Г., РОГАТИНСЬКИЙ Р. М.,  
СИНІЙ С. В., ГЛАДЬО Ю. Б., ГРАДОВИЙ В. В.**

**СИСТЕМИ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ  
ПРИ ЇХ МЕХАНІЗОВАНОМУ ЗБИРАННІ**

*Монографія*

Тернопіль  
2020

**Рецензенти:**

**В. Ф. Дідух** – доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри аграрної інженерії Луцького національного технічного університету;

**О. О. Налобіна** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри будівельних, дорожніх, меліоративних, сільськогосподарських машин та обладнання Національного університету водного господарства та природокористування;

**В. Ф. Анісімов** – доктор технічних наук, професор, професор кафедри агроінженерії та технічного сервісу Вінницького національного аграрного університету.

*Рекомендовано до друку Вченою Радою  
Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя  
Протокол № 4 від 14 квітня 2020 року*

**Гевко Р. Б.**

Г 27 Системи доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні: монографія / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, Р. М. Рогатинський, С. В. Синій та ін. Тернопіль : Осадца Ю. В., 2020. 216 с.

ISBN 978-617-7793-30-3

У монографії наведено нові конструктивно-технологічні рішення систем доочищення коренеплодів цукрових буряків при їх переміщенні в технологічних руслах пруткових та скребкових транспортерів після основної сепарації базовими очисниками коренезбиральних машин. Проведено теоретичне обґрунтування конструктивних, кінематичних та динамічних параметрів запропонованих схем робочих органів та їх компоновок для застосування в компоувальних схемах коренезбиральних машин. Наведено результати експериментальних досліджень та їх порівняння з теоретичними розрахунками для адаптованого застосування розроблених робочих органів та регулювання їх параметрів при зміні ґрунтово-кліматичних умов збирання коренеплодів.

Монографія розрахована на інженерно-технічних працівників, викладачів, науковців, аспірантів та здобувачів вищої освіти відповідних спеціальностей.

**УДК 621.87**

ISBN 978-617-7793-30-3

© Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, Р. М. Рогатинський,  
С. В. Синій, Ю. Б. Гладько, В. В. Градовий, 2020  
© ФОП Осадца Ю. В., 2020

## ВСТУП

Україна належить до найбільших бурякосіючих країн Європи, а цукор як був, так і залишається одним з її стратегічних продуктів. Суттєве скорочення посівних площ цукрових буряків частково пов'язане зі значним падінням виробництва коренезбиральних комплексів, адаптованих до різноманітних умов вирощування та технологій збирання, а також наявної виробничої бази для переробки отриманої сировини. Механізоване збирання коренеплодів цукрових буряків передбачає виконання досить трудомістких та енергомістких технологічних операцій.

Вирішення даної проблеми повинно бути комплексним, однак виробництво прогресивних конструкцій машин повинно бути пріоритетним.

При цьому, поряд з шестирядними комплексами, необхідно розробити та налагодити виготовлення конструктивно простих та надійних в експлуатації напівпричіпних та причіпних одно-, дво- та трирядних коренезбиральних машин для фермерських господарств, функціональні та експлуатаційні параметри яких відповідали б вимогам світових стандартів.

При розробленні нових конструкцій машин варто застосовувати принципи уніфікації та спадковості. Доцільно використовувати відомі викопувальні (дискові, вилкові, вібраційні) та очисні (шнекові, роторні, кулачкові, бітерні) робочі органи для основної сепарації ґрунту та рослинних решток. При цьому варто враховувати особливості вітчизняних агротехнічних, техніко-економічних, екологічних та інших вимог.

Проведений аналіз відомих компоновальних схем коренезбиральних машин показав, що в переважній більшості конструкцій після основної сепарації ґрунту переміщення коренеплодів в зону вивантаження є пасивним і здійснюється прутковими та скребковими транспортерами.

Це не сприяє максимальному відділенню домішок і, відповідно, якість очищення коренеплодів є незадовільною, особливо при роботі машин в екстремальних умовах роботи (вологість ґрунту в межах 24...28 %, твердість ґрунту понад 3,5 МПа).

При таких умовах роботи, існуючі коренезбиральні машини допускають значні пошкодження коренеплодів, а їхня фізична забрудненість не відповідає агротехнічним вимогам.

Тому, для підвищення якісних показників виконання технологічного процесу коренезбиральними машинами, а саме покращення очищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток, а також зниження ступеня їх пошкоджень пропонується зменшувати інтенсивність впливу сепаруючих робочих органів на коренеплоди в міру їх віддалення від копачів. При цьому, процес очищення коренеплодів варто здійснювати на всьому шляху їх переміщення до зони вивантаження.

Перспективним напрямком підвищення якісних показників роботи коренезбиральних машин є забезпечення максимально можливих діапазонів регулювання конструктивних, технологічних і кінематичних параметрів робочих органів, які забезпечать ефективну роботу машини в різноманітних ґрунтово-кліматичних умовах збирання коренеплодів.

Таким чином, підвищення якісних показників збирання коренеплодів представляє собою комплексну науково-технічну проблему, вирішення якої повинно ґрунтуватись на розробці нових конструкцій транспортно-сепаруючих робочих органів та компоновальних схем коренезбиральних машин, теоретичному обґрунтуванню їх конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів, експериментальних дослідженнях з підтвердженням теоретичних положень для вибору оптимальних параметрів коренезбиральних комплексів.

Дана монографія присвячена розробці та обґрунтуванню раціональних параметрів транспортерів-сепараторів коренеплодів, які виконані на базі традиційних пруткових і скребкових полотен та наділені властивістю «бережливого» доочищення коренеплодів.

В монографії основна увага приділена дослідженню технологічних процесів доочищення коренеплодів цукрових буряків, однак деякі конструктивно-технологічні схеми та їх реалізація в модернізованих машинах може забезпечити ефективне збирання бульб картоплі.



## РОЗДІЛ 1

### АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ

#### 1.1. Механіко-технологічні властивості коренеплодів та вимоги до їх механізованого збирання

Вагомий вклад у дослідження та визначення агрофізичних характеристик коренеплодів, які є основою для розроблення засобів механізації, внесли вчені Л. В. Погорілий [1], Г. А. Хайліс [2], О. М. Царенко [3], М. Г. Ковальов [4], М. М. Хелемендик [5], В. Ф. Зубенко [6], В. Я. Мартиненко [7], Г. П. Юхін [8], С. В. Іллєвич [9], М. Веcker [10], М. О. Гандзюк [11] та інші науковці.

Фізико-механічні характеристики коренеплодів цукрових буряків, як елементу транспортно-сепаруючої системи збиральної машини, необхідно враховувати в процесі розрахунку конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів різних типів робочих органів.

При дослідженні процесів сепарації коренеплодів від налиплого ґрунту і рослинних решток доцільно користуватись такими важливими механічними характеристиками коренеплодів, як модуль пружності та коефіцієнт Пуассона, момент інерції та розташування координат центра ваги, зв'язки коренеплодів з ґрунтом, глибина проникнення робочого органу в тіло коренеплоду при їх ударній взаємодії тощо.

Коренеплід цукрового буряку складається з трьох основних частин: головки, шийки, а також конусоподібної хвостової частини тіла коренеплоду [1-4, 9-12].

В поперечному перерізі коренеплід цукрового буряку має центральний судинно-волокнистий пучок і шари, які концентрично чергуються між собою.

Коренеплоди потовщуються як за рахунок появи нових кілець, так і за рахунок розростання міжкільцевої паренхіми – місця відкладення цукру.

Матеріал тіла коренеплоду цукрового буряку є крихким, анізотропним, неоднорідним як за довжиною, так і в поперечному перерізі [1-3].

Поблизу хвостової частини коренеплід менш крихкий і при навантаженні має ознаки пластичної деформації.

При динамічних навантаженнях коренеплоди характеризуються значною крихкістю і меншим тимчасовим опором в порівнянні зі статичним навантаженням.

Фізико-механічні характеристики коренеплодів мінливі, а розподіл їх значень задовільно описується нормальним законом [1, 3].

Зв'язки коренеплодів з ґрунтом найбільш ефективно руйнуються при знаковмінному імпульсному навантаженні [1, 12, 14].

Процес звільнення поверхонь цукрових буряків від налиплого ґрунту рекомендується оцінювати кількістю енергії, яку необхідно затратити для його відділення при імпульсному навантаженні (наприклад кидання буряків з різної висоти на імітатори робочих органів або дія на них маятникового копіра).

Найбільш ефективно налиплий ґрунт відділяється від поверхні коренеплодів при незначній (3...7 Нм) інтенсивності ударів і їх частому повторенні [1, 7].

Згідно даних В. В. Брея [12] сильні механічні пошкодження коренеплоди отримують при падінні з висоти більшої ніж 1,5 м, що відповідає швидкості взаємодії в момент удару 5,4 м/с.

Результати досліджень з визначення зусилля руйнування тіла кореня кормового буряку, які проведені Г. П. Юхіним [8], показали, що його середнє зусилля становить 5,16 кН.

Діаграма стискання коренеплодів до 3 кН близька до прямої і характеризується кутом її нахилу до горизонтальної осі, тангенс якої дорівнює жорсткості коренеплоду:  $C = P/a$ , де  $P$  і  $a$  – відповідно зусилля та величина деформації тіла коренеплоду.

З результатів експериментальних досліджень [1, 13-16] відомо, що на глибину пошкоджень коренеплодів при їх ударній взаємодії з робочим органом в першу чергу впливає швидкість ударного зближення тіл взаємодії, маса коренеплодів і форма поверхні робочого органу, яка характеризується його найменшим радіусом кривизни.

Для покращення процесів очищення коренеплодів, а також зменшення глибини їх пошкоджень, можуть застосовуватись еластичні поверхні сепаруючих робочих органів та скребкові транспортери-доочисники на базі пруткових полотен.

В цьому випадку суттєвий вплив на якість виконання ними технологічного процесу має жорсткість очисної поверхні та величина

прогину прутків скребкових полотен в процесі ударної взаємодії з ними коренеплодів цукрових буряків.

Отже при проведенні розрахунків нових очисних робочих органів коренезбиральних машин необхідно враховувати розмірні, масові та механічні характеристики коренеплодів цукрових буряків, а також конструктивно-кінематичні параметри різних сепаруючих поверхонь.

Згідно відомих досліджень [1-3] розмірні та масові характеристики коренеплодів цукрових буряків знаходяться в таких межах: діаметр головки – математичне сподівання  $M = 67...122$  мм, дисперсія  $D = 97...282$  мм; довжина коренеплоду –  $M = 230...280$  мм,  $D = 91,5...188,8$  мм; кут конусності коренеплоду –  $M = 9,45^\circ...18,38$  мм,  $D = 4,35^\circ...6,47$  мм; висота головки –  $M = 10,4...32,4$  мм,  $D = 30,8...59,3$  мм; маса коренеплоду –  $M = 0,311...1,548$  кг,  $D = 0,009...0,015$  кг; координата центра ваги –  $M = 94$  мм,  $D = 45$  мм.

Механічні характеристики цукрових буряків мають такі значення: модуль пружності – математичне сподівання  $M = 18,4$  МПа, середнє квадратичне відхилення  $\sigma = 12,4$  МПа; момент інерції коренеплоду –  $M = 0,053$  кг·м<sup>2</sup>,  $\sigma = 0,032$  кг·м<sup>2</sup>.

Деякі інші дані наведені за результатами експериментальних досліджень в праці М. О. Гандзюка [11]. Автором встановлено, що модуль пружності тіла цукрового буряку у поздовжньому розрізі (паралельно до умовної центральної осі) становить 8 МПа, а у поперечному розрізі – 10 МПа. Коефіцієнт Пуассона коренеплоду цукрового буряку знаходиться в межах 0,38...0,42.

Визначені механічні властивості коренеплодів цукрових буряків стосовно значень тимчасового опору при згині, коефіцієнта відновлення головки коренеплоду тощо [1] можуть знайти застосування для моделювання процесів викопування коренеплодів цукрових буряків.

При розробці конструкцій коренезбиральних машин висуваються ряд функціональних, експлуатаційних та інших вимог [14, 17]:

- технічних, до яких відноситься призначення, характеристика технологічного процесу і якість його виконання, коефіцієнт готовності, маневреність, тип приводу і загальна технічна характеристика машини;
- експлуатаційних, що характеризуються умовами експлуатації, зручністю і легкістю керування, коефіцієнтом використання робочого часу, кількістю обслуговуючого персоналу тощо;

- економічних, до складу яких входять термін служби, надійність, продуктивність, витрати палива, допустимі втрати та пошкодження коренеплодів тощо;

- виробничо-технологічних, до яких відносяться маса машини, трудомісткість і собівартість виготовлення;

- інших спеціальних вимог.

Агротехнічні вимоги до бурякозбиральної техніки мають першочергове значення при конструюванні робочих органів і машини в цілому.

Другою особливістю роботи коренезбиральних машин є сезонність, яка обмежена невеликими агротехнічними термінами використання машин упродовж року, що приводить до росту амортизаційних витрат на одиницю продукції та збільшення терміну окупності.

Третя характерна особливість роботи машин полягає в суміщенні технологічного процесу з пересуванням агрегату по полю, на що витрачається значна кількість енергії, яка зростає із збільшенням маси коренезбиральної машини.

Четвертою особливістю є те, що машина працює під відкритим небом в різноманітних умовах: при високих і низьких температурах, під час дощу і снігу, на в'язких, піщаних і кам'янистих ґрунтах, на нерівних ділянках поля, при різноманітному стані та розмірах коренеплодів.

П'ятою особливістю є те, що машина працює в абразивному середовищі. Це призводить до швидкого зношування основних вузлів і, перш за все, робочих органів.

Коренезбиральні машини повинні забезпечити:

- високі функціональні параметри, пов'язані з якістю виконання технологічного процесу. Показники втрат, пошкоджень і забрудненості коренеплодів землею не повинні перевищувати обмежень, встановлених ДСТУ 2258-93 [17], а саме: незворотні втрати коренеплодів – не більше 1,5 %, забрудненість ґрунтом – не більше 9 %, пошкодження – не більше 20 %, в т.ч. важкі – не більше 5 %;

- високу технологічну надійність (не нижче 0,95) і агротехнічну ефективність (при різних урожайностях, параметрах насаджень, фізичному стані ґрунту та коренеплодів, засміченості поля),

враховуючи і екстремальні умови (при вологості ґрунту 26-30 % або твердості до 4 МПа і врожайності 45-70 т/га);

- необхідну універсальність при модульному принципі агрегування робочих органів з метою застосування різноманітних варіантів механізованих процесів збирання коренеплодів залежно від природно-виробничих умов;

- високу надійність і довговічність, що визначається збереженням стабільних функціональних та експлуатаційних характеристик при значному ресурсі роботи (робота до відмовлення не менше 40 год.);

- інтенсифікацію процесів збирання буряків за рахунок підвищення робочих швидкостей і пропускну здатності коренезбиральних машин, а також зменшення їх метало- і енергомісткості.

При виготовленні коренезбиральних машин висувається ряд технічних вимог: в машинні повинно бути регулювання висоти зрізання голівок коренеплодів; підкопувальні та гичкозрізувальні робочі органи повинні виготовлятися із зносостійких матеріалів або мати зносостійкі покриття; дорожній просвіт у транспортному положенні повинен бути не меншим за 20 см; в причіпних, напівпричіпних, навісних та напівнавісних машинах повинна бути забезпечена (в разі необхідності) можливість їх приєднання до електро-, пневмо-, та гідросистем трактора, що зазначається в технічних умовах на конкретну машину.

Агресивність дії сепаруючих робочих органів на коренеплоди необхідно поступово зменшувати по мірі їх віддалення від копача, а шлях пасивного переміщення вороху в технологічному руслі машини повинен бути мінімальним [13, 14, 18, 19].

При цьому, ступінь агресивної дії робочих поверхонь на коренеплоди повинен поступово знижуватись, оскільки зростає ймовірність безпосереднього контакту робочого органу з тілом коренеплоду, що може негативно впливати на ступінь його пошкодження.

Також коренезбиральні машини повинні комплектуватись механізмами регулювання інтенсивності очищення коренеплодів сепаруючими робочими органами, що сприятиме їх адаптації до зміни умов збирання.

## 1.2. Аналіз конструкцій робочих органів і технологічних процесів очищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток

У теперішній час в Україні для механізованого збирання коренеплодів цукрових буряків застосовують як імпортовану техніку, так і морально застарілі моделі комбайнів, що виготовлялися в минулому столітті типу КС-6Б і РКС-6 (рис. 1.1) та інших моделей, які за різних причин не знайшли широкого використання.

Їх відставання за технічним рівнем від провідних зарубіжних моделей оцінюється експертами у два покоління [12, 14, 20-24].

В процесі роботи традиційних машин спочатку з коренеплодів обрізується гичка, а далі відбувається викопування коренів, їх очищення та транспортування в зону вивантаження.

За основу коренезбиральної машини було взято американський бурякозбиральний комбайн з двома пасивними дисковими копачами, удосконалений українськими конструкторами в самохідну коренезбиральну машину типу КС-6 (рис. 1.1 а), яка вироблялася в кількох модифікаціях.

Основними недоліками роботи машини є підвищена енергоємність і суттєве пошкодження та втрати коренеплодів за рахунок зламу підземної хвостової частини, особливо при роботі в несприятливих умовах.

Використання коренезбиральних машин таких як РКС-6 (рис. 1.1 б) з вильчастими копачами, до певної міри, дозволило знизити енерговитрати процесу викопування коренеплодів цукрових буряків за рахунок більш активного руйнування ґрунтового середовища навколо коренеплодів, що також сприяло кращому їх очищенню від домішок ґрунту та рослинних решток.



а



б

Рис. 1.1. Загальний вигляд коренезбиральних комбайнів:  
а – КС-6Б; б – РКС-6

В процесі роботи у сприятливих ґрунтово-кліматичних умовах даний комплекс машин збирає коренеплоди, які можуть зберігатися перед переробкою до 90 діб [24].

Проте енерговитрати на виконання технологічного процесу, а також якісні показники роботи коренезбиральних комбайнів не завжди відповідають агротехнічним вимогам, що висуваються до подібних типів машин [22].

Для однофазного збирання коренеплодів цукрових буряків у Білорусії застосовується шестирядний коренезбиральний комбайн КСН-6 «Полісся» (рис. 1.2), який виготовляється підприємством «Гомсільмаш» [24]. Конструктивна схема даного комбайну фактично скопійована з аналогічної машини Німецької фірми «Holmer».



Рис. 1.2. Загальний вигляд бурякозбирального комбайну КСН-6«Полісся»

Сепаруюча система даної машини оснащена потужними активними роторними очисниками, які є досить «агресивними», однак подальше переміщення коренеплодів в напрямку бункера машини є пасивним без належної системи їх доочищення.

На підприємстві «Борекс», в Україні, започатковано виготовлення комплексу причіпних коренезбиральних машин для збирання коренеплодів їх та завантаження в транспортні засоби. Для їх викопування та вкладання у валки застосовують причіпний копач-валкоутворювач «Борекс» КВЦБ-1.2, для викопування та завантаження коренеплодів у транспортний засіб – КНБ-6, а для підбирання валків і завантаження коренеплодів з валків в транспортний засіб – причіпний навантажувач «Борекс» ПНБВ-1.6 [24].

Варто зазначити, що система доочищення коренеплодів таких машин потребує суттєвого вдосконалення.



Крім цього, для збирання коренеплодів цукрових буряків в Україні використовується велика кількість зарубіжної техніки фірм «Moreau», «Vervet», «Vicon», «Loccwood», «Holmer», «Franz Klein», «Agrifac», «Matrot» тощо.

Німецька фірма «Holmer» виробляє самохідний шестирядний коренезбиральний комбайн Terra Dos (рис. 1.3), призначений для однофазного збирання коренеплодів і роботи на великих площах та за високої врожайності коренеплодів [20, 24].



Рис. 1.3. Загальний вигляд коренезбиральної машини фірми «Holmer» Terra Dos

Шестирядний бункерний самохідний коренезбиральний комбайн SF-10 німецької фірми «Franz Kleine» (рис. 1.4) також застосовується для роботи на великих площах.

Комбайн SF-20 є більш високого класу у порівнянні з модифікацією комбайна SF-10 та призначений для роботи на великих площах агрофірм і господарств.

Компонувальна схема комбайна SF-10 розроблена за модульним принципом, а саме, на його шасі послідовно один за одним змонтовано гичкозбиральний, викопуючий та очисний модулі. Комбайн містить гідрофікований привід керованих передніх коліс і бункер-накопичувач з об'ємом 10 м<sup>3</sup> та вивантажувальним транспортером. Після видалення гички та викопування коренеплодів вони очищуються від домішок турбінами роторного очисника. Очищені коренеплоди завантажуються у бункер з наступним їх вивантаженням у кагати або завантаженням у транспортний засіб, який рухається поруч із комбайном. Модуль для очищення коренеплодів розташований між колісною базою шасі. Модифікований комбайн SF-20 виконаний за компонувальною схемою бокової подачі коренеплодів у бункер, з місткістю 20 м<sup>3</sup>.





а



б

Рис. 1.4. Загальний вигляд коренезбиральних комбайнів фірми «Franz Kleine»: а – SF-10; б – SF-20

Зарубіжні коренезбиральні комплекси є різноманітними за побудовою функціональних схем і конструкцією робочих органів [24].

Це свідчить про наявність певних суперечливих тенденцій у напрямках їх розробки, навіть у межах однієї країни, а також патентних охоронних документів. Однак, їх розробка базується на суттєвому підвищенні якості збирання урожаю, а також продуктивності машин за рахунок впровадження нових технічних рішень.

У господарствах України також використовують модульний збиральний комплекс французької фірми «Moreau» (рис. 1.5).

Порівняльний аналіз зарубіжної та вітчизняної техніки за показниками та критеріями «ціна-якість виготовлення-якість роботи», виконаний провідними експертами показав, що закордонні аналоги значно дорожчі за вітчизняні коренезбиральні машини в 4-13 разів.

При цьому, основна їх перевага полягає в ергономіці та рівні автоматизації процесу збирання коренеплодів [20, 21]. Однак система доочищення коренеплодів слабо адаптована до роботи на вітчизняних ґрунтах, особливо у складних ґрунтово-кліматичних умовах.



а



б

Рис. 1.5. Загальний вигляд коренезбиральних комбайнів фірми «Moreau» (Франція): а – Lectra 4005; б – GR 4005

За пристосованістю до умов експлуатації, рівнем експлуатаційно-технологічних показників, таких як якість, продуктивність, споживана потужність – їх перевага є мінімальною [24]. При цьому, на основі економічного аналізу, коренезбиральні комплекси європейських фірм дають позитивний економічний ефект при врожайності не менше ніж 400 ц/га та на площах збирання понад 300...400 га [21, 22].

Тернопільським комбайновим заводом спільно з французькою фірмою «Herriau» (Франція) була виготовлена самохідна коренезбиральна машина КС-6Б-05 (рис. 1.6), яка виготовлена на базі машини КС-6Б.

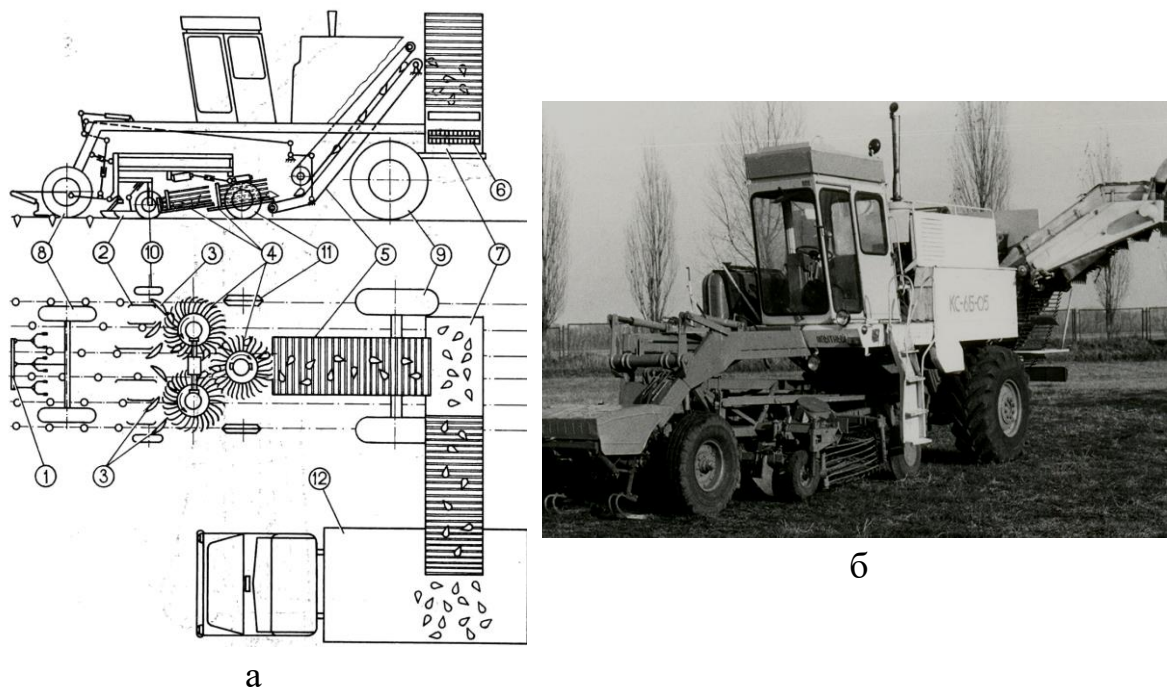


Рис. 1.6. Конструктивно-технологічна схема (а) та загальний вигляд (б) коренезбиральної машини КС-6Б-05:

1 – автомат керування; 2 – полозки; 3 – дискові копачі; 4 – роторний транспортер-очисник; 5, 6, 7 – поздовжній, поперечний і вивантажувальний транспортер; 8, 9 – передні та задні колеса; 10, 11 – опорні колеса

Система очищення коренеплодів машини виконана у вигляді тритурбінних сепараторів та має досить агресивний вплив на процес очищення коренеплодів, що призводить до їх надмірного пошкодження.

При цьому, переміщення коренеплодів в зону вивантаження в дволанковому, поперечному та вивантажувальному транспортерах є пасивним і потребує додаткових конструктивних рішень спрямованих на забезпечення доочищення коренеплодів.

Доочищення коренеплодів в бункерах коренезбиральних машин можуть здійснювати еластичні гірки, які виконані у вигляді нескінченного стрічкового транспортера з штифтовою поверхнею. Так, в коренезбиральній машині КС-6В (рис. 1.7) з поздовжнього транспортера 1 коренеплоди подаються в бункер на поперечний стрічковий транспортер 2, який переміщає їх на очисну гірку 3.

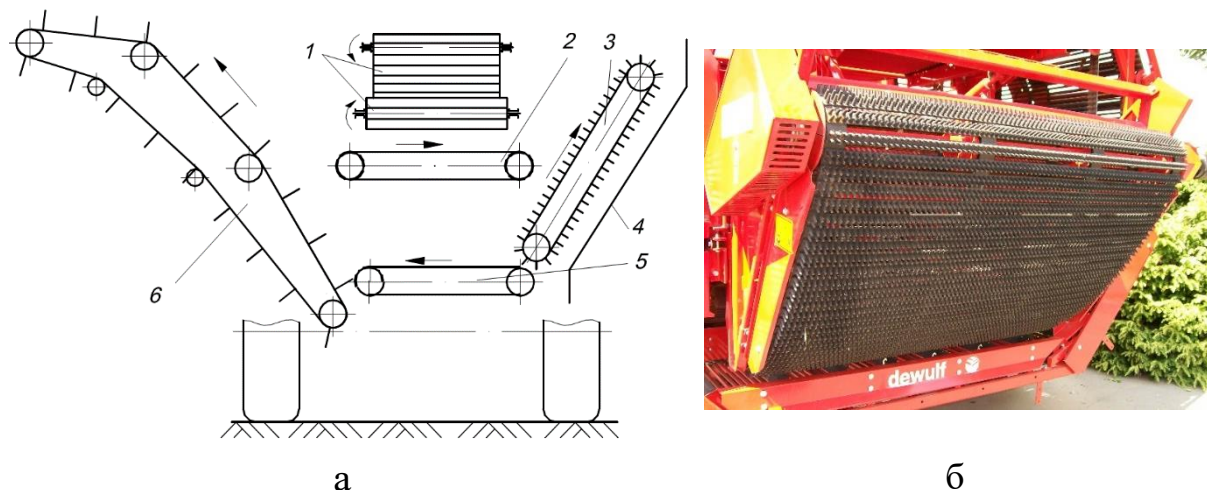


Рис. 1.7. Конструктивна схема бункера коренезбиральної машини КС-6В зі штифтовою очисною еластичною гіркою (а) та загальний вигляд штифтової гірки коренезбиральної машини «Dewulf» (б)

На еластичних пальцях гірки відбувається активне перекошування і ковзання коренеплодів, що спричиняє захоплення пальцями домішок ґрунту з рослинними рештками і винесення їх на зібрану частину поля по щитку 4. Кут нахилу гірки вибирають таким чином, щоб коренеплоди якомога більше часу знаходились на її робочій поверхні, однак не переміщались полотном вверх, а під дією власної ваги скочувались на нижній поперечний прутковий транспортер 5. Далі коренеплоди подаються на вивантажувальний транспортер 6, який вивантажує їх у транспортний засіб.

Такі типи очисних гірок широко застосовуються в причіпних коренезбиральних машинах, однак розташовані вони в поздовжньому напрямку і виносять домішки на зібрану частину поля позаду агрегату.

При загальному покращенні процесу доочищення коренеплодів на очисних штифтових гірках такі робочі органи мають ряд недоліків, які пов'язані з ускладненням конструкції машини, а самі еластичні елементи виготовляються з еластичних матеріалів, які мають обмежений термін експлуатації.



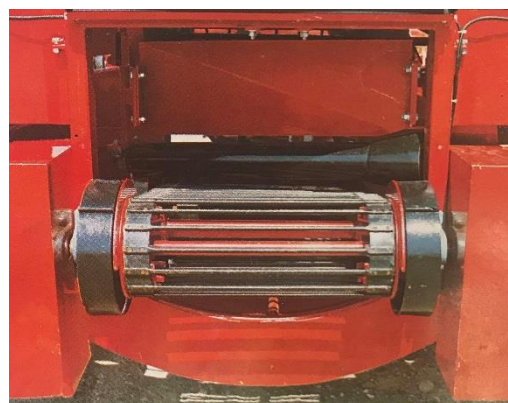
Процес доочищення коренеплодів, в процесі їх транспортування в зону вивантаження, шляхом винесення домішок ґрунту та рослинних решток поздовжнім горизонтальним прутковим транспортером на зібрану частину поля позаду машини, реалізований в причіпній коренезбиральній машині данської фірми «Тім» foderroeotager M II/F-600, яка зображена на рис. 1.8.



а



б



в

Рис. 1.8. Причіпна коренезбиральна машина данської фірми «Тім» foderroeotager M II/F-600:

а – загальний вигляд машини; б – вигляд задньої частини машини;  
в – збільшений вигляд доочисної системи

Після подачі вороху коренеплодів з основних роторних очисників на поздовжній горизонтальний прутковий транспортер коренеплоди відводяться еластичним лотком, який розташований з певним зазором до поверхні пруткового полотна, на коловий скребковий транспортер.

При цьому домішки ґрунту та рослинні рештки через утворений зазор виносяться на зібрану частину поля позаду машини.

Дана система доочищення коренеплодів є ефективною при роботі машини у сприятливих умовах, однак при підвищеній вологості ґрунту та на в'язких ґрунтах коренеплоди можуть скупчуватись на поверхні еластичного лотка, що може призводити до заторів і відповідно погіршення агротехнічних показників роботи машини. Тому процес відведення коренеплодів на скребковий транспортер варто активізувати.

В конструкції причіпної коренезбиральної машини Н830 фінської фірми «Juko» (рис. 1.9) застосовують каскад пальцеподібних кулачкових валів, які розташовуються у вигляді фігурної траси та поєднані з еластичними стрічковими транспортерами. Така конструкція вигідно відрізняється тим, що процес очищення триває на значному (близько 80 %) шляху транспортування коренеплодів, а відсепаровані домішки викидаються на зібрану частину поля [11].

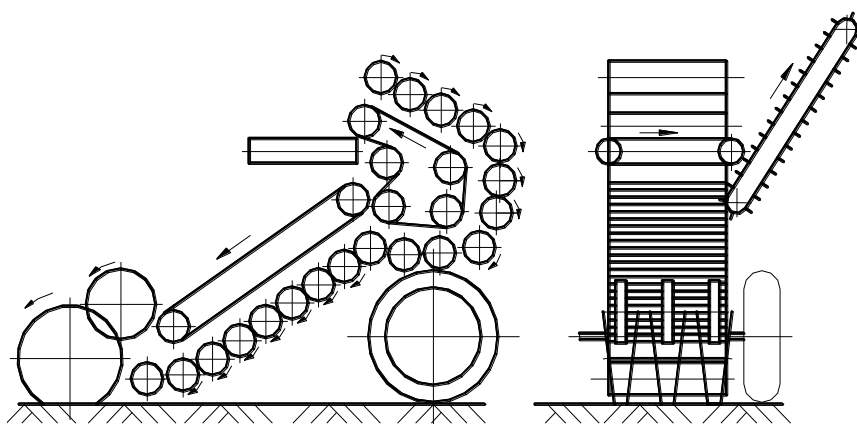


Рис. 1.9. Конструктивно-технологічна схема коренезбиральної машини Н830 фінської фірми «Juko»

Однак, складність конструктивного виконання, необхідність регулювання зазору між пальцевими валами і стрічковими транспортерами в залежності від урожайності коренеплодів, а також швидке зношення еластичної робочої поверхні пальців є недоліком такої транспортно-сепаруючої системи машини.

Іншим способом доочищення коренеплодів скребковими транспортерами є транспортування вороху по нерухомих направляючих пластинах. Скребки закріплені на бокових тягових елементах, які можуть бути виготовлені у вигляді еластичних пасів або ланцюгів. Такими типами транспортерів-очисників обладнані машини фірм «Tim», «Rational» (рис. 1.10).



а



б

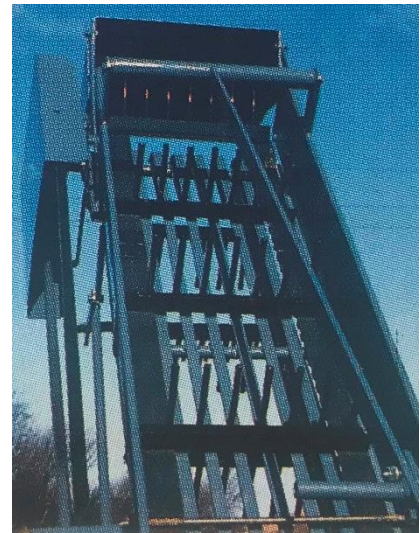


Рис. 1.10. Підбирачі коренеплодів з їх транспортуванням та очищенням несучими скребками по нерухомих направляючих фірм:  
а – «Tim»; б – «Rational»

Цей спосіб транспортування сприяє активному перекочуванню коренеплодів по направляючих пластинах і, відповідно, їх доочищенню, а відсутність поперечних прутків на скребковому полотні суттєво знижує їх матеріаломісткість. Однак, при роботі таких робочих органів можливі зацмелення хвостової частини коренеплодів та їх пошкодження.

Різноманітність фізико-механічних властивостей ґрунтів (твердість, вологість, щільність, липкість, коефіцієнт тертя-ковзання, опір ґрунту зсуву тощо) призвели до необхідності створення широкої гама очисників коренеплодів коренезбиральних машин.

При цьому, найбільше розповсюдження знайшли шнекові, роторні, кулачкові та бітерні очисники [1, 10-12, 14, 15, 20-24]. Такі типи очисників, як правило, здійснюють «агресивну» сепарацію вороху, коли від коренеплодів відділяється основна маса ґрунту.

За напрямком руху потоку вороху коренеплодів шнекові очисники поділяють на поперечні та поздовжні. В поперечних шнекових очисниках (рис. 1.11 а) вали обертаються в одному напрямку, а спіралі виготовляються з різним напрямком навивання для розведення та зведення потоку вороху, що забезпечує більший шлях проходження коренеплодів в руслі сепаратора і відповідно покращується якість очищення. Такі шнекові очисники застосовують в конструкціях багаторядних коренезбиральних машин.



До їх недоліків слід віднести налипання ґрунту на гвинтові спіралі при роботі машин на вологих і липких ґрунтах. Тому спіралі сусідніх шнеків виконують у вигляді гвинтових ребер з перекриттям.



а



б

Рис. 1.11. Конструктивні схеми шнекових очисників коренезбиральних машин: а – поперечний шнековий очисник фірми «Franz Kleine»; б – поздовжній шнековий очисник фірми «Garford Victor»

Поздовжні шнекові очисники (рис. 1.11 б) переміщують ворох коренеплодів вздовж осі валів. Тому робочі органи такого типу переважно виконують транспортні функції з незначним очисним ефектом. Такими очисниками обладнані машини фірми «Garford Victor» (Англія).

З метою уникнення значних механічних пошкоджень коренеплодів очисні спіралі можуть виконуватись еластичними або з еластичним покриттям металевої каркасної основи (А. С. СРСР № 1556567; № 1653945). Однак така поверхня швидко зношується та руйнується внаслідок старіння еластичного покриття та через потрапляння каміння та інших тіл, які не подрібнюються, у ворох коренеплодів.

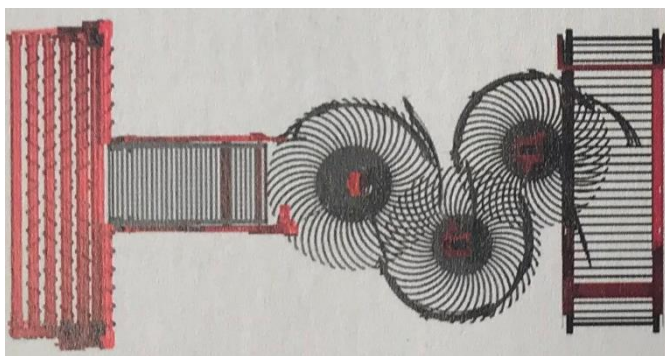
Шнекові очисники, в яких застосовані спіралі круглого поперечного перерізу (А.С. СРСР № 1685292, № 1202506, патент ФРН № 2239783), незначно пошкоджують коренеплоди, однак за очисною здатністю такі робочі органи суттєво поступаються шнекам з гвинтовими ребрами.

Найбільш «агресивними» з точки зору дії на коренеплоди вважаються роторні очисники. Вони знайшли широке застосування в конструкціях коренезбиральних машин провідних європейських фірм

«Tim», «Thyregot» (Данія), «Kleine», «Stoll», «Holmer», «WKM» (ФРН), «Moreau», «Herriau», «Matrot» (Франція) та ін.

В розвинутих країнах зібрані коренеплоди досить швидко переробляються (до двох тижнів) тому вимоги до ступеня їх пошкодження знижуються при цьому, висувуються підвищені вимоги до їх очищення.

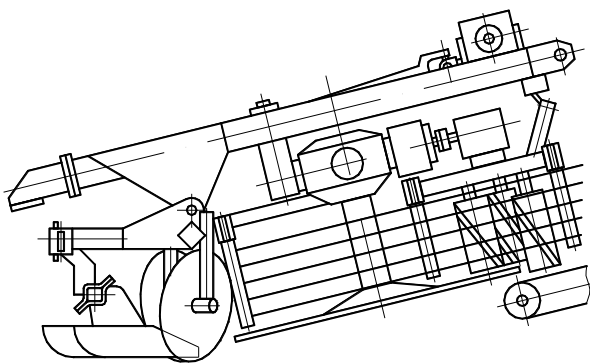
На рис. 1.12 наведена система очищення коренеплодів (а) та загальний вигляд сепаруючих робочих органів роторного типу коренезбиральної машини Terra Dos T3 (б) німецької фірми «Holmer», а також конструктивна схема (в) та загальний вигляд (г) двороторного очисника з вертикальними перевідними бітерами коренезбиральної машини КС-6Б.



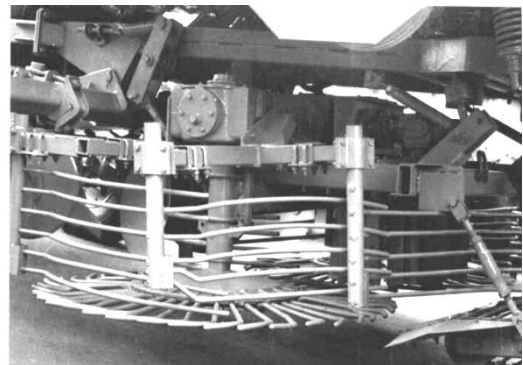
а



б



в



г

Рис. 1.12. Система очищення коренеплодів (а) та загальний вигляд сепаруючих робочих органів роторного типу (б) коренезбиральної машини Terra Dos T3 німецької фірми «Holmer», та конструктивна схема (в) та загальний вигляд (г) двороторного очисника з вертикальними перевідними бітерами коренезбиральної машини КС-6Б

Бітерні очисники, як правило, застосовують при транспортуванні коренеплодів в напрямку технологічного русла машини, а також при незначних кутах підйому напрямку переміщення.



Бітерні очисники бувають двох основних типів: з похилим і паралельним розташуванням ребер. Їх виконують у вигляді валів, з якими, через кріпильні пластини, зв'язані гумово-кордові елементи, котрі безпосередньо взаємодіють з коренеплодами в процесі їх сепарації.

Бітерні вертикальні очисники з похилими ребрами переважно застосовуються в компонованні з роторними очисниками для активізації процесу переведення коренеплодів на позовжні транспортери (рис. 1.12 в, г).

Горизонтальні бітерні вали з паралельним розташуванням ребер знайшли більш широке розповсюдження і застосовуються в дво- і трирядних машинах, де немає потреби у розведенні чи зведенні вороху.

В конструкціях шестирядних машин для зведення вороху використовуються шнекові очисники (рис. 1.13).

Застосування еластичних поверхонь в бітерних очисниках сприяє мінімальному пошкодженню коренеплодів при їх очищенні, однак такі робочі органи є недовговічними, внаслідок швидкого зношення еластичних деталей, а також характеризуються нижчими сепаруючими властивостями ніж шнекові та роторні очисники.

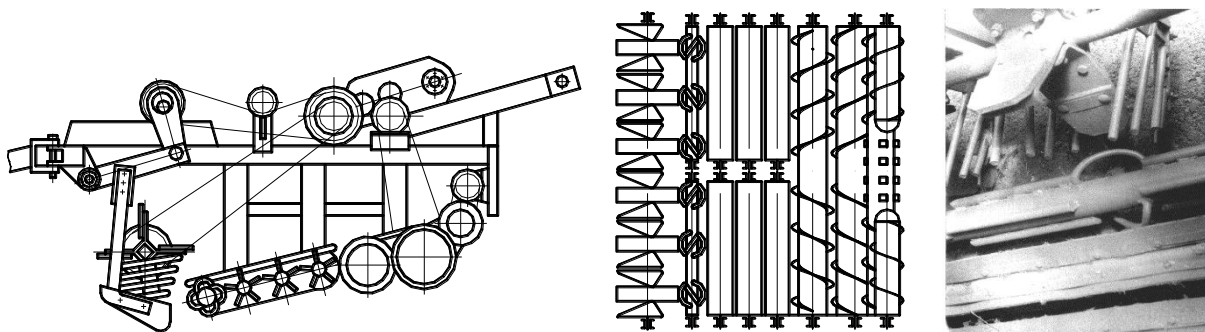


Рис. 1.13. Компонувальна схема вібраційного копача з бітерно-шнековим очисником машини КС-6Б

Кулачкові очисники (рис. 1.14 а) за розповсюдженням в коренезбиральних машинах дещо поступають шнековим і роторним. Їх виконують у вигляді паралельно розташованих кулачкових валів, які обертаються в одному напрямку [1, 14].

Основною перевагою таких робочих органів є подрібнення грудок ґрунту кулачками, які зазвичай шнековими та роторними очисниками не відділяються.

Недоліками кулачкових очисників є підвищене пошкодження коренеплодів та пряма залежність лінійних розмірів кулачків від розмірних характеристик коренеплодів і грудок ґрунту.

Багатогранні кулачкові очисники (в основному п'яти- і шестигранні) переважно застосовують для доочищення коренеплодів на горизонтальних ділянках технологічних русел машин (рис. 1.14 б). З метою зменшення пошкоджень коренеплодів поверхні кулачкових очисників 2 виконують еластичними, які в свою чергу кріпляться до основи 1. Так поперечне переміщення коренеплодів у бункері машини КС-6В здійснюється п'ятигранними кулачковими валами (патент України № 522).

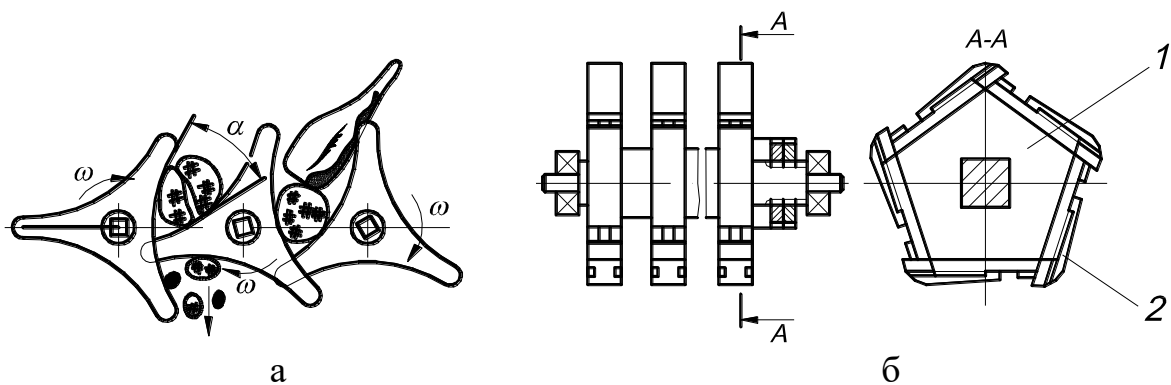


Рис. 1.14. Конструктивні схеми кулачкових очисників:  
а – трикулачковий очисник; б – багатогранний кулачковий очисник

Вищезазначені типи очисників переважно розташовуються за копачем коренеплодів і відносяться до так званих «агресивних» сепараторів [10, 14].

У зв'язку з тим, що агресивні очисники не в повній мірі забезпечують якісну сепарацію коренеплодів, особливо при роботі машин у складних ґрунтово-кліматичних умовах – це обумовило застосування в конструктивно-технологічних схемах машин доочишувачів коренеплодів, дія яких на коренеплоди характеризується значно меншою інтенсивністю. Це дозволяє уникнути сильних пошкоджень коренеплодів, оскільки на даному етапі сепарації основна маса домішок ґрунту є відділеною і, відповідно, зростає ймовірність безпосередньої взаємодії робочого органу з поверхнею коренеплодів.

Підвищення якісних показників сепарації при поздовжньому переміщенні коренеплодів може забезпечити доочишувач робочий орган, виконаний на базі пруткового транспортера (А.С. СРСР № 1447310),

який зображено на рис. 1.15. В ньому під робочою ланкою пруткового полотна 1 розташовані два шнеки, гвинтова поверхня яких виконана у вигляді еластичних щіток 2. Шнеки обертаються у зустрічному напрямку, а їх поверхня обмежена щитками 3. Осі обертання шнеків в радіальному напрямку зміщені відносно центральних осей, які діаметрально розташовані одна відносно одної.

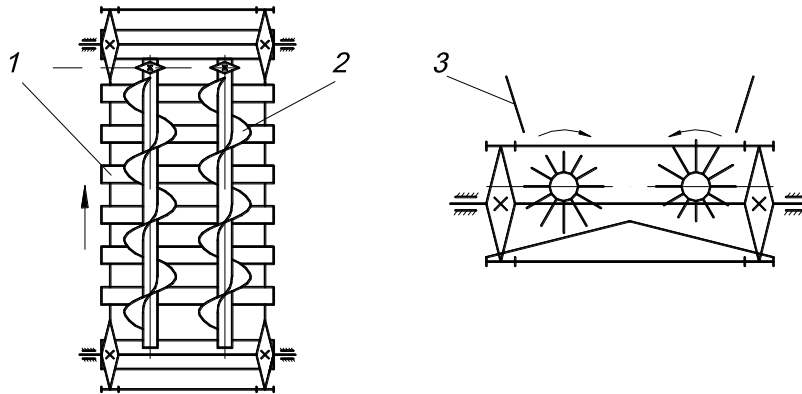


Рис. 1.15. Прутковий доочисний транспортер

При переміщенні вздовж пруткового полотна транспортера коренеплоди отримують додаткові поперечні зміщення від дії еластичних щіток, що значно підвищує ступінь сепарації. Щитки запобігають випаданню коренеплодів із зони транспортування.

Така конструкція доочисного робочого органу суттєво покращує звільнення поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту внаслідок їх обтирання еластичними щітками, однак у конструктивному виконанні є надзвичайно складною. Для виготовлення такого робочого органу необхідно використання складних редукційних передач, закритих в корпусах. Також необхідно застосувати привідні та ведені барабани великих діаметрів для збільшення відстані між робочою та холостою гілками полотна і введення між ними еластичних шнеків з похилими щітками, що забезпечить відведення домішок з технологічного русла, а це, в свою чергу, ускладнює конструкцію доочисника та призводить до збільшення його матеріаломісткості.

Активізувати процес доочищення вороху коренеплодів можна за рахунок застосування скребкового транспортера [25], який містить раму 13 з ведучим 6 і веденим 1 барабанами, котрі охоплені нескінченним скребковим полотном 8 з періодично закріпленими групами скребків 7 (рис. 1.16). Під скребковим полотном в зоні розташування барабанів

встановлені направляючі решітки 14 і 5, які за допомогою кронштейнів 15 закріплені до рами. В центральній частині транспортера під скребковим полотном встановлені криволінійні направляючі решітки 4, які шарнірно закріплені до рами та через кронштейни 9 з отворами підтиснуті пружинами 10. Пружини підтискають криволінійні решітки в бік робочої гілки полотна, а їх переміщення обмежене упорами 3. Натяг полотна здійснюється роликками 12, розташованими в кронштейнах 11.

Для уникнення випадання коренеплодів по боках полотна встановлені обмежувальні щитки 2.

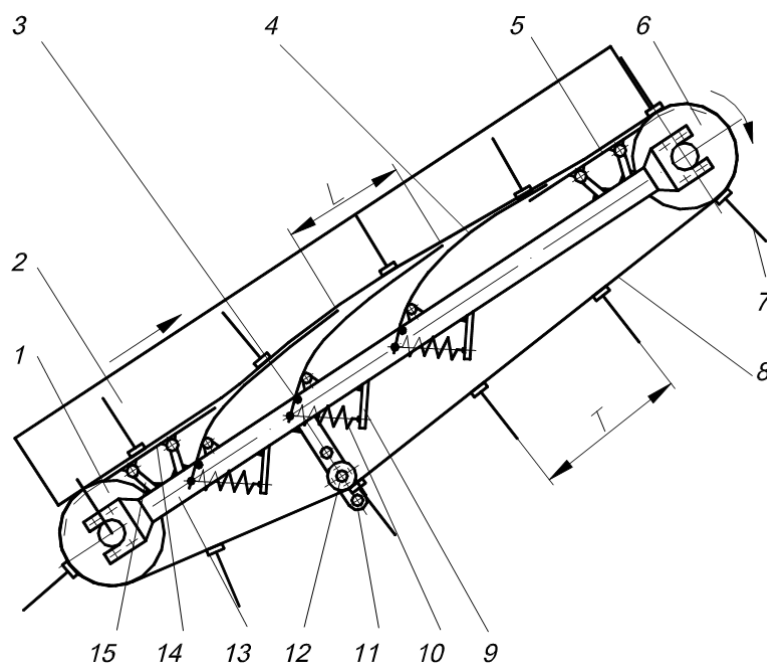


Рис. 1.16. Скребковий транспортер з поздовжніми направляючими пластинами

При виконанні технологічного процесу скребки захоплюють коренеплоди і по направляючих решітках транспортують їх в зону вивантаження. При цьому коренеплоди прокручуються з ковзанням відносно решіток, що зумовлює їх очищення від домішок.

В процесі переміщення коренеплодів по криволінійних пластинах, останні, під дією пружин, здійснюють коливні рухи, що інтенсифікує процес доочищення.

Для зменшення енерговитрат крок  $T$  між скребками не повинен бути кратним відстані  $L$  між вершинами криволінійних пластин, що забезпечить зміщення в часі процес відриву і входження коренеплодів в контакт із скребками.

При загальній активізації процесу очищення коренеплодів, в конструктивному виконанні такий доочисний транспортер є досить складним, а додатковий тиск підтиснених пружинами криволінійних пластин на скребки призводить до зростання сумарних енерговитрат.

В загальному випадку способи доочищення коренеплодів можна класифікувати за наступними ознаками:

- доочищення на нескінченних скребкових пруткових полотнах при забезпеченні поздовжніх та поперечних коливань робочих гілок полотен, а також з викиданням коренеплодів скребками на прутки полотен;

- переміщення коренеплодів з їх сепарацією скребками полотен по направляючих решітках;

- доочищення на штифтових еластичних гірках;

- комбіновані способи доочищення коренеплодів, які поєднують в компоновальних схемах коренезбиральних машин різні типи доочисників із зменшенням ступеня агресивної дії на коренеплоди в міру їх віддалення від зони викопування коренеплодів.

З проведеного аналізу конструкцій доочисних транспортерів встановлено, що проблема додаткової сепарації коренеплодів є актуальною і в конструкціях вітчизняних та зарубіжних машин робочі органи, що володіють можливістю додаткової сепарації застосовуються дедалі частіше.

При цьому переважна більшість конструкцій доочисників ефективно відділяють лише домішки ґрунту, тоді як рослинні рештки практично не відділяються з вороху коренеплодів.

Тому, перспективним є напрямок розробки та вдосконалення доочисних транспортуючих органів, які забезпечать одночасну сепарацію коренеплодів від вільного та налиплого на коренеплоди ґрунту, а також рослинних решток.

В той самий час, при розробленні нових конструкцій доочисників коренеплодів необхідно знаходити компроміс між технічними протиріччями, які полягають у досягненні максимально можливого сепаруючого ефекту та мінімізацією механічних пошкоджень коренеплодів цукрових буряків, які регламентовані Державним стандартом України [17].

### 1.3. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів очищення коренеплодів

Теоретичні основи процесів сепарації коренеплодів та визначення раціональних і оптимальних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів робочих органів викладено в працях відомих вчених Л. В. Погорілого [1], М. М. Хелемендика [5], В. Я. Мартиненка [7], В. В. Брея [12], Р. Б. Гевка [13-15, 25], В. М. Булгакова [16, 28; 29], В. М. Барановського [20-23], Ю. Б. Аванесова [26], В. А. Хвостова [27], Б. М. Гевка [30-32], Б. П. Шабельника [33], Р. М. Рогатинського [14, 34], А. К. Сарапулова [35], П. І. Сичова [36], М. Л. Погорілого [37], та ін.

Розробці нових конструкцій очисників коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток і вибору їх параметрів та режимів роботи присвячені роботи І. Г. Ткаченка [14, 19, 38], І. І. Павха [39], М. О. Гандзюка [11], О. Б. Павелчак [18], І. Г. Туніка [40], І. В. Фльонца [41], М. Г. Данильченка [42], Я. І. Козіброди [43], О. М. Кобця [44], М. Р. Паньків [45], А. Ю. Виговського [46], Н. А. Дубчак [47], В. Ю. Рамша [48], Н. І. Хомик [49], О. О. Труханської [50], Н. Є. Влас [51], В. А. Поліщука [52; 53] та ін.

Так, на основі комплексних досліджень в працях Л. В. Погорілого, Ю. Б. Аванесова, М. В. Татьянка та В. В. Брея [1, 2, 13, 24] визначено пропускну здатність викопувальних і сепаруючих робочих органів, їх конструктивні та кінематичні параметри.

Враховуючи, що контакт коренеплоду з витком шнека, де виникають найбільші напруження, аналогічний контакту «куля-циліндр», умова непошкодження коренеплоду [1] має вигляд

$$\frac{2q(R+C)l_B \sin\alpha (f \cos\beta \sin\beta + 1) \varepsilon^3 E^2}{r_B^2} \leq [\sigma]^3;$$

$$\cos\alpha = \frac{R+C}{R+r_K}; \quad \beta = \arctg \frac{l_B}{2R}, \quad (1.1)$$

де  $q$  – маса буряків, розташованих в один шар на одиницю площі (25...30 кг);  $R$  – радіус шнека;  $C$  – зазор між шнеками;  $l_B$  – крок шнека;  $r_K$ ,  $r_B$  – радіуси відповідно коренеплоду та витка шнека;  $\varepsilon$  – коефіцієнт, який залежить від відношення кривизни контактуючих поверхонь

(вибирається за відповідними таблицями опору матеріалів);  $E$  – модуль пружності тіла цукрового буряку;  $[\sigma]$  – допустимі напруження стискання тіла коренеплоду.

Міцність зав'язків коренеплодів цукрових буряків з налиплим ґрунтом Л. В. Погорілий запропонував оцінювати кількістю енергії  $E$ , необхідної для їх руйнування при імпульсному навантаженні [1]. Встановлено, що відносний вміст ґрунту на поверхні тіла коренеплодів змінюється в залежності від величини  $E$  за експоненціальним законом.

В працях Б. М. Гевка, Р. М. Рогатинського, М. І. Пилипця та М. Г. Данильченка [30-32, 34, 42] визначено оптимальні параметри шнекових еліпсних і конусних очисників. Авторами встановлено характер руху коренеплодів в технологічному руслі робочих органів, їх коефіцієнти динамічності очищення, співвідношення конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів еліпсних шнекових валів.

Складено динамічні моделі безпосередньої взаємодії коренебульбоплодів між собою, а також з гвинтовими робочими органами та наведена методика загального розв'язку такої об'ємної задачі з визначенням кінематичних і динамічних параметрів очищення коренебульбоплодів.

Авторами встановлено, що раціональними параметрами очищення коренебульбоплодів є кутова швидкість гвинтових валків (15...30 рад/с), лінійна швидкість переміщення вороху вздовж гвинтових валків (0,5...1,0 м/с) при коефіцієнті динамічності очищення  $k_D = 0,5...0,8$ .

Встановлено, що пошкодження коренебульбоплодів пов'язані з максимальними напруженнями, котрі при центральному пружному ударі в жорстку стінку пропорційні величинам, які враховують модуль зсуву, масу та швидкість взаємодії тіл контакту, кривизну поверхні коренебульбоплоду, коефіцієнт Пуассона.

Виведено залежність для визначення напруження, яке характеризує рівень пошкодження коренебульбоплодів при їх ударі в жорстку поверхню

$$\sigma_{\max} = 0,364 K_{ij}^{1,07} m^{0,2} V_0^{0,4} (K_1 + K_2)^{0,467}, \quad (1.2)$$

де  $K_{ij}$  – параметр моделі;  $V_0$  – швидкість коренебульбоплоду перед

ударом;  $K_1$ ,  $K_2$  – відповідно мінімальна кривизна робочого органу та коренебульбоплоду.

Запропонована методика розрахунку конструктивних і кінематичних параметрів очисників на основі застосування взаємозв'язку між коефіцієнтом динамічності очищення  $K_D$  та ступенем очищення  $W$  коренеплодів цукрових буряків

$$W = 100 \left( \frac{K_D^{\bar{b}}}{K_D^M + C} \right) n, \quad (1.3)$$

де  $K_D^{\bar{b}}$ ,  $K_D^M$  – відповідно коефіцієнти динамічності очищення базового та модернізованого очисників;  $C$  і  $n$  – коефіцієнти, які розраховані для кожного типу очисника на основі експериментальних залежностей. Для шнекових еліптичних очисників:  $C = 0,09$ ,  $n = 0,95 \dots 1$ , для роторних –  $C = 0,03$ ,  $n = 1,3$ .

В працях В. М. Барановського [20-23] наведено детерміновані математичні моделі, які характеризують взаємозв'язок зміни надходження загальної подачі домішок вороху коренеплодів і подач складових компонентів домішок упродовж певного часу, залежно від параметрів робочих органів, розмірно-масових характеристик формалізованих форм коренеплодів і умов роботи адаптованої коренезбиральної машини. Автором встановлено, що за умови збільшення урожайності коренеплодів від 100 до 700 ц/га загальна секундна подача домішок зменшується в незначних межах – у середньому на 10 кг/с, при цьому існує тісний прямо пропорційний зв'язок зміни секундних подач складових вороху коренеплодів залежно від зміни швидкості руху машини, кількості рядків, урожайності коренеплодів та гички.

Допустима кутова швидкість обертання лопаті привідного валу, яка забезпечує раціональну роботу очисної системи для умови непошкодження коренеплодів, перебуває в діапазоні  $\omega_k \leq 60 \dots 65$  рад/с для радіуса описаного кола лопаті  $R_k \leq 0,25$  м, маси лопаті  $0,22 \leq m \leq 0,25$  кг, діаметра коренеплодів  $d_k \leq 0,1 \dots 0,2$  м.

В процесі аналізу співудару коренеплоду з витком шнека встановлено, що значення коефіцієнта впливу динамічного ефекту



$K_{II} \leq 1,0$  виконується за наступних співвідношень параметрів очисної системи:  $\omega_0 \leq 11$  рад/с та встановленні шнека діаметром  $D = 0,6$  м під кутом  $\pi/6 \leq \alpha_0 \leq \pi/2$  рад; для  $D = 0,8$  м,  $\alpha_0 = \pi/3$  рад,  $\omega_0 \leq 9$  рад/с.

Обґрунтуванню раціональних параметрів технологічного процесу роботи шнекових очисників з круглою в поперечному перетині спіраллю присвячена дисертаційна робота М. М. Хелемендика [5]. Встановлено раціональні режими роботи та параметри очисників, котрі містять зустрічно навиті спіралі і забезпечують руйнування грудок та доочищення коренеплодів від налиплого ґрунту.

Теоретичному обґрунтуванню шнекових та кулачкових очисників присвячена робота А. К. Сарапулова [35]. Автором встановлені раціональні конструктивні параметри шнекових очисників (діаметри валів, висота навивання та крок спіралей, взаємне розташування сусідніх валів) та їх кінематичні параметри. На основі проведених теоретичних і експериментальних досліджень доведено, що оптимальна кутова швидкість кулачків відповідає частоті їх обертання 190...200 об/хв, а кут нахилу очисника до горизонту повинен складати близько  $15^\circ$ .

Визначенню конструктивних і технологічних параметрів роторних очисників присвячені роботи Л. В. Погорілого, М. В. Татьянка, М. Г. Данильченка [1, 42].

При виборі параметрів роторного очисника, в першу чергу необхідно визначити його пропускну здатність  $W_{II}$

$$W_{II} = \pi \xi_1 R^2 \omega, \quad (1.4)$$

де  $\xi_1 = 1 - r^2/R^2$  – коефіцієнт, що враховує використання робочої поверхні диска;  $R$  і  $r$  – відповідно зовнішній радіус диска та радіус його основи;  $\omega$  – кутова швидкість обертання диска.

Кут встановлення ротора до горизонту  $\alpha$ , його кутова швидкість і конструктивні параметри повинні відповідати умовам, які забезпечують перевищення рухомої сили над силами опору обмежувальної решітки, розташованої по периферії ротора

$$\omega^2 R \leq \frac{gf_1 \cos \alpha}{f_2}, \quad (1.5)$$

де  $f_1, f_2$  – відповідно коефіцієнти тертя коренеплодів по поверхні ротора та обмежувальної решітки;  $g$  – прискорення вільного падіння.

У роботі Б. П. Шабельника [33] розглядаються питання, пов'язані з покращенням параметрів технологічного процесу очищення коренеплодів і створення конвеєрів-сепараторів на базі кулачкових робочих органів. Виведені залежності для визначення кутової швидкості обертання кулачків від їх конструктивних параметрів з умови безвідривного руху компонентів вороху по поверхнях робочих органів та його рівномірного розподілу в технологічному руслі переміщення, що забезпечує мінімізацію пошкоджень тіла цукрових буряків. Автором розроблена методика розрахунку економічної ефективності очисників від зниження пошкоджень коренеплодів в процесі їх сепарації новими робочими органами в перерахунку на 1 га

$$E_n = \left\{ \frac{\left[ Q_{\delta} - \frac{q_{\delta}(1+t)}{2} \right] n_{\delta}}{W_{\delta}} - \frac{\left[ Q_n - \frac{q_n(1+t)}{2} \right] n_n}{W_n} \right\} 97^{\frac{t}{150}} \cdot 10^{-2}, \quad (1.6)$$

де  $Q_{\delta}$  і  $Q_n$  – відповідно валовий збір коренеплодів машинами з базовим і новим очисником за сезон, (тон);  $W_{\delta}$  і  $W_n$  – відповідно річне напрацювання базової та нової машини, (га);  $q_{\delta}$  і  $q_n$  – відповідно денний прохід коренеплодів при сепарації базовою та новою машинами, (тон);  $t$  – число днів зберігання коренеплодів;  $n_{\delta}$  і  $n_n$  – відповідно кількість сильно пошкоджених коренеплодів робочими органами базовою та новою машинами, (%).

Роботи В. М. Булгакова [14, 28, 29] присвячені вдосконаленню процесів та робочих органів коренезбиральних машин. Автором розроблено ряд перспективних схем машин, які поєднують знакозмінні процеси сепарації коренеплодів різними типами робочих органів з обґрунтуванням їх раціональних параметрів. На основі тензометричних досліджень встановлено, що найбільші значення потужності (29,85 кВт) припадають на подолання тягового опору, що складає 56 % від загальних енерговитрат. На копачі та транспортно-сепаруючі робочі органи припадає 16,4 кВт, що складає 31 % від енерговитрат на процес

збирання коренеплодів, тоді як очисники поглинають близько 6,8 кВт або 12,8 % від балансу енерговитрат.

Визначенню впливу конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів сепаруючих пристроїв на якісні показники очищення коренеплодів присвячені роботи Р. Б. Гевка, І. Г. Ткаченка [10, 14, 38]. За результатами досліджень встановлено, що відносний вміст ґрунту на коренеплодах змінюється у часі за експоненціальним законом

$$\Delta m(t) = \Delta m_0 \cdot e^{-\lambda(t-t_0)}, \quad (1.7)$$

де  $\lambda$  – стаціонарна випадкова функція інтенсивності очищення;  $\Delta m_0$  – маса ґрунту в початковий момент;  $t = t_0$  переміщення коренеплодів по робочих органах очисника.

Також розроблена теорія динамічної сепарації вороху коренеплодів та реалізована відповідна модель з визначенням впливу конструктивних і технологічних параметрів робочих органів на процес очищення. Основним напрямком підвищення інтенсивності сепарації є збільшення кутової швидкості обертання коренеплоду та зміна прискорень.

Для загального випадку ударної взаємодії коренеплоду масою  $m_1$  з робочим органом масою  $m_2$ , який зв'язаний пружною ланкою (жорсткістю  $C$ ) з масою його приводу складена система рівнянь руху системи, яка дозволяє оцінити глибину пошкоджень тіла коренеплоду

$$\begin{cases} -m_1 \cdot \ddot{Y}_1 - m \cdot g \cos \gamma + P = 0 \\ -m_2 \cdot \ddot{Y}_2 - P + C (Y_{20} - Y_2) = 0, \end{cases} \quad (1.8)$$

де  $\ddot{Y}_1$  та  $\ddot{Y}_2$  – відповідно прискорення коренеплоду та пружного робочого органу в момент удару;  $P = k \cdot u^{3/2}$  – сила удару, яка визначається згідно теорії в'язко-пружного удару;  $k$  – коефіцієнт, який залежить від реологічних властивостей матеріалів тіл взаємодії;  $u$  – величина жорсткого зближення між тілами взаємодії, яка характеризує глибину пошкоджень коренеплодів;  $Y_{20}$  – початкова координата центра мас робочого органу до удару;  $Y_2$  – кінцева координата центра мас робочого органу після удару.

Встановлено, що основний вплив на величину контактних напружень на поверхнях коренеплодів, мають швидкість тіл зближення, їх взаємне розташування та жорсткість очисної поверхні.

Подібні дослідження проведенні для обертових очисних бітерних валів. Виявлено, що при ударі розподіл між роботами демпфування очисного бітерного вала та деформації коренеплоду практично не залежить від його реологічних властивостей, що лягло в основу розробленої принципово нової методики дослідження демпфуючих властивостей робочих органів з використанням пластичного імітатора.

В роботі І. І. Павха [39] запропонована методика визначення ступеня сепарації коренеплодів вивантажувальними прутковими очисними транспортерами без зупинки бурякозбиральної машини. При цьому між коренезбиральною машиною з дослідним очисним транспортером, який здійснює поздовжні коливання відносно своєї середньої лінійної швидкості і транспортним засобом розстеляють рядно. При переміщенні машини домішки, що просипалися між прутками полотна, потрапляли на рядно та зважувалися. Зміною конструктивних і кінематичних параметрів запропонованого робочого органу можна регулювати інтенсивність очищення коренеплодів.

Така методика дозволяє суттєво спростити процес відбору проб і ефективно встановити відносні показники впливу конструктивних і кінематичних параметрів робочого органу на ступінь сепарації коренеплодів. Однак її недоліком є відносність, що не дає змоги комплексно оцінити показники технологічного процесу, а її застосування можливе в обмеженій зоні.

У дисертаційній роботі М. О. Гандзюка [11] розроблено методики проведення експериментальних досліджень і встановлено вплив параметрів ударної взаємодії та зони контакту коренеплодів з прутковим полотном на глибину пошкоджень тіла буряків.

На основі проведених лабораторних досліджень встановлено, що модуль пружності тіла цукрового буряку у поздовжньому розрізі (паралельно до умовної центральної осі) становить 8 МПа, а у поперечному розрізі – 10 МПа.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що коефіцієнт Пуассона для тіла цукрового буряку знаходиться в межах 0,38...0,42.

Застосування дволанкового пруткового транспортера для відведення вільних частинок ґрунту і рослинних решток з обґрунтуванням його раціональних конструктивних, кінематичних і динамічних параметрів наведено в дисертаційній роботі І. Г. Туніка [40]. Автором розроблена динамічна модель роботи такого транспортера, за аналізом якої встановлено, що наявність поперечних коливань пруткового полотна є домінуючим фактором, який сприяє сходженню коренеплодів з вивантажувальної ланки транспортера. Однак, така схема доочисного транспортера може застосовуватись лише при знакозмінному переміщенні та очищенні буряків.

Для проведення експериментальних досліджень очисників коренеплодів розроблено ряд методик, які дозволяють в тій чи іншій мірі адекватно відображати реальні процеси сепарації і встановлювати межі їх рекомендованих параметрів.

З метою спрощення процесу отримання інформації про ступінь пошкодження коренеплодів робочими органами розроблена методика проведення експериментальних досліджень з використанням гумового імітатора коренеплоду цукрового буряку, яка викладена в роботі О. Б. Павелчак [18].

Також проведені дослідження з визначення раціональних параметрів скребкових транспортерів-сепараторів [19].

На підставі реалізації моделі руху коренеплодів по поверхні скребків та їх взаємодії з прутками криволінійного полотна здійснена комплексна оцінка впливу різних факторів на шлях та інтенсивність доочищення коренеплодів. Встановлено межі раціональних значень параметрів доочисних пруткових транспортерів.

В дисертаційній роботі І. В. Фльонца [41] наведено теоретичне узагальнення та вирішення нової науково-прикладної задачі, яка полягає у підвищенні технологічної ефективності регульованого процесу доочищення коренеплодів шляхом розробки конструкції та обґрунтування раціональних параметрів транспортера-сепаратора з коливними скребками.

На основі розробленої математичної моделі процесу переміщення коренеплодів по робочих поверхнях скребків і у вільному русі встановлено вплив параметрів робочого органу на характер руху коренеплодів. Розроблена конструктивно-технологічна схема

транспортера-сепаратора, виконаного на базі шарнірно закріплених на прутковому полотні та підтиснутих пружинами груп скребків. Розроблено методики проведення експериментальних досліджень з визначення дальності польоту коренеплодів, ступеня відділення налиплого ґрунту при їх взаємодії з прутками полотна та пошкодження тіла коренеплодів від впливу домінуючих факторів.

В наукових працях М. Р. Паньків [23, 45] наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень з визначення раціональних параметрів гвинтово-еліпсного очисника коренезбиральних машин.

У наукових працях ряду авторів В. М. Барановського [20], М. Р. Паньків [45], М. О. Гандзюка [11], А. Ю. Виговського [46], Н. А. Дубчак [47] запропоновано прогресивні рішення доочисних систем коренезбиральних машин, які є поєднанням пруткового транспортера та відвідного шнека з різними комбінаціями циліндричних вальців і наявності очисних пружних елементів, які розташовані між витками відвідного шнека.

Підвищення показників якості роботи комбінованої очисної системи вороху коренеплодів вирішується застосуванням базового варіанту комбінованого очисника (рис. 1.17 а). Він містить додатково встановлений за шнеком 3, в сторону вихідного кінця подавального транспортера 1 пари приводних циліндричних відминальних вальців 6, які розташовані один над одним і над подавальним транспортером на деякій відстані від прутків 2 робочої гілки. Відминальні вальці обертаються назустріч один одному з кутовою швидкістю  $\omega_1$ . На трубі 4 шнека по гвинтовій лінії змонтовано очисні пружні елементи 7, які набрані із пучків ворсу 8.

Напрямок навивання гвинтової лінії спіральних витків 5 і очисних пружних елементів, встановлених на трубі 4 шнека, зустрічний.

Коренеплоди із залишками та налиплим ґрунтом, а також непросіяні домішки переміщуються витками шнека уздовж осей обертання спіральних витків, очисних пружних елементів і відминальних вальців. Зазнаючи підпирання зі сторони нової подачі вороху коренеплодів, який надходить по робочій гільці транспортера та за мірою його пересування до відминальних вальців відбувається зтягування залишків гички та інших рослинних домішок між поверхнями відминальних вальців у силу їх зустрічного напрямку

обертання. Пройдені між вальцями рослинні домішки поступають на вихідний кінець транспортера. Крім того, очисні пружні елементи діють на коренеплоди, очищаючи їх поверхні від налиплого ґрунту та переміщують рослинні рештки у протилежному напрямку вивантажувальної зони очисника, збільшуючи час знаходження домішок на робочій гільці транспортера.

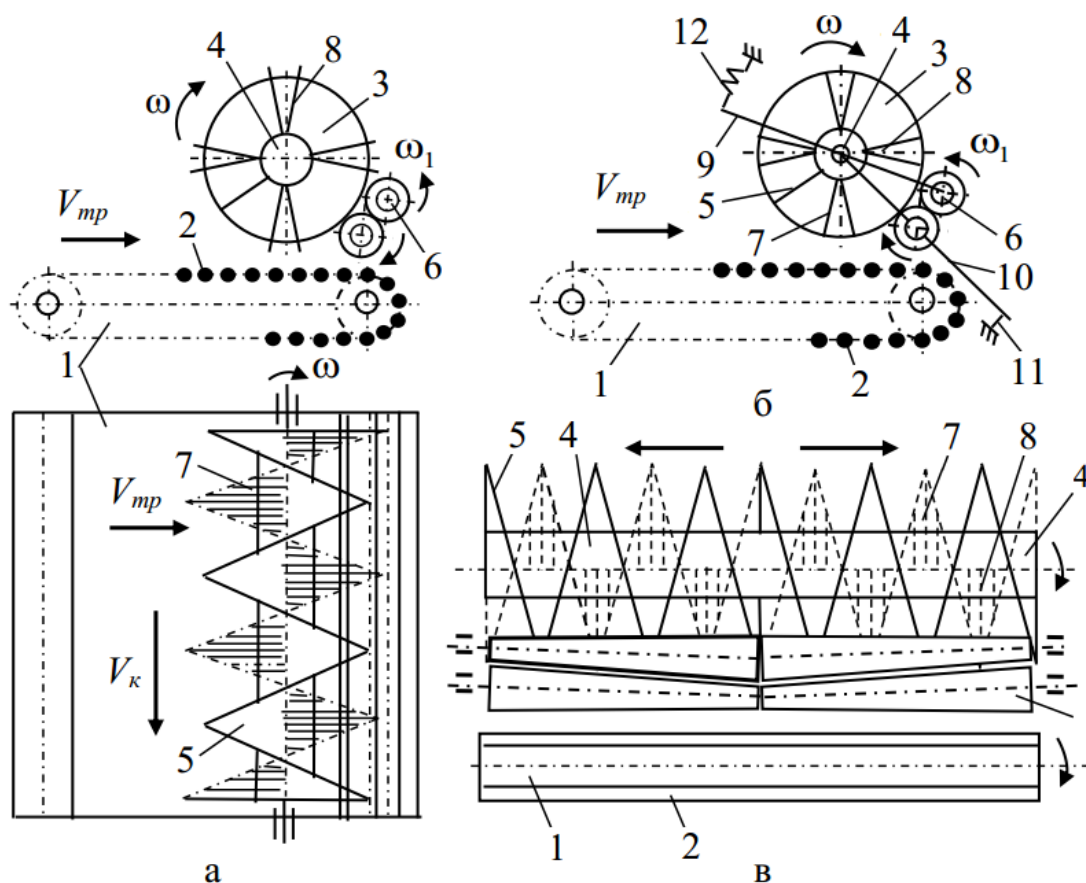


Рис. 1.17. Конструктивно-технологічна схема базового варіанту комбінованого очисника

Таким чином, покращення технологічного процесу очищення коренеплодів від домішок, особливо відокремлення налиплого ґрунту від поверхні тіла коренеплодів і залишків гички з їх головок, досягається в першому випадку шляхом динамічної дії пружних очисних елементів, які змонтовані на трубі шнека на компоненти домішок вороху коренеплодів, а в другому випадку – затягуванням залишків гички між робочі поверхні відминальних вальців.

Для підвищення надійності роботи комбінованого очисника та ступеня відокремлення залишків гички з головок коренеплодів за рахунок усунення технологічних зупинок під час потрапляння

чужорідних тіл у зазор між нижнім відминальним вальцем і робочою гілкою пруткового транспортера вальці 6 (рис. 1.17 б) встановлені на шарнірно закріплених верхньому 9 та нижньому 10 важелях, шарніри яких розташовано на кінцях валу шнека та співвісні з ним. Поворот нижнього важеля обмежений встановленими упорами 11, а верхній відминальний валець підтиснутий пружиною 12 до нижнього вальця.

При потраплянні каменів або інших твердих предметів між транспортером і нижнім відминальним вальцем відбувається одночасний поворот вверх вальців на шарнірних важелях, долаючи опір пружини. Зазор між нижнім вальцем і гілкою транспортера повинен бути рівним розміру тіл, які вільно проходять через зазор і виносяться за межі очисника.

Підвищення технологічної ефективності процесу відокремлення рослинних решток також відбувається за рахунок виконання шнека 3 (рис. 1.17 в) двосекційним. При цьому, напрямок навивання спіральних витків 5 однієї секції протилежний напрямку навивання спіральних витків іншої секції та спрямований в бік відповідних вихідних кінців шнека. За кожною секцією шнека, в напрямку вихідного кінця подавального транспортера 1, розмішена пара привідних відминальних вальців 6, які встановлені консольно один над одним і над подавальним прутковим транспортером.

Виговським А. Ю. наведено залежність, яка характеризує ймовірну масу налиплого ґрунту на поверхні тіл коренеплодів до моменту їх викопування [46]

$$m_{zp} = \frac{\pi \rho_{zp} \delta D_k L_k k_{H_1 L_k}^2}{12 k_{W\gamma} (1 - 0,5 k_{D_k L_k})}, \quad (1.9)$$

де  $\rho_{zp}$  – питома маса налиплого ґрунту;  $k_{W\gamma}$  – коефіцієнт вологості ґрунту;  $D_k$ ,  $L_k$  – діаметр і загальна довжина коренеплоду;  $k_{H_1 L_k}$ ,  $k_{D_k L_k}$  – коефіцієнти, які відповідно характеризують відношення глибини залягання коренеплоду у ґрунті  $H_1$  до  $D_k$  та  $L_k$ ;  $\delta$  – товщина шару налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплоду.

На основі аналізу порівняння необхідної пропускної здатності очисника та продуктивності шнека обґрунтовано основні параметри, які забезпечують його необхідну продуктивність: діаметр шнека 0,5...0,7 м; кутова швидкість шнека 9...15 рад/с; крок шнека 0,7 м.



Дубчак Н. А. запропоновано визначати масу налиплого ґрунту на поверхні тіла коренеплодів після їх викопування за рахунок введення поправочного коефіцієнта  $\lambda_s$ , а обґрунтування та уточнення параметрів комбінованих очисників проводити з урахуванням коефіцієнта взаємодії коренеплодів з витком шнека  $K_T$ , який характеризує відношення максимально допустимої до результуючої швидкостей співудару [47]. Встановлено, що значення  $K_T \geq 1$  забезпечується для діаметра шнека 0,5...0,8 м, його частоти обертання 65...115 об/хв та кута підйому гвинтової лінії  $\beta \leq 35^\circ$ , а умова забезпечення мінімальних пошкоджень коренеплодів виконується для значень діаметра шнека 0,5; 0,6 і 0,7 м та відповідної частоти обертання шнека 90, 70 і 60 об/хв.

В дослідженнях В. Ю. Рамша [48] наведено результати теоретичних і експериментальних досліджень комбінованого очисника вороху коренеплодів цукрових буряків та наведено межі значень їх раціональних параметрів і режимів роботи машин. Розроблено математичні моделі, які описують взаємозв'язок секундної подачі вороху та необхідної пропускної здатності комбінованого очисника залежно від параметрів копача, очисника та коренеплодів і умов роботи коренезбиральної машини, які зростають прямопропорційно швидкості руху копача та кількості рядків і знаходяться в межах 70...160 кг/с при зміні швидкості руху машини 1,4...1,8 м/с, кількості рядків 4, 6 і коефіцієнта викопаного вороху на шляху його переміщення до очисника  $\lambda = 0,5$ .

В дисертаційній роботі Н. І. Хомик [49] наведено результати досліджень пруткових транспортерів коренезбиральних машин з урахуванням особливостей навантаження.

Розроблено математичну модель навантаженості полотна пруткового транспортера з урахуванням імпульсів, спричинених нерівномірним розподілом мас на полотні транспортера.

Запропоновано методику визначення напружено-деформівного стану елементів пруткових транспортерів.

Отримано залежності для визначення деформації тягового елемента пруткового транспортера на основі гумового паса, що дозволило удосконалити конструкцію з'єднання.

На основі розгляду рівноважного стану елемента транспортера від прикладеного навантаження встановлено характеристики динамічної

навантаженості тягового елемента. Автором внесені конструктивні зміни у кріплення тримких елементів, змінено параметри встановлення скребків.

Підвищити ступінь сепарації домішок через зазори між прутками транспортера та кількість відокремленого налиплого ґрунту з поверхні коренеплодів можна за рахунок інтенсифікації процесу очищення коренеплодів. Це сприяє зростанню часу знаходження домішок на транспортері, що збільшує шлях їх переміщення вздовж осі обертання витків шнека. Конструктивно-технологічна схема такого доочисника зображена на рис. 1.18 і наведена в роботі О. О. Труханської [50].

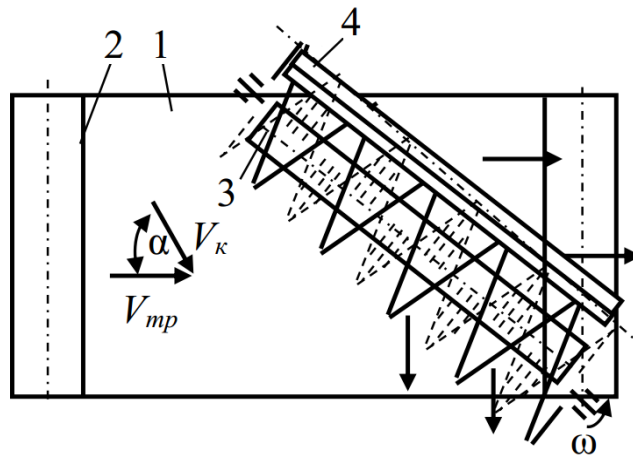


Рис. 1.18. Конструктивно-технологічна схема доочисника з похилим розташуванням відвідного шнека

Він містить подавальний прутковий транспортер 1, над робочою гілкою 2 якого, під гострим кутом  $\alpha$  до напрямку руху робочої гілки, встановлено шнек 3.

Позаду та паралельно до осі обертання шнека, аналогічно до попереднього варіанту, встановлено відмінальний валець 4.

Недоліком такої конструктивно-технологічної схеми доочисника є складність застосування приводу шнека та відмінального вальця, а також підвищене травмування коренеплодів, внаслідок їх можливих защемлень між прутками полотна та поверхнею шнека.

В роботі Н. Є. Влас [51] проведено обґрунтування конструктивно-кінематичних параметрів гвинтового циліндричного сепаратора з радіально зміщеними геометричними осями шнеків.

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що ступінь відділення ґрунту при імпульсному навантаженні коренеплодів

з різними типами робочих органів у всіх випадках є вищим для дрібних коренеплодів порівняно з крупними в середньому в 1,67 рази.

При очищенні коренеплодів цукрових буряків такому типу робочого органу доцільно надавати незначні імпульсні навантаження до 2 кг·м/с, а частота їх повторювань повинна становити 8-10 разів при вологості 14-16 % та 6-7 разів при вологості ґрунту 18 %.

В роботах В. А. Поліщука [52, 53] запропонована методика прискорених досліджень, яка полягає у застосуванні імітатора коренеплоду, виконаного у вигляді сферичної пластичної кулі, який взаємодіє з пружними лопатевими очисними робочими органами. При ударній взаємодії імітатора з лопаттю очисника чітко спостерігалась zdeформована зона у вигляді плями контакту, яка при інших постійних параметрах ударної взаємодії збільшувалась при підвищенні жорсткості з'єднання лопаті з ведучою ланкою.

Дана методика розроблена лише для лабораторних умов і може знайти застосування для прогнозування ступеня демпфування ударних навантажень на коренеплоди пружними очисними поверхнями.

Для встановлення найбільш травмонебезпечних зон в збиральних машинах Г. Д. Петровим М. І. Верещагіним, і В. А. Хвостовим [54] розроблена методика проведення досліджень за допомогою радіометричної системи «Радіобульба», яка складається з датчика-імітатора коренебульбоплоду, антен, радіоприймального пристрою та осцилографа.

В процесі проходження імітатора через технологічні елементи машини ударні імпульси, які виникали при його взаємодії з робочими органами через радіоприймальний пристрій фіксувались осцилографом як за величиною ударного навантаження, так і відображали конкретне місце його виникнення в машині.

Це дозволило виявити найбільш травмонебезпечні зони і ввести корективи щодо параметрів машини.

За результатами проведених досліджень встановлено, що зони найбільших механічних пошкоджень коренебульбоплодів виникають при переході з одного робочого органу на інший та в місцях зміни напрямку транспортування.

Така методика є досить ефективною та відображає реальні зони пошкодження продукту обробки, однак потребує значних матеріальних витрат і є трудомісткою.

## РОЗДІЛ 2

### МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

#### 2.1. Моделювання ймовірності взаємодії поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників

Для досягнення максимального сепаруючого ефекту робочими органами коренезбиральних машин, при допустимому рівні пошкоджень коренеплодів, першочерговим постало питання виявлення їх найбільш травмонебезпечних зон. В зв'язку з цим, необхідно визначити ймовірність взаємодії різних поверхонь коренеплодів з робочими органами очисників, з урахуванням налиплого ґрунту, центральних і бокових ударів, та характеру руху коренеплодів.

З аналізу літературних джерел [1; 11; 12; 14] відомо, що основними факторами, які впливають на ступінь пошкодження коренеплодів є швидкість їх ударної взаємодії з робочими органами, площа контакту коренеплід-очисник, жорсткість основи та сепаруючої поверхні робочого органу. При цьому, вибір оптимальних параметрів, очисників повинен забезпечити їх високу сепаруючу здатність коренеплодів, сильні механічні пошкодження яких, згідно агрономог [17] не повинні перевищувати 5 %.

Однак, при певних режимах роботи та заданих конструктивно-кінематичних параметрах очисника його взаємодія з хвостовою частиною коренеплоду може призвести до глибоких пошкоджень, або руйнувань тіла коренеплоду, але ймовірність такої взаємодії може бути незначною.

Тому вибір параметрів робочих органів необхідно проводити, як з урахуванням фізико-механічних властивостей коренеплодів, так і з умови мінімально допустимої ймовірності такої взаємодії, при якій глибина пошкодження тіла коренеплоду не перевищує величини, встановленої агрономогами.

Ймовірність взаємодії коренеплодів з рифовими поверхнями робочих органів визначатимемо, як добуток ймовірностей від контакту окремих поверхонь коренеплоду, центральних і бокових ударів, кількості ґрунту налиплого на тіло коренеплоду та його кутової швидкості обертання.

При проведенні досліджень прийняті наступні припущення:

- коренеплід є ідеальним ізотропним тілом, яке складається з півсфери та конуса;

- налиплий ґрунт може знаходитись виключно на конусній частині коренеплоду;

- дотичними взаємодіями робочого органу на коренеплід нехтуємо, оскільки пошкодження від таких контактів є незначними;

- взаємодіями коренеплодів між собою, в процесі очищення, їх вдаряннями у захисні еластичні фартухи нехтуємо, оскільки параметри жорсткості ударів від таких взаємодій є незначними, а площі контактів суттєво перевищують активні площі рифових поверхонь очисників.

При проведенні розрахунків коренеплід цукрового буряку умовно поділимо на три частини: головка коренеплоду (I), бокове конусне тіло (II) і хвостова частина (III). Його схема із зображенням варіантів розподілу сил ударних взаємодій зображена на рис. 2.1.

Попередньо визначимо ймовірність взаємодії частин коренеплоду з очисником від площі їх бокових поверхонь.

Повна площа  $S_k$  поверхні коренеплоду, який складається з конуса та півсфери дорівнює [18]

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

де  $\pi RL$  – площа конуса;  $2\pi R^2$  – площа півкулі;  $R$  – радіус основи кола та півкулі;  $L$  – твірна конуса.

Ймовірність взаємодії повної площі зовнішньої поверхні коренеплоду з очисним робочим органом рівна 1. Бокові поверхні трьох частин коренеплоду відповідно визначаються [12; 18].

I – площа поверхні голівки коренеплоду;

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

II – площа основного тіла конусної частини коренеплоду;

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

III – площа хвостової частини коренеплоду

$$S_3 = \pi rl, \quad (2.4)$$

де  $L_3$  – довжина твірної зрізаного конуса;  $r$  – радіус меншої основи зрізаного конуса;  $l$  – твірна конуса хвостової частини коренеплоду.

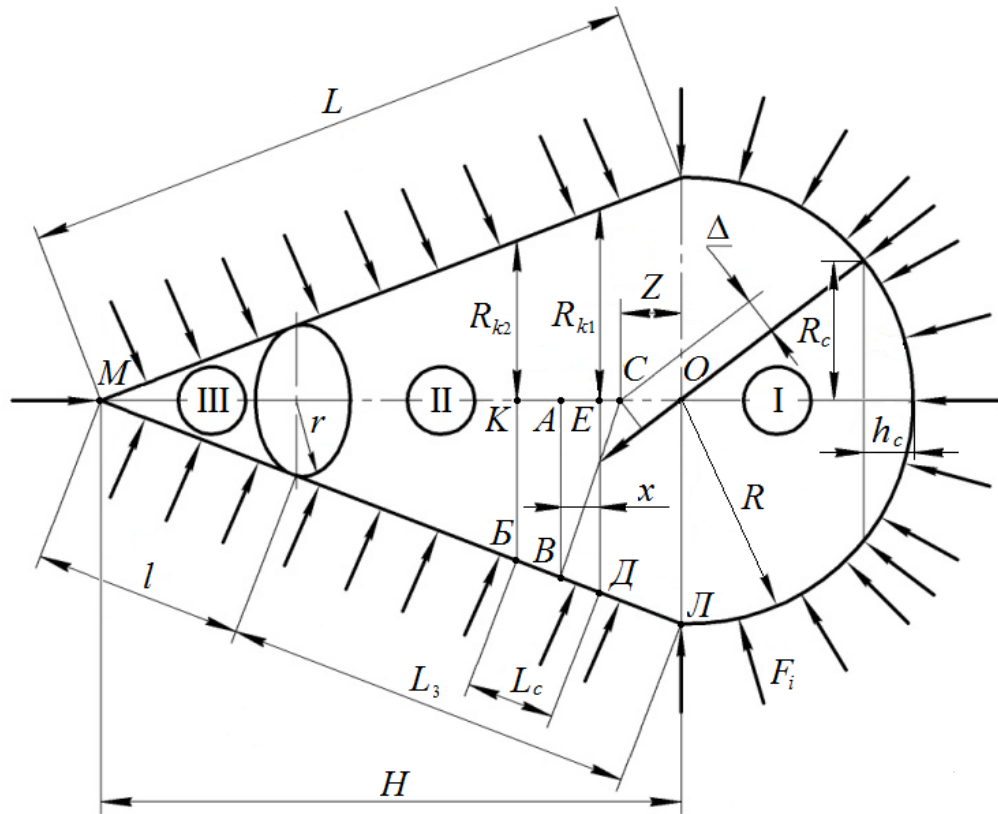


Рис. 2.1. Схема для визначення ймовірності взаємодії окремих поверхонь коренеплоду з робочими органами

Згідно з розподілом трьох частин поверхонь коренеплоду ймовірність  $P_1$  його взаємодії з робочим органом сферичною поверхнею становитиме

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

Ймовірність взаємодії площиною зрізаного конуса визначається

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

Ймовірність взаємодії хвостовою частиною дорівнює

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

На основі аналізу відомих досліджень системи ґрунт-коренеплід [1], яка складається з ґрунту та випадково розподілених в ньому

коренеплодів, а також характеру утворених в процесі їх вегетаційного періоду ущільнених зон можна умовно прийняти, що  $L = 3l$ .

Це пояснюється тим, що щільність ґрунту біля коренеплоду на глибині 120...160 мм є максимальною, а далі починає спадати в напрямку хвостової частини.

З іншого боку, пошкодження хвостової частини коренеплодів в процесі їх взаємодії з очисними робочими органами не призводить до суттєвих втрат цукрової сировини.

Для визначення числових значень ймовірності взаємодії вищевказаних зон коренеплоду з робочим органом звернемося до відомих досліджень розмірних і масових характеристик коренеплодів цукрових буряків.

Згідно [1] математичне сподівання діаметра  $D_k$  та довжини конусної частини  $H$  коренеплодів відповідно становлять  $D_k = 70...120$  мм і  $H = 210...240$  мм.

Користуючись даними регресійними залежностями визначені геометричні параметри для кондиційних коренеплодів: 1 – дрібні; 2 – середні; 3 – крупні.

Вони становлять: 1 –  $R = 20$  мм;  $H = 80$  мм;  $L = 82$  мм;  $L_3 = 61,5$  мм;  $r = 5$  мм;  $l = 20,5$  мм. 2 –  $R = 45$  мм;  $H = 155$  мм;  $L = 161$  мм;  $L_3 = 121$  мм;  $r = 11,25$  мм;  $l = 40$  мм. 3 –  $R = 70$  мм;  $H = 230$  мм;  $L = 240$  мм;  $L_3 = 180$  мм;  $r = 17,5$  мм;  $l = 60$  мм.

Таким чином, розрахунки за залежностями (2.5); (2.6) і (2.7) дозволили встановити наступний розподіл ймовірностей

$$\begin{aligned} P_1^1 &= 0,328; & P_2^1 &= 0,630; & P_3^1 &= 0,042; \\ P_1^2 &= 0,358; & P_2^2 &= 0,602; & P_3^2 &= 0,040; \\ P_1^3 &= 0,368; & P_2^3 &= 0,592; & P_3^3 &= 0,039. \end{aligned}$$

Нижній індекс у позначені ймовірності вказує на зону тіла коренеплоду, а верхній на його розмір.

Наступним етапом розрахунків було визначення розподілу ймовірностей взаємодії при центральних і бокових ударах коренеплодів з боку очисних робочих органів.

З аналізу досліджень Л. В. Погорілого, Г. Д. Петрова [1; 54] відомо, що максимальні пошкодження тіла коренеплодів відбуваються

в результаті їх ударних взаємодій з поверхнями очисних робочих органів при виникненні центральних ударів, коли напрямок зусилля спрямований в зону центра мас коренеплоду.

При визначенні ймовірності виникнення центральних і бокових ударів умовно приймемо, що центральним буде вважатися удар, коли напрямок зусилля відхилятиметься від об'єданого центра мас коренеплоду не більш, як на 6 % від його максимального габаритного розміру  $R + H$  (рис. 2.1) – для удару в голівку коренеплоду і 4 % – для удару в його конусну частину.

Дане числове значення отримане на основі багатократного кидання гумового імітатора коренеплоду з незначної висоти (в межах 50 мм) на ребро металевої пластини. При цьому, позначками відмічались граничні межі, при яких спостерігалось чітке провертання коренеплоду після ударної взаємодії, як в бік хвостової частини, так і в бік його головки.

Для визначення розташування центра мас  $Z_c$  (рис. 2.1) коренеплоду цукрового буряку відносно його головки, скористаємось відомою аналітичною залежністю  $Z_c = \frac{H^2 - 3R^2}{4(2R + H)}$  [18].

З розрахунків випливає, що значення  $Z_c$  збільшується при зростанні габаритних розмірів коренеплодів і його абсолютна величина для трьох вищевказаних варіантів розподілу геометричних параметрів становить:  $Z_c^1 = 10,8$  мм;  $Z_c^2 = 18,3$  мм;  $Z_c^3 = 25,8$  мм.

Для того щоб визначити плече  $\Delta$  між напрямком зусилля удару в напівсферичну голівку коренеплоду і його об'єданим центром мас звернемося до рис. 2.1.

Напрямок зусилля розташований під певним кутом  $\alpha$  до поздовжньої осі коренеплоду.

Враховуючи те, що для головки коренеплоду відстань  $\Delta$  не повинна перевищувати  $0,06(R + H)$ , то радіус  $R_c$  її сегментної поверхні визначається з подібності трикутників

$$R_c = R \frac{\Delta}{Z_c} = 0,06R \frac{(R + H)}{Z_c}. \quad (2.8)$$

Висота  $h_c$  сегментної частини головки коренеплоду



$$h_c = R - \sqrt{R^2 - R_c^2} = R \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R+H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.9)$$

Використовуючи відому залежність для визначення сегментної поверхні  $S_{сегм} = 2\pi R_c h_c$ , а також враховуючи залежності (2.8) і (2.9) в кінцевому вигляді площа поверхні головки коренеплоду, при взаємодії з якою удар буде центральним визначається

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

Тоді залежність для визначення ймовірності виникнення центрального удару в сферичну поверхню матиме вигляд

$$P_1 = \frac{0,06(R+H)}{Z_c} \left( 1 - \sqrt{1 - \frac{(0,06(R+H))^2}{Z_c^2}} \right). \quad (2.11)$$

Для розгляду трьох варіантів, з врахуванням визначених величин  $Z_c$  розрахункові числові значення  $P_1$  будуть рівні:  $P_1^1 = 0,094$ ;  $P_1^2 = 0,161$ ;  $P_1^3 = 0,198$ .

В дійсності, ймовірність виникнення центральних ударів в головку коренеплоду буде більшою, оскільки її поверхня не має форми ідеальної півсфери. Також, при виникненні бокових ударів величина кута тертя в парі робочий орган-коренеплід буде переважати кут, який виникатиме між напрямком ударного зусилля та лінією, що з'єднує точку удару з центром мас коренеплоду, а даний фактор гальмуватиме процес його провертання. Однак, наявність залишків гички на головці коренеплоду частково демпфуватиме ударне навантаження, що зменшить ймовірність виникнення контакту між тілом коренеплоду і робочим органом.

Остаточні висновки та рекомендації будуть наведені після проведення комплексу експериментальних досліджень в лабораторних умовах з реальними коренеплодами та їх імітаторами.

Для визначення ймовірності виникнення центральних ударів навантажень в основу конусної частини коренеплоду визначимо площу

її бокової поверхні. Аналогічно до (2.3) вона становить  $S_{\text{бок}} = \pi L_c (R_{\kappa 1} + R_{\kappa 2})$ .

Виведемо залежності для визначення величин  $L_c$ ,  $R_{\kappa 1}$ ,  $R_{\kappa 2}$ .

Згідно вищевикладених обґрунтувань довжина твірної зрізаного конуса становить  $L_c = 0,08(R + H)$ .

Визначимо радіуси більшої  $R_{\kappa 1}$  та меншої  $R_{\kappa 2}$  основ зрізаного конуса.

З подібності трикутників  $\triangle OAM$  і  $\triangle CBM$  визначимо катети  $(CA)$  і  $(CB)$

$$\frac{R}{L} = \frac{(CB)}{H - Z_c}; \quad (CB) = \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L}. \quad (2.12)$$

$$\frac{(CA)}{(CB)} = \frac{R}{L}; \quad (CA) = \frac{(CB) \cdot R}{L} = \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2}. \quad (2.13)$$

Звідси визначаємо катет  $(AB)$

$$\begin{aligned} (AB) &= \sqrt{(CB)^2 - (CA)^2} = \sqrt{\frac{R^2 \cdot (H - Z_c)^2}{L^2} - \frac{R^4 \cdot (H - Z_c)^2}{L^4}} = \\ &= \frac{R \cdot (H - Z_c)}{L} \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}. \end{aligned} \quad (2.14)$$

Для визначення  $R_{\kappa 1}$  і  $R_{\kappa 2}$  скористаємось подібністю трикутників  $\triangle MED$ ,  $\triangle MAB$  і  $\triangle MKB$ .

$$\frac{R_{\kappa 1}}{H - Z_c - (CA) + x} = \frac{(AB)}{H - Z_c - (CA)}; \quad \frac{R_{\kappa 2}}{H - Z_c - (CA) - x} = \frac{(AB)}{H - Z_c - (CA)}.$$

Звідки

$$R_{\kappa 1} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) + x)}{(H - Z_c - (CA))}; \quad R_{\kappa 2} = \frac{(AB) \cdot (H - Z_c - (CA) - x)}{(H - Z_c - (CA))}, \quad (2.15)$$

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

Перетворюючи рівняння (2.15) з врахуванням (2.12), (2.13) і (2.14) в кінцевому вигляді залежність для визначення величин  $R_{к1}$  і  $R_{к2}$  прийме вигляд

$$R_{к1,к2} = \frac{\frac{R}{L}(H - Z_c) \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}} \cdot \left( H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2} \right) \pm 0,02 \frac{H \cdot (R + H)}{L}}{H - Z_c - \frac{R^2}{L^2} \cdot (H - Z_c)}. \quad (2.16)$$

Таким чином, залежність для визначення бокової поверхні конусної частини коренеплоду має вигляд

$$\begin{aligned} S_{бок} &= \pi L_c (R_{к1} + R_{к2}) = \\ &= \pi \cdot 0,08 (R + H) \frac{2 \frac{R}{L} (H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}} \left( H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2} \right)}{H - Z_c - \frac{R^2 \cdot (H - Z_c)}{L^2}}; \\ S_{бок} &= 0,16\pi \frac{R}{L} (R + H) (H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}. \end{aligned} \quad (2.17)$$

Враховуючи, що площа основного тіла конусної частини коренеплоду рівна  $S_n = \pi L_3 (R + r)$ , то ймовірність виникнення центрального удару в його бокову поверхню визначається із залежності

$$P_2 = \frac{S_{бок}}{S_n} = \frac{0,16R(R + H)(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}}{L \cdot L_3 (R + r)}. \quad (2.18)$$

На довжині твірної від 0 до  $3L/4$  залежність (2.18) прийме вигляд

$$P_2 = \frac{0,16R(r + H)(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{L^2}}}{L \cdot \frac{3L}{4} \left( R + \frac{R}{4} \right)} = \frac{0,17(R + H)(H - Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{H^2}}}{L^2}. \quad (2.19)$$

З аналізу розмірних характеристик коренеплодів і можливих зон виникнення центральних ударів встановлено, що такі удари можуть виникати лише на конусній поверхні тіла коренеплоду на довжині твірної від 0 до  $L/4$ .

Тоді на даній поверхні ймовірність виникнення центрального удару з урахуванням (2.18) визначається

$$P_2 = \frac{0,36(R+H)(H-Z_c) \cdot \sqrt{1 - \frac{R^2}{H^2}}}{L^2}. \quad (2.20)$$

На основі проведених розрахунків для трьох варіантів розмірних характеристик коренеплодів за залежністю (2.19) встановлено

$$P_2^1 = 0,169; \quad P_2^2 = 0,172; \quad P_2^3 = 0,173,$$

а за залежністю (2.20)

$$P_2^1 = 0,359; \quad P_2^2 = 0,365; \quad P_2^3 = 0,366.$$

Ймовірність виникнення центральних ударів в хвостову частину коренеплоду практично рівна нулю.

В процесі взаємодії коренеплоду з робочими органами досить важливим фактором, що впливає на глибину пошкоджень тіла буряків є наявність на їх поверхні налиплого ґрунту, який виконує функцію так званого демпферу в процесі ударної взаємодії.

Розподіл налиплого ґрунту, а також наявність на головці коренеплодів залишків гички аналітичній оцінці не підлягає, а тому визначимо його на основі відомих досліджень, а також візуальних спостережень розподілу налиплого ґрунту на виконаних і очисних коренеплодах бурякозбиральними машинами.

При проведенні даної оцінки необхідно виявити найбільш незахищені (чисті від налиплого ґрунту та розташування залишків гички) зони поверхонь коренеплодів, які взаємодіють з очисними робочими органами.

З попереднього аналізу встановлено, що центральний удар в сферичну головку коренеплоду виникає на його вершині, висота сегментної частини якої визначається із залежності (2.9).

З відомих досліджень Л. В. Погорілого, В. В. Брея [1; 12] відомо, що для різних розмірних характеристик коренеплодів математичне сподівання товщини «сплячих вічок» (термін застосований даними авторами), які захищають поверхню коренеплодів від безпосередньої взаємодії з робочими органами знаходиться в межах 8,0...21,4 мм.

Застосовуючи залежність (2.9) для різних геометричних параметрів коренеплодів визначимо висоту  $h_c$  їх сегментної частини, при взаємодії з якою удар буде центральним:

- дрібні:  $R = 20$  мм;  $H = 80$  мм;  $Z_c = 10,8$  мм;  $h_c^1 = 3,37$  мм;

- середні:  $R = 45$  мм;  $H = 155$  мм;  $Z_c = 18,3$  мм;  $h_c^2 = 11,02$  мм;

- крупні:  $R = 70$  мм;  $H = 230$  мм;  $Z_c = 25,8$  мм;  $h_c^3 = 19,85$  мм.

Таким чином, за результатами проведеного аналізу можна констатувати, що в зоні виникнення центральних ударів на головці коренеплодів безпосередньої взаємодії їх чистої поверхні з робочими органами не відбуватиметься.

Захист налиплим ґрунтом головок коренеплодів знаходиться в межах 40 %, оскільки навіть при їх розташуванні в ґрунті (безгербіцидна технологія вирощування цукрових буряків) в період вегетації щільності ґрунту біля поверхні головки буде незначною в порівнянні з конусною частиною тіла буряку.

Саме даний фактор визначає кількість налиплого ґрунту на поверхні коренеплоду при його очищенні.

Стосовно конусної частини коренеплоду, то як показали візуальні спостереження очищених коренеплодів, розподіл налиплого ґрунту на боковому конусному тілі буряку (II, рис. 2.1) є неоднаковим.

Це підтверджує і щільність розподілу ґрунту по глибині росту коренеплоду [1].

За результатами даного аналізу встановлено, що щільність ґрунту на висоті від 0 до  $L/4$  в середньому в 2 рази менша ніж щільність ґрунту на висоті від  $L/4$  до  $3L/4$ .

Можна припустити, що на конусній частині коренеплоду цукрового буряку від 0 до  $L/4$  чиста поверхня його тіла знаходиться в межах 70 %, а на довжині від  $L/4$  до  $3L/4$  – 40 %. Чиста поверхня хвостової частини коренеплоду цукрового буряку знаходиться в межах 60 %.

З аналізу робіт Р. Б. Гевка [13, 14] відомо, що для швидко розкручених в процесі очищення коренеплодів (кутова швидкість обертання коренеплодів відносного центра ваги становить  $12...24 \text{ с}^{-1}$ ) їх взаємодія з гвинтовими поверхнями очисників відбувається переважно хвостовою частиною.

Це пояснюється тим, що відстань від центра мас буряку до хвостової частини перевищує відстань від центра мас до поверхні головки коренеплоду.

Тому, з певним припущенням можна прийняти, що ймовірність пошкодження основного тіла коренеплоду в незначній мірі залежить від його кутової швидкості обертання.

Оскільки налиплий ґрунт на конусній частині коренеплоду розташовується нерівномірно то при визначенні ймовірностей взаємодії частин тіла коренеплоду з робочими органами поділимо його конусне тіло на дві частини відповідно з довжинами твірних від 0 до  $L/4$  та від  $L/4$  до  $3L/4$ .

При визначенні ймовірності взаємодії окремих частин різних кондиційних коренеплодів з сепаруючими робочими органами встановимо ймовірність виникнення на їх поверхні центральних і бокових ударів.

1. Удар в головку коренеплоду:

- центральний удар в чисту поверхню:  $P \approx 0$ ;

- центральний удар в захищену поверхню:  $P = 0,328 \cdot 0,094 \approx 0,03$ ;

- боковий удар в чисту поверхню:  $P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,6 \approx 0,18$ ;

- боковий удар в захищену поверхню:

$P = 0,328 \cdot (1 - 0,094) \cdot 0,4 \approx 0,12$ .

2. Удар в конусну поверхню коренеплоду на довжині від 0 до  $L/4$ .

Для визначення ймовірності виникнення такого удару зробимо перерахунки за формулою (2.6)

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

Тому для конусної поверхні коренеплоду на довжині від 0 до  $L/4$  ймовірність виникнення ударів є такою:

- центральний удар в чисту поверхню:

$P = 0,294 \cdot 0,359 \cdot 0,7 \approx 0,07$ ;

- центральний удар в захищену поверхню:

$$P = 0,294 \cdot 0,359 \cdot 0,3 \approx 0,03;$$

- боковий удар в чисту поверхню:

$$P = 0,294 \cdot (1 - 0,359) \cdot 0,7 \approx 0,13;$$

- боковий удар в захищену поверхню:

$$P = 0,294 \cdot (1 - 0,359) \cdot 0,3 \approx 0,06.$$

3. Удар в конусну поверхню коренеплоду на довжині від  $L/4$  до  $3L/4$

- центральні удари на даній поверхні не виникають;

- боковий удар в чисту поверхню:  $P = 0,336 \cdot 1 \cdot 0,6 \approx 0,20$ ;

- боковий удар в захищену поверхню:  $P = 0,336 \cdot 1 \cdot 0,4 \approx 0,13$ .

4. Удар в хвостову частину коренеплоду

- центральні удари на даній поверхні не виникають;

- боковий удар в чисту поверхню:  $P = 0,042 \cdot 1 \cdot 0,6 \approx 0,03$ ;

- боковий удар в захищену поверхню:  $P = 0,042 \cdot 1 \cdot 0,4 \approx 0,017$ .

Аналогічно розраховуються ймовірності взаємодії для середніх і крупних коренеплодів.

Результати розрахунків зведено в таблицю 2.1.

При аналізі результатів досліджень нас в першу чергу цікавить ймовірність виникнення центральних ударів в чисту поверхню коренеплоду, оскільки такі удари призводитимуть до найбільших пошкоджень тіла цукрового буряку.

З таблиці 2.1 видно, що центральні удари в півсферичну поверхню головки коренеплоду та його хвостову частину практично не виникають.

Також відсутні центральні удари в нижню конусну частину коренеплоду.

Ймовірність виникнення центрального удару у верхню конусну частину на відстані від 0 до  $L/4$  близька до 0,07.

Отже, в процесі очищення коренеплоду його взаємодія з робочим органом характеризується 7 % ударних контактів чистою поверхнею, на якій відбуватимуться центральні удари, що найбільш небезпечно з точки зору виникнення сильних механічних пошкоджень коренеплодів цукрових буряків.

Таким чином, обмеження за сильними механічними пошкодженнями цукрових буряків (до 5 %), згідно агротехнічних вимог [17], потребують вибору таких конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів, які б забезпечили мінімальні пошкодження коренеплодів при їх взаємодії верхньою конусною частиною із сепаруючими поверхнями.

В подальшому, розробляючи методики для експериментального дослідження ступеня пошкодження коренеплодів з різними сепаруючими поверхнями необхідно орієнтуватись на їх найбільш травмонебезпечні зони і відносно них вибирати конструктивні та кінематичні параметри очисних робочих органів.

Таблиця 2.1.

Ймовірність взаємодії частин тіла коренеплоду з робочими органом

Зона контакту			Розміри коренеплодів		
			дрібні	середні	великі
Півсфера	Центральний удар	В чисту поверхню	0	0	0
		В захищену	0,031	0,058	0,073
	Боковий удар	В чисту поверхню	0,178	0,180	0,177
		В захищену	0,119	0,120	0,118
Конус 0 – L/4	Центральний удар	В чисту поверхню	0,075	0,072	0,072
		В захищену	0,032	0,031	0,031
	Боковий удар	В чисту поверхню	0,133	0,126	0,124
		В захищену	0,057	0,054	0,053
Конус L/4 – 3L/4	Центральний удар	В чисту поверхню	0	0	0
		В захищену	0	0	0
	Боковий удар	В чисту поверхню	0,133	0,127	0,125
		В захищену	0,200	0,191	0,187
Хвостова частина	Центральний удар	В чисту поверхню	0	0	0
		В захищену	0	0	0
	Боковий удар	В чисту поверхню	0,025	0,024	0,024
		В захищену	0,017	0,016	0,016



## 2.2. Методики проведення досліджень за допомогою імітаторів коренеплодів

Розробка нових та модернізація існуючих коренезбиральних машин потребує постійного проведення досліджень, оскільки кліматичні умови швидко змінюються.

Періоди збирання коренеплодів технічних культур є різними у часі. Тому, для проведення досліджень, необхідно розробити методики вдосконалення машин, не обмежуючись конкретною сезонністю їх роботи.

Для прогнозування в лабораторних умовах ступеня пошкодження коренеплодів робочими органами коренезбиральних машин запропонована методика [16; 18], яка полягає в застосуванні імітатора коренеплоду цукрового буряку.

Він складається з гумового тіла коренеплоду 1, яке охоплюють внутрішня 2 та зовнішня 4 обгортки з копіювальним папером 3 між ними (рис. 2.2).

Обгортка 2, яка контактує з тілом імітатора коренеплоду цукрового буряку має білий колір, а копіювальна обгортка 3 своєю фарбуючою стороною направлена до неї.

Обгортки виготовляються зі спеціальних розгорток, з аналітично розрахованими параметрами форми, які при охопленні тіла коренеплоду щільно прилягають краями без перекриття або утворення зазору.

Це дозволить отримувати точні відбитки на білому папері при взаємодії імітатора з робочими поверхнями коренезбиральної машини.

Зібраний імітатор покривається прозорою плівкою.

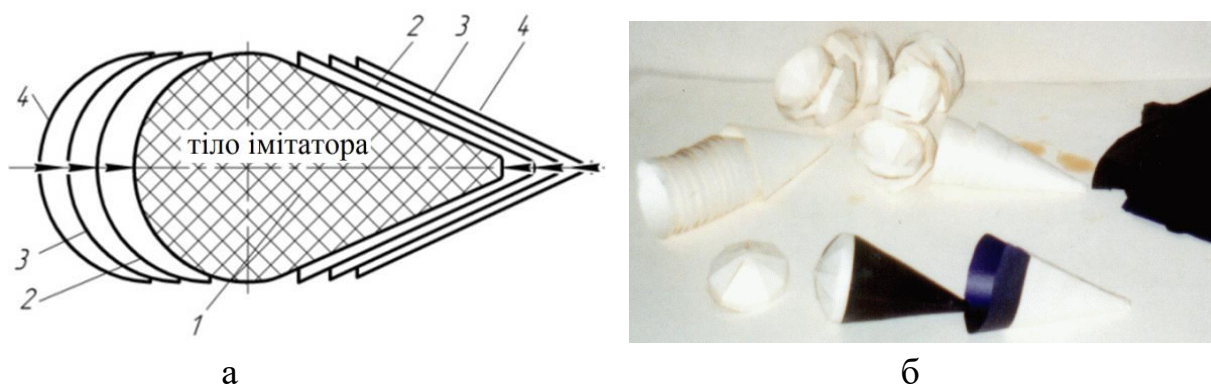


Рис. 2.2. Схема імітатора коренеплоду цукрового буряку:  
а – схема розташування обгорток; б – загальний вигляд імітатора коренеплоду цукрового буряку

Методика проведення експериментальних досліджень із застосуванням імітатора є наступною.

Попередньо імітатор цукрового буряку закопують в рядок коренеплодів (рис.2.3 а). В процесі роботи, коренезбиральна машина викопувала його разом з реальними коренеплодами і забезпечувала очищення та транспортування до зони вивантаження.

Рух імітатора в потоці буряків зафіксовано на рис.2.3 б.



а



б

Рис. 2.3. Загальний вигляд проведення досліджень із застосуванням імітатора цукрового буряку:

а – імітатор закопаний в рядку коренеплодів; б – імітатор в потоці буряків на вивантажувальному транспортері коренезбиральної машини

Зусилля ударних взаємодій робочих органів на коренеплоди та відповідно на імітатор за допомогою копіювальної обгортки фіксувались за інтенсивністю фонів відбитків на зовнішній поверхні внутрішньої обгортки, що зображено на рис. 2.4.



Рис. 2.4. Загальний вигляд внутрішніх обгортки імітатора після його проходження в технологічному руслі коренезбиральної машини

Для виявлення найбільш травмонебезпечних зон розроблена модель імітатора коренебульбоплоду (рис. 2.5), яка дозволяє встановити вплив параметрів і режимів роботи робочих органів на ступінь пошкодження коренебульбоплодів [55].

Імітатор коренебульбоплоду містить тіло, яке складається з двох рухомо з'єднаних півкуль, що сприймають і реагують на зовнішні ударні навантаження зі сторони робочого органу.

Основними складовими конструкції імітатора є: корпуси верхньої півкулі 1 та нижньої півкулі 2; гнучкий обід 5 для з'єднання півкуль, що кріпиться до корпусів півкуль 1 та 2 за допомогою роз'ємних з'єднань 9; пружинний механізм 4; мікросхема 6; блок автономного живлення 7 (акумулятор) елементів мікросхеми 6 та повзункового потенціометра 8.

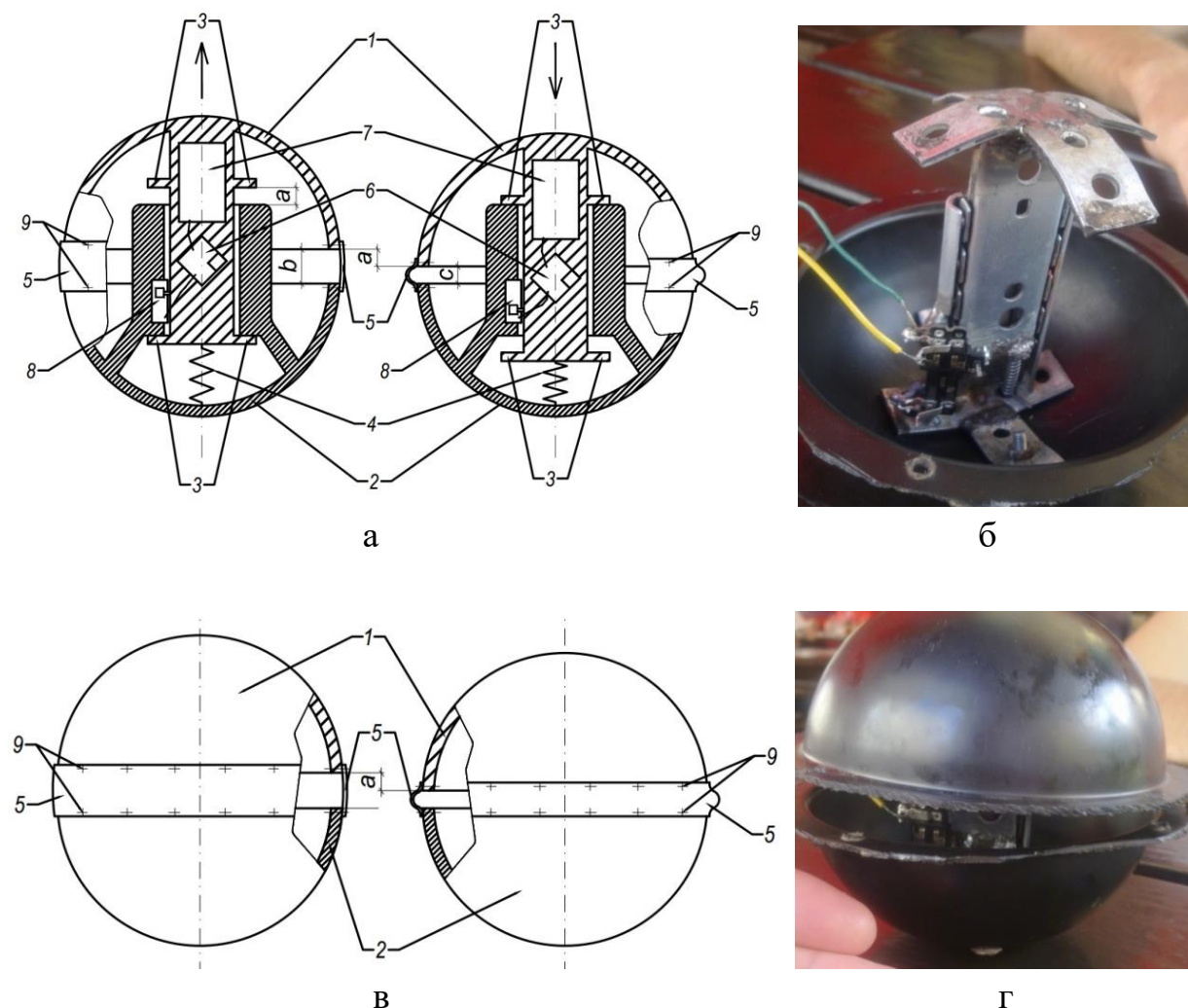


Рис. 2.5. Схема будови та зовнішній вигляд імітатора коренебульбоплоду:  
 а, б – півкулі максимально розведені (початкове положення);  
 в, г – півкулі максимально зведені

Корпуси півкуль рухомо з'єднані між собою через їх направляючі. Завдяки цьому півкулі можуть зміщуватись одна відносно іншої вздовж осі направляючих на відстань  $a$ , обмежену виступами 3 на направляючій корпусу 1.

У початковому положенні півкулі розведені пружинним механізмом на максимальну відстань, що відповідає величині зазору між ними  $b$ .

При зовнішньому навантаженні на поверхню, хоча б однієї з півкуль, вони сходяться на величину, пропорційну навантаженню, але не ближче ніж на мінімальну відстань з величиною зазору  $c$ , що відповідає максимально можливому стисканню пружинного механізму.

В процесі зменшенні дії зовнішнього навантаження, пружинний механізм розводить півкулі, а при припиненні такої дії – повертає півкулі у початкове положення.

Утворений між півкулями зазор (змінюється від  $b$  до  $c$ ) ззовні перекривається еластичним гнучким ободом, що кріпиться до корпусів за допомогою роз'ємних з'єднань.

Гнучкий обід забезпечує щільне прилягання поверхонь півкуль імітатора коренебульбоплоду та захищає його елементи у внутрішньому просторі від забруднення ґрунтом, піском, пилом та рослинними рештками.

До основних елементів електричної частини імітатора коренебульбоплоду належать з'єднані електричними проводами з блоком автономного живлення та між собою: мікросхема 6 з електропристроєм багаторазового записування даних вимірювань (наприклад, USB-флеш-накопичувачем) і повзунковий потенціометр.

Повзунковий потенціометр, одна частина якого кріпиться на направляючій корпусу 2, а інша – на направляючій корпусу 1, який вимірює зміни значення електричного опору при відносному переміщенні направляючих корпусів.

Мікросхема дозволяє обробити результати вимірювань зміни електричного опору під час роботи імітатора коренебульбоплоду та оперативно записати їх у файл на електропристрої багаторазового записування даних вимірювань, за допомогою якого дані, після закінчення вимірювань і розкривання імітатора, переносяться на комп'ютер.



Для зручності зберігання та відтворення даних вимірювань використовується даталогер, що записує значення в пам'ять через задані інтервали часу. Завдяки цьому дані можна швидко та просто завантажити в доступну програму Excel через USB-порт на персональному комп'ютері (ПК) чи кишеньковому ПК (КПК) та перевести у табличну і графічну форму відображення для проведення оперативного аналізу отриманих значень.

Імітатор коренебульбоплоду має наступні технічні показники: габаритні розміри за діаметром півкулі – 120...140 мм; маса – 300 г; матеріал корпусу – АБС-пластик; матеріал гнучкого ободу – прогумована тканина; частота зняття показів – 12...15 показів/с; діапазон опору потенціометра – 5...90 кОм; джерело електроенергії – акумулятор на 3,6 В; запам'ятовуючий пристрій: USB-карта; графічна програма обробки даних: Microsoft Excel.

Методика проведення досліджень полягає у вимірюванні сили взаємодії коренебульбоплоду з поверхнями очисних робочих органів безпосередньо в процесі роботи машин.

Для цього імітатор попередньо розташовувався перед робочими органами (закопують в ґрунт чи кладуть на його поверхню; розміщують у воросі коренебульбоплодів або окремо) на будь-якій ділянці технологічного русла (рис. 2.6).

Імітатор можна використати для статичних чи динамічних досліджень, а також для оцінювання пошкоджень корене- чи бульбоплодів при роботі збиральних машин.

Закопаний у ґрунт імітатор, як складова вороху, послідовно проходить технологічне русло: викопування, сепарацію, завантаження у бункер, перевантаження у транспортний засіб.



Рис. 2.6. Загальний вигляд імітатора коренебульбоплоду при визначені ступеня їх пошкодження в польових умовах

Також розроблена методика визначення демпфуючих властивостей транспортно-очисної системи за імітаційною моделлю коренебульбоплоду [52, 56].

Для визначення взаємозв'язку між деформацією коренебульбоплоду та його імітатора, при однакових параметрах ударної взаємодії, варто застосовувати таку енергетичну характеристику як розподіл кінетичної енергії коренебульбоплоду (імітатора) до удару на енергію демпфування системи та енергію контактної взаємодії, відповідно пружно-в'язкої для коренебульбоплоду та пластичної для його імітатора.

При цьому, частка енергії демпфування в обох випадках буде практично однаковою та характеризувати демпфуючі властивості системи.

Розглянемо взаємодію пластичного імітатора коренебульбоплоду сферичної форми діаметром  $D$  з лопаткою бітерного валу копача. Нехай при ударній взаємодії глибина демпфування рівна  $h$  (рис. 2.7), а діаметр площини деформації відповідно рівний  $d = 2\sqrt{h(D-h)}$ .

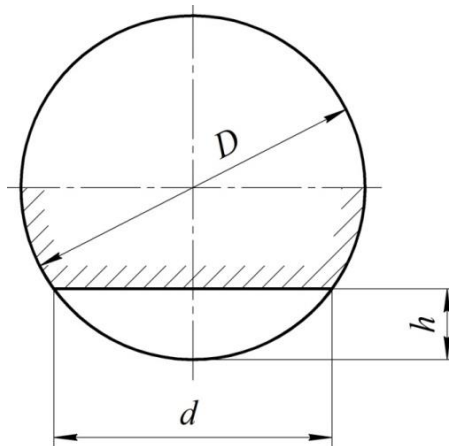


Рис. 2.7. Схема деформації імітатора коренебульбоплоду при ударі

Тоді зусилля удару пропорційне площі контакту та становить

$$P = \sigma_s F = \frac{\pi d^2}{4} \sigma_s. \quad (2.21)$$

В загальному випадку граничні контактні напруження є залежними:  $\sigma_s = \sigma_s(h)$ .

Для ідеального пластичного тіла, можна прийняти  $\sigma_s = \text{const}$ .

Оскільки матеріал коренебульбоплоду за реологічними властивостями суттєво відрізняється від його імітатора, то однією з

характеристик транспортно-очисної системи може служити частка енергії безпосередньої контактної взаємодії та її відношення до енергії демпфування.

Кінетична енергія тіла до взаємодії буде становити  $E_o = \frac{m V_i^2}{2}$ , а

в певний момент часу  $E_t = \frac{m V_k^2}{2}$ .

При ударі в абсолютно жорстку поверхню  $V_k=0$ , а кінетична енергія перетвориться в енергію удару, що описується рівнянням

$$\frac{m V_o^2}{2} = \sigma_s \int F dh = \sigma_s \frac{\pi}{4} \int d^2 dh. \quad (2.22)$$

Позначимо  $d^2$  через  $S$ . Зв'язок диференціалів  $dh$  і  $dS$  буде рівний

$$dS = 4(D - 2h) dh. \quad (2.23)$$

Тоді рівняння (2.22) прийме вигляд

$$A = \pi \int_0^{S_k} \frac{S dS}{\sqrt{D^2 - S}}. \quad (2.24)$$

Шляхом заміни невідомих  $t = D^2 - S$  рівняння (2.24) зводиться до спрощеного вигляду, який розв'язується аналітично

$$\begin{aligned} A &= \pi \sigma_s \int_{t_1}^{t_2} \left[ \frac{(D^2 - t)}{\sqrt{t}} \right] d(D^2 - t) = \\ &= -\pi \sigma_s \int_{t_1}^{t_2} (D^2 / \sqrt{t} - \sqrt{t}) dt = 2\pi \sigma_s t^{1/2} \left( \frac{t}{3} - D^2 \right) \Big|_{t_1}^{t_2}, \end{aligned} \quad (2.25)$$

де межі інтегрування  $t_1 = 0$ ;  $t_2 = D^2 - d^2$ .

Відповідно залежність (2.25) прийме кінцевий вигляд

$$A = \sigma_s \pi \frac{2}{3} \left[ 2D^3 - (2D^2 + d^2) \sqrt{D^2 - d^2} \right]. \quad (2.26)$$



Оскільки енергія пластичної деформації при ударі зв'язана функціональною залежністю (2.26) з діаметром  $d$ , то можна оцінювати частку енергії пластичної деформації і в демпфуючій системі.

Відповідно енергія демпфування є рівною

$$A_{демп.} = A_k - A(d), \quad (2.27)$$

де  $A_k$  – кінематична енергія до удару.

Частка кінематичної енергії, що поглинається демпфуючою системою визначається

$$a = \frac{A_{демп.}}{A_k} = \frac{A_k - A(d)}{A_k} = 1 - \frac{A(d)}{A(d_{жс})}, \quad (2.28)$$

де  $d_{жс}$  – діаметр відпечатку в абсолютно жорстку поверхню.

Підставляючи в (2.28) рівняння (2.27) отримаємо

$$A = 1 - \frac{\frac{2}{3}\pi\sigma_s \left[ 2D^3 - \sqrt{D^2 - d^2} (2D^2 + d^2) \right]}{\frac{2}{3}\pi\sigma_s \left[ 2D^3 - \sqrt{D^2 - d_{жс}^2} (2D^2 + d_{жс}^2) \right]}. \quad (2.29)$$

На рис. 2.8 представлений графік залежності приведеної роботи  $A_{прив.}$  демпфування пластичної моделі умовним одиничним діаметром  $D$  з одиничним граничним напруженням  $\sigma_s$  в залежності від відносного діаметру відбитку  $d/D$ .

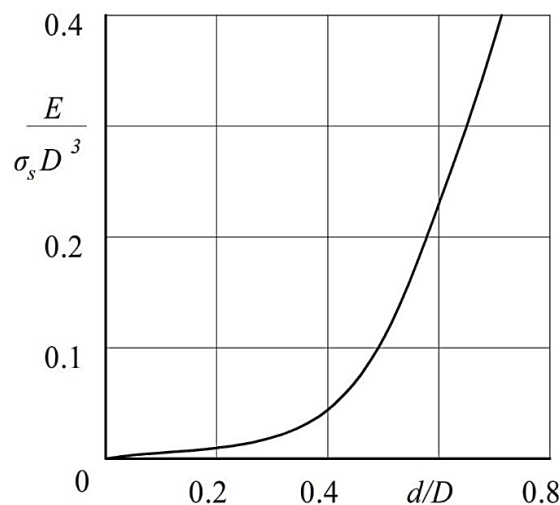


Рис. 2.8. Залежність приведеної роботи демпфування пластичної моделі імітатора відносного діаметру відбитку

Вищенаведеним графіком зручно користуватись при визначенні частки роботи демпфування в загальній роботі контактної взаємодії за експериментальними даними.

За результатами проведених експериментальних досліджень, при жорсткій ударній взаємодії, відносна величина діаметрів відбитку та діаметру пластичної моделі імітатора коренеплоду становить  $d/D = 0,5$  (рис. 2.8) і їй відповідає рівень приведеної енергії  $A_{прив.} = 0,106$  демпфування.

При ударі в пружну систему  $d/D = 0,4$  відповідно  $A_{прив.} = 0,04$ , то частка кінетичної енергії, яка йде на роботу демпфування становить

$$a = 1 - \frac{A_{пр.дем.}}{A_{пр.жор.}} = 1 - \frac{0,04}{0,106} = 0,62.$$

Тобто, в цьому випадку майже 2/3 кінетичної енергії поглинається демпфуючою системою і тільки 1/3 йде на пластичну деформацію моделі (руйнування структури).

В процесі ударної взаємодії коренеплоду з робочим органом реалізується пружно-в'язка модель, при якій зусилля удару зв'язано із швидкістю тіла до взаємодії  $V$  і, відповідно, з кінетичною енергією  $E$  згідно залежності [52, 53]

$$P = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} m V^2 \right)^{3/5} = \left( \frac{5}{2} E \right)^{3/5} k^{2/5}, \quad (2.30)$$

де  $k$  – параметр, що враховує пружні властивості тіл взаємодії та геометрію площ контакту.

При ударі тіла коренеплоду в жорстку поверхню робочого органу вся кінетична енергія  $E$  перетворюється в роботу пружно-в'язкого деформування.

При ударі в поверхню, яка захищена демпфуючою еластичною поверхнею, частина енергії  $W_{дем.} = aE$  сприймається демпфуючою системою, а в роботу пружно-в'язкої взаємодії перетворюється лише частка кінетичної енергії, яка є рівною

$$W_{вз} = A_{вз} = (1 - a)E. \quad (2.31)$$

Таким чином, зусилля контактної взаємодії коренеплоду з поверхнею сепаруючого робочого органу можна визначити за такою залежністю

$$P_{демп.} = \left[ \frac{5}{2}(1-a)E \right]^{3/5} k^{2/5}. \quad (2.32)$$

Відповідно коефіцієнт зменшення ударного зусилля при контактній взаємодії в транспортно-очисній системі з демпфуванням буде становити

$$\varepsilon_p = \frac{P_{демп.}}{P} = (1-a)^{3/5}. \quad (2.33)$$

Згідно [53] середні контактні напруження  $\sigma$  ударної взаємодії будуть рівними

$$\sigma = \frac{P}{F} = \frac{P^{1/3} k^{2/3}}{\pi R}, \quad (2.34)$$

де  $F$  – площа зони контакту,  $R$  – радіус коренеплоду.

Коефіцієнт зменшення контактних напружень при ударі коренеплоду в систему з демпфуванням відповідно визначається

$$\varepsilon_\sigma = \frac{\sigma_{демп.}}{\sigma} = \left( \frac{P_{демп.}}{P} \right)^{1/3} = (1-a)^{1/5}. \quad (2.35)$$

Таким чином, визначивши коефіцієнт  $a$  демпфування транспортно-очисної системи за результатами проведених експериментів на пластичній моделі імітатора коренеплоду при відповідному рівні кінематичної енергії можна прогнозувати величину зменшення контактних зусиль при ударі коренеплоду в сепаруючу поверхню робочого органу, а також визначити величину зменшення контактних напружень

$$\begin{aligned} P_{демп.} &= \varepsilon_p P = (1-a)^{3/5} P, \\ \sigma_{демп.} &= \varepsilon_\sigma \sigma = (1-a)^{1/5} \sigma, \end{aligned} \quad (2.36)$$

де зусилля контактної взаємодії  $P$  та контактні напруження  $\sigma$ , які визначаються за відомими залежностями.

### 2.3. Стендове обладнання та методика проведення експериментальних досліджень

Для проведення експериментальних досліджень з визначення глибини пошкоджень тіла коренеплодів в залежності від швидкості обертання та геометричних параметрів поверхні очисників, жорсткості їх основи та сепаруючої поверхні, а також для тарування плям контакту на внутрішній обгортці імітатора коренеплоду, розроблений стенд [16], принципова схема якого зображена на рис. 2.9. Він містить основу 3, до якої кріпиться вертикальна панель 4 з міліметровим папером для фіксації зусиль ударних взаємодій коренеплоду або імітатора з елементом робочого органу. На кронштейні 11 основи, шарнірно закріплений важіль 8, плечі якого регулюються за допомогою пальця 12 розташованого в отворах бакових пластин 10 закріплених на кронштейні 11.

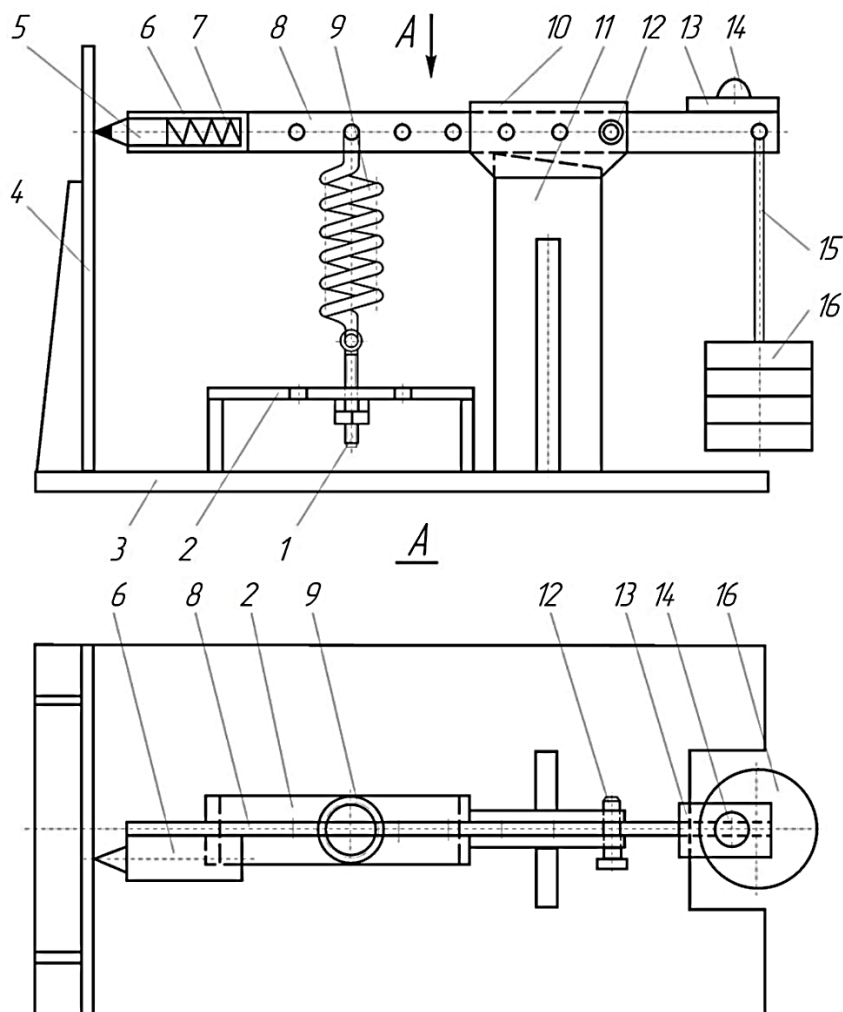


Рис. 2.9. Принципова схема стенда для дослідження глибини пошкодження тіла коренеплодів

На лівому кінці важеля 8, встановлена втулка 6, в якій розташований, олівець 5, заточена сторона якого контактує з масштабним папером.

Зі сторони розташування олівця важіль з'єднаний з основою пружиною 9, інший кінець якої, через регульовану гвинтову тягу 1, закріплений в П-подібному кронштейні 2.

Сила натягу пружини регулюється гвинтовою тягою, а також шляхом переставлення пружини в отворах важеля і П-подібного кронштейна.

Переміщення (провертання) важеля в сторону П-подібного кронштейна обмежене косим упором кронштейна 11.

З іншого боку на важелі, за допомогою проміжних пластин 13, закріплені змінні елементи 14, які повторюють форму основних робочих органів коренезбиральних машин. Під змінними елементами на підвісці 15 розташовуються тарувальні тягарці 16 для проведення тарування стенду.

Загальний вигляд стенду в робочому та тарувальному стані зображено на рис. 2.10.

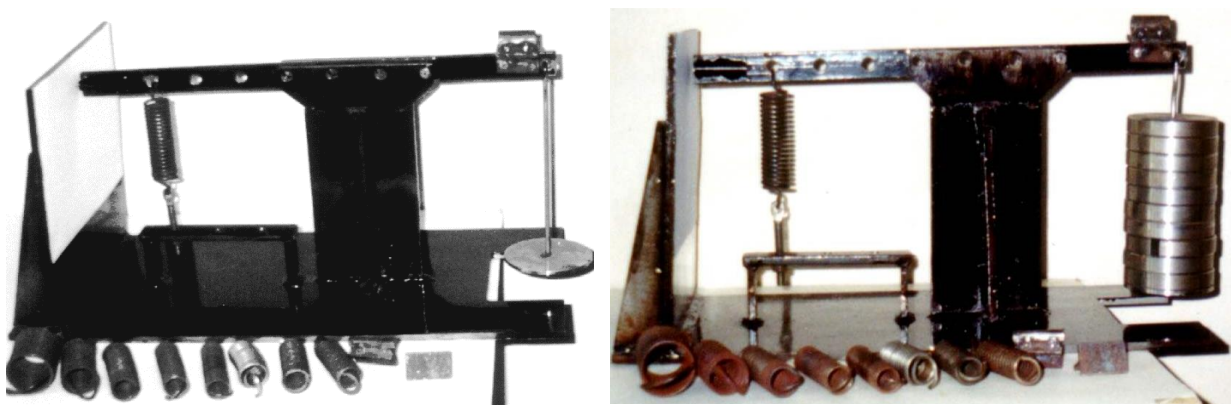


Рис. 2.10. Загальний вигляд експериментального стенду

В процесі експериментальних досліджень коренеплоди різної маси кидають на змінні елементи, які імітують форму робочих поверхонь очисників, з різної висоти.

Фіксуючи висоту  $h$  вільного падіння коренеплодів визначають, за відомою залежністю, швидкість їх ударної взаємодії з поверхнею робочого органу:  $V = \sqrt{2gh}$ .

Форма очисних елементів (радіус кривизни) змінюється шляхом їх переставлення разом з проміжними пластинами.

Жорсткість основи робочого органу імітується зусиллям натягу пружини, місцем її положення, а частина енергії удару, яку поглинає основа робочого органу фіксується на масштабному папері при провертанні важеля.

Оскільки характер ударів, що сприймає коренеплід від робочих органів, різний, а тіло коренеплоду не однорідне то експериментальні дослідження проводяться для різних типів ударів і зон коренеплоду, згідно таблиці 2.2.

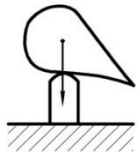
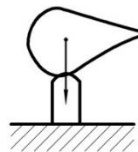
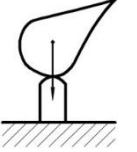

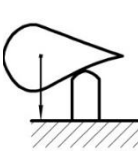
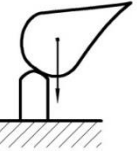
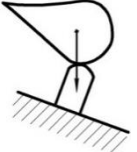
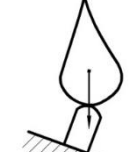
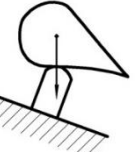
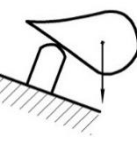
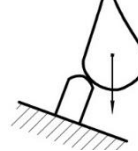
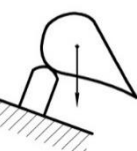
Прямий удар характеризується прямим кутом дотичної до поверхні тіла коренеплоду в зоні його взаємодії до нормалі робочого органу, яка проходить через центр радіусу кривизни сепаруючої поверхні та точкою контакту.

При косому ударі кут між дотичною та нормаллю елементів взаємодії знаходиться в межах  $30^{\circ} \dots 60^{\circ}$ .

При центральному ударі сила взаємодії робочого органу з коренеплодом направлена в область його центра ваги, а при боковому суттєво зміщена.

Таблиця 2.2

Характер взаємодії коренеплодів з робочим органом

Тип удару	Орієнтація коренеплоду		
Прямий центральний			
Прямий боковий			
Косий центральний			
Косий боковий			

Таким чином, змінюючи параметри вищевказаних факторів можна підібрати їх раціональні значення, при яких глибина сильних механічних пошкоджень коренеплодів не буде перевищувати допустимі значення, згідно агровимог.

Тарування фонів плям контакту внутрішніх обгортки імітатора здійснюється наступним чином. Підготовлений для досліду імітатор коренеплоду з фіксованої висоти і в певній орієнтації кидають на змінний елемент. Оскільки маса імітатора та висота його падіння відомі, то визначають швидкість ударної взаємодії та імпульс сили удару. Після цього, дістають внутрішню обгортку імітатора, на якій є відбиток певної площі та інтенсивності, що відповідає імпульсу сили.

Для визначення «критичної» (максимально допустимої) інтенсивності фону плями контакту доцільно скористатись реальними коренеплодами.

Для цього підбирають коренеплоди, що відповідають за формою і вагою аналогічним параметрам імітатора.

Експериментально визначаються «критична» висота падіння та глибина пошкодження тіла коренеплоду. Далі, з цієї ж висоти кидають імітатор і отримують «критичну» інтенсивність фону, яка визначається за градацією кольору, що має копіювальний папір.

Розроблений стенд і методика досліджень з його використанням дозволяють підібрати раціональні конструктивно-кінематичні параметри робочих органів відносно максимальної глибини пошкодження тіла коренеплоду, а також визначити фон плями контакту на імітаторі, який характеризує сильні механічні пошкодження коренеплодів.

За визначеним фоном проводиться оцінка ступеня пошкодження коренеплодів робочими органами машини в польових умовах.

Для встановлення впливу конструктивних, кінематичних та технологічних параметрів транспортно-сепаруючих робочих органів на показники ступеня очищення та пошкодження коренебульбоплодів, а також їх взаємного розташування між собою, розроблено лабораторну установку [57].

Вона містить раму 1, на якій з можливістю кутового та вертикального зміщення на підрамах 2 і 3 встановлені секція пруткового транспортера-очисника 4 та секція бітерних очисних валів 5 (рис. 2.11). Бокові поверхні пруткового транспортера-очисника 4 та секція бітерних

очисних валів 5 відповідно обмежені щитками 6 і 7. В зоні завантаження коренебульбоплодів встановлено бункер 8, причому під секцією 4 і 5 на рамі розташовані поперечні лотки 9 для відбору відсепарованих домішок.

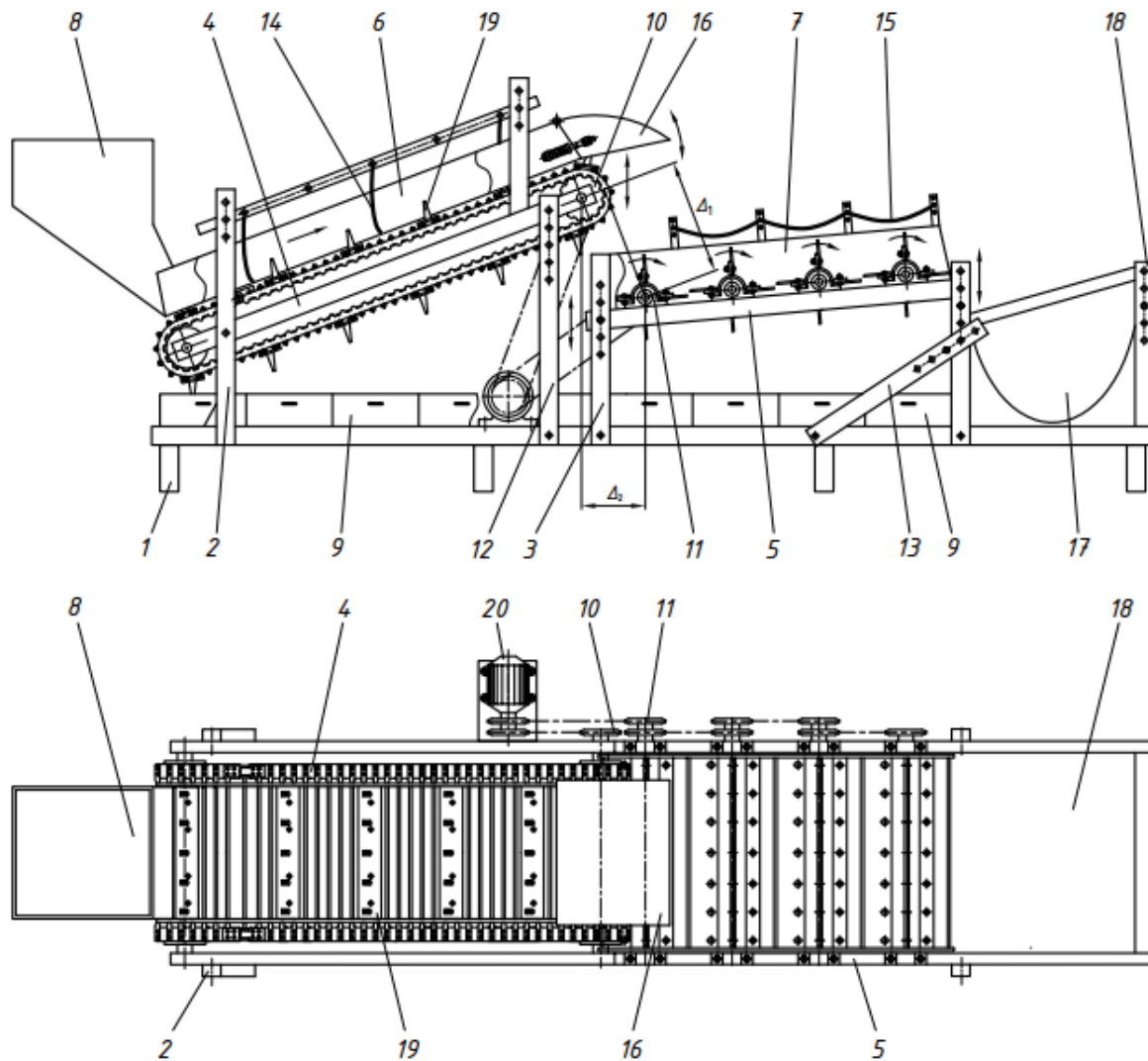


Рис. 2.11. Лабораторна установка для дослідження ступеня очищення та пошкодження коренебульбоплодів

Кутовий зазор  $\Delta_1$  між віссю барабана 10 в зоні вивантаження коренебульбоплодів та віссю першого бітерного очисного вала 11 можна змінювати за рахунок використання різних отворів, які виконані на стійці 12 та підрамі 3, а осьовий зазор  $\Delta_2$  – за рахунок кронштейна 13.

Над прутковим транспортером-очисником 4 та секцією бітерних очисних валів 5 відповідно встановлені вертикальні 14 та похилі 15 еластичні екрани. В зоні переходу коренеплодів з пруткового транспортера-очисника 4 на бітерні очисні вали 5 встановлений підпружинений екран 16.



Для відбору очищених коренеплодів в зоні вивантаження розташована еластична ємність 17 з можливістю вертикального переміщення та фіксації її задньої частини на вертикальному кронштейні 18. На транспортері-очиснику 4 кріпляться змінні скребки 19. Привід робочих органів здійснюється від електродвигуна 20.

При проведенні досліджень ворох коренебульбоплодів завантажують у бункер 8, звідки потрапляє на транспортер-очисник 4, яким транспортується, очищується і передається на секцію бітерних очисних валів 5, де відбувається його остаточне очищення і сепарація.

Відсепаровані домішки просипаються на поперечні лотки 9, зважуванням яких визначають ефективність очищення коренебульбоплодів різними зонами робочих органів.

Зміною кутового зазору  $\Delta_1$ , який регулюється за рахунок використання різних отворів, що виконані на стійці 12 та підрамі 3, а також осьового зазору  $\Delta_2$  – за рахунок кронштейна 13, встановлюються їх оптимальні значення для забезпечення якісного очищення коренебульбоплодів, а також зменшення ступеня їх пошкоджень.

Для забезпечення якісного виконання технологічного процесу над прутковим транспортером-очисником 4 та секцією бітерних очисних валів 5 відповідно встановлені вертикальні 14 та похилі 15 еластичні екрани.

Їх вплив на процес очищення визначається зміною конструктивних параметрів, жорсткості екранів, а також їх положення відносно робочої поверхні очисників.

В зоні переходу коренеплодів з пруткового транспортера-очисника 4 на бітерні очисні вали 5 розміщено підпружинений екран 16 для встановлення впливу його параметрів на процес очищення.

Для відбору очищених коренеплодів в зоні вивантаження розташована еластична ємність 17 з можливістю вертикального переміщення та фіксації її задньої частини на вертикальному кронштейні 18. Таке регулювання положення задньої частини еластичної ємності дозволяє встановити ступінь пошкодження коренеплодів при їх виході із зони очищення.

При дослідженні процесу очищення картоплі застосовується пруткове полотно без скребок, а при дослідженні процесу очищення коренеплодів цукрових буряків на прутках кріпляться скребки 19.

Загальний вигляд основних елементів лабораторної установки зображено на рис. 2.12.



Рис. 2.12. Загальний вигляд основних елементів лабораторної установки

Запропонована конструкція лабораторної установки для дослідження ступеня очищення та пошкодження коренебульбоплодів дозволяє всебічно проаналізувати вплив конструктивних, кінематичних і технологічних параметрів очисних робочих органів на якісні показники виконання ними технологічного процесу.

Для проведення експериментальних досліджень доочисного транспортера з поворотними скребками розроблено стенд і запропоновано методику для їх виконання [41].

На даному стенді проводились експериментальні дослідження з визначення ступеню відділення налиплого ґрунту, а також глибини пошкодження тіла коренеплодів в залежності від дальності вильоту коренеплодів та параметрів їх ударної взаємодії з прутками полотна.

Конструктивна схема стенду зображена на рис. 2.13. Він складається з таких основних частин: нижньої 1 та верхньої 9 рам виготовлених з кутників, які з'єднані між собою шарнірно за допомогою болтового з'єднання.

З іншої сторони нижня та верхня рами також зв'язані між собою шарнірним механізмом регулювання кута піднімання пруткового полотна 7 транспортера за допомогою тяги 11 з нарізаною різьбою по всій довжині.

На верхній рамі на кронштейні та натяжному барабані 10 встановлене пруткове полотно 7, причому сила натягу полотна регулюється дискретним кутом повертання барабану з наступною його фіксацією. В нижній частині полотна, з можливістю повертання відносно прутка встановлена група скребок 2, які підтиснуті пружинами 5 в напрямку транспортування коренеплодів.

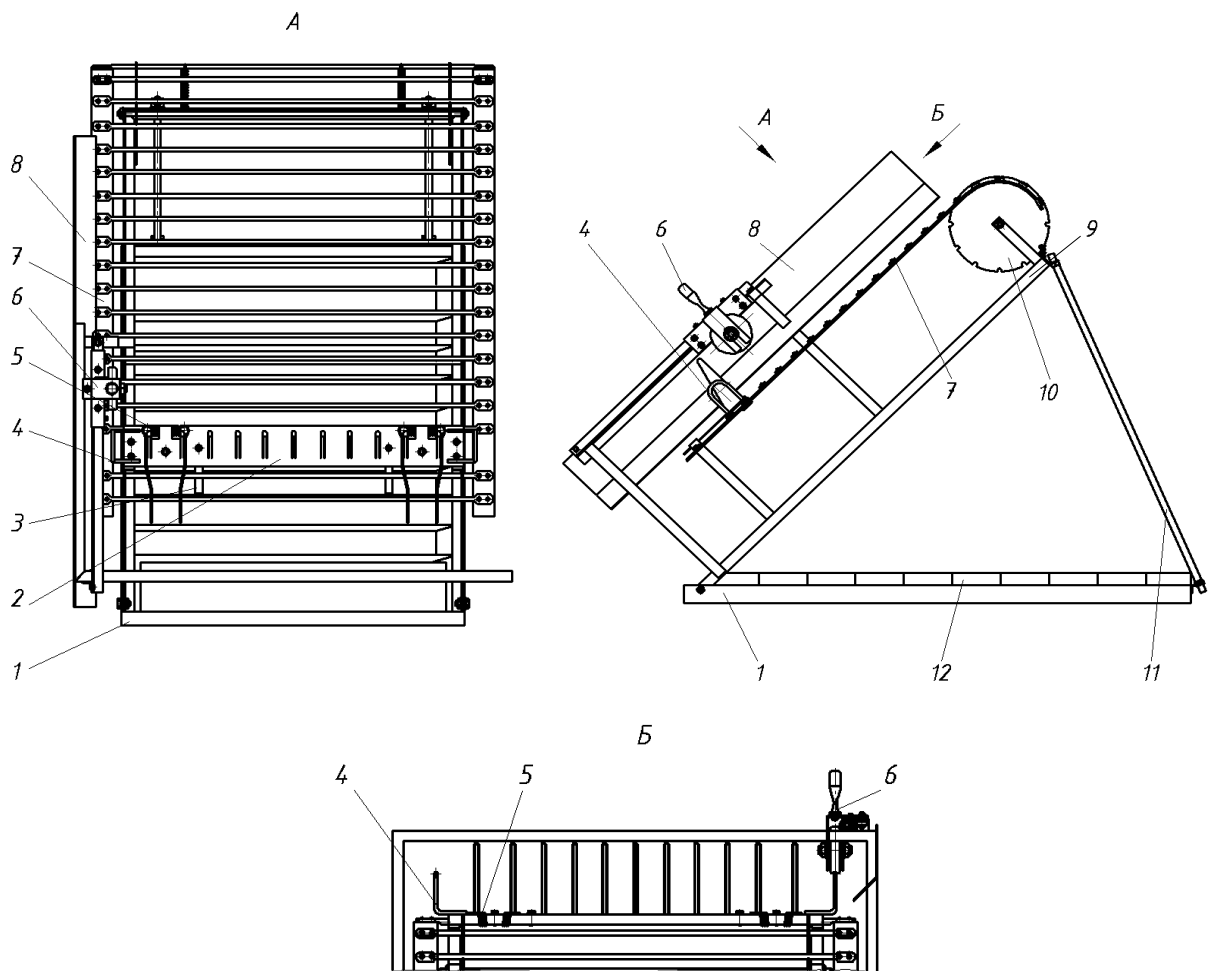


Рис. 2.13. Стенд для визначення дальності польоту коренеплодів, ступеня їх сепарації та пошкоджень

Обмеження кута повертання групи скребоків здійснюється за допомогою опорних пластин 3, які впираються у задні прутки відносно прутка, який забезпечує повертання групи скребоків.

По боках групи скребоків розташовані кулачки 4, які періодично взаємодіють з опорними роликками, закріпленими на рухомому кронштейні 6.

Кронштейн 6 встановлений на направляючих пластинах бокового щитка 8. На нижній рамі встановлені поздовжні лотки 12, ширина яких становить 10 мм.

В процесі проведення експериментальних досліджень, відділені домішки ґрунту просипаються на поздовжні лотки і зважуються. Таким чином, встановлюється ступінь відділення домішок по довжині транспортно-сепаруючої системи.

Загальний вигляд експериментального стенду зображено на рис. 2.14.



Рис. 2.14. Загальний вигляд експериментального стенду

Варіант виконання підтиснутих пружинами кручення групи скребків зображено на рис. 2.15.

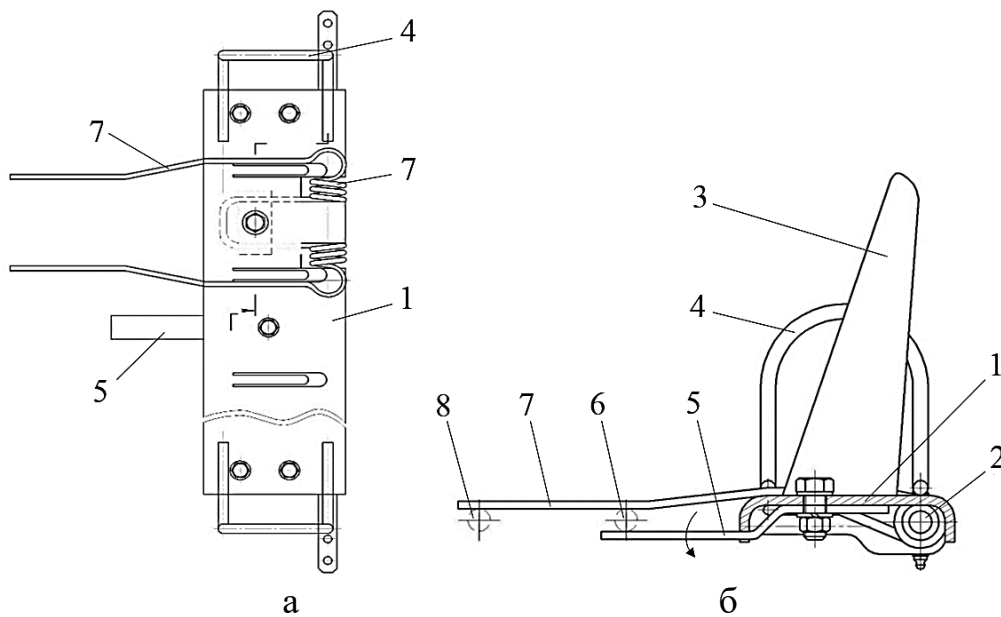


Рис. 2.15. Варіант виконання підтиснутих пружиною скребків:  
а – вигляд зверху, б – вигляд збоку

Їх конструктивне виконання полягає в тому, що до основи 1, яка охоплює один пруток 2 полотна транспортера, із заданим кроком закріплені скребки 3. По боках, на основі встановлені кулачки 4. Знизу до основи кріпляться обмежувальні пластини 5, які знизу впираються в пруток 6 полотна.

Пружина кручення 7 охоплює пруток 2 і з однієї сторони впирається в нижню поверхню основи 1, а з іншої сторони вільними кінцями взаємодіє з прутками 6 і 8.

В процесі взаємодії кулачка з опорним роликом відбувається повертання основи зі скребками (за напрямком стрілки, рис. 2.15 б) відносно прутка 2 з відповідною деформацією пружини.

При виході із зачеплення кулачка з роликом основа зі скребками під дією пружини повертається в початкове положення, оскільки зворотне кутове повертання обмежене пластинами 5.

Експериментальні дослідження на стенді проводились наступним чином. Попередньо встановлювали стенд на рівній площадці та за допомогою рівня виставляли його горизонтальне положення. Кут нахилу доочисного транспортера встановлювався за допомогою регульованої тяги 11 (рис. 2.13).

Далі на групу скребок подавали не очищені коренеплоди та відводили скребки на заданий кут повороту, який визначається величиною перекриття ролика з кулачком.

Після цього, за допомогою кронштейна 6, здійснювали різке виведення із зачеплення ролика з кулачком і під дією пружини скребки повертались в початкове положення, що спричиняло викидання коренеплодів на прутки полотна.

Для знімання геометричних параметрів польоту коренебульбоплодів застосовують відеокамеру, яка закріплена на штативі і направлена строго перпендикулярно до фрагменту полотна транспортера.

Параметри польоту коренеплодів записували з відеокамери на жорсткий диск комп'ютера. Після цього за допомогою програм для обробки відеоінформації (в даному випадку використовувалась PINNACLE STUDIO) покадрово проглядали досліди у місці максимального польоту, фіксували зображення та конвертували у графічний формат (наприклад GIF або JPEG) перейменувавши його



відповідно до номеру досліду та фракції. Далі проводились масштабування дальності польоту кожного з коренеплодів. При цьому використовувалась програма КОМПАС- 10.

В процесі проведення експериментальних досліджень коренеплоди, після їх викидання скребками, взаємодіяли з прутками полотна (відбувалась ударна взаємодія), що призводила до відділення налиплого ґрунту, який через між прутковий простір просипався на лотки. Далі відсепаровані домішки зважувались, що давало змогу оцінити в яких зонах відбувається максимальне та мінімальне відділення ґрунту.

Для визначення впливу лінійної швидкості полотна на характер переміщення коренеплодів також розроблено стенд, конструктивна схема якого зображена на рис. 2.16. Він містить основу 2, на якій жорстко закріплені вертикальні кронштейни 3 і платформа 1. До кронштейнів жорстко кріпляться щоковини 4, які з іншої сторони шарнірно з'єднані з нижньою частиною рами транспортера 5.

З платформою шарнірно з'єднані регульовані тяги 9, які з протилежної сторони зв'язані з вертикальною частиною рами доочисного транспортера.

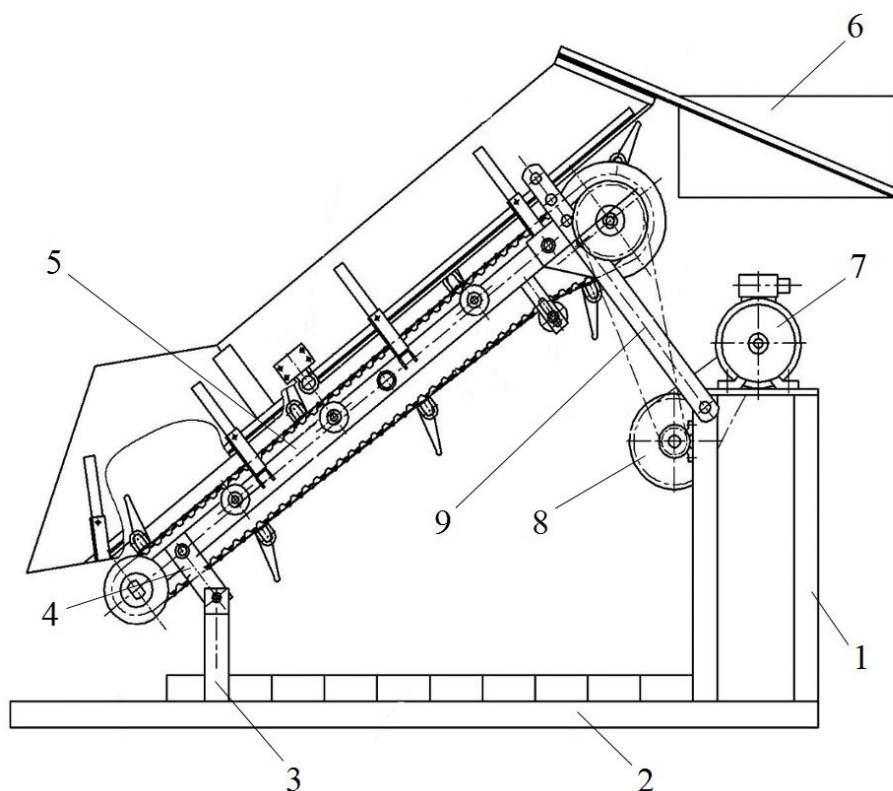


Рис. 2.16. Стенд для визначення впливу кінематичних параметрів скребкового полотна на характер руху коренеплодів

На платформі встановлений асинхронний електродвигун 7 тип 4АМ132S8У3 потужністю 4 кВт, який через проміжний вал 8 передає оберти на привідний барабан транспортера. В зоні вивантаження закріплений лоток 6 для збору відсепарованих коренеплодів.

З попередніх досліджень [1, 11, 13, 14] відомо, що лінійна швидкість транспортерів, як правило, знаходиться в межах 1,4...2,2 м/с.

Число обертів привідного вала транспортера для забезпечення заданої швидкості  $v_m$  полотна визначається за формулою

$$n_m = \frac{v_m \cdot 60}{\pi \cdot D_n}, \quad (2.37)$$

де  $D_n$  – діаметр нейтрального шару полотна на привідному барабані, м.

Максимально та мінімально необхідні частоти обертання валу:

$$n_{m \min} = \frac{1,4 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,24} = 111,45 \text{ хв}^{-1}; \quad n_{m \max} = \frac{2,2 \cdot 60}{3,14 \cdot 0,24} = 175,16 \text{ хв}^{-1}.$$

Передаточне відношення, необхідне для приводу стелу від двигуна 4АМ132S8У3 з номінальною частотою обертання  $n_d = 720 \text{ хв}^{-1}$  на валу якого встановлена зірочка, що має  $z_d=11$  зубів становить:

$$i = \frac{n_d}{n_m}; \quad i_{\max} = \frac{720}{111,45} = 6,46; \quad i_{\min} = \frac{720}{175,16} = 4,11.$$

Кінематична схема стелу зображена на рис. 2.17.

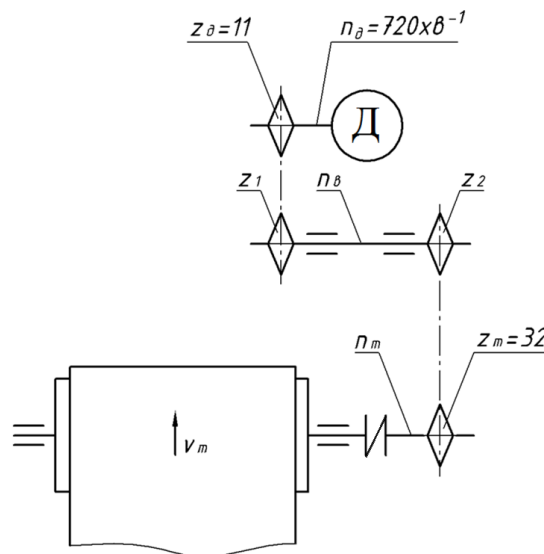


Рис 2.17. Кінематична схема експериментального стелу

Визначено необхідну кількість зубів  $z_1$  за умови, що  $z_2 = 11$  (мінімально можливе значення кількості зубів для зірочки) і  $z_m = 32$  (кількість зубів на зірочці приводу доочисного транспортера)

$$z_1 = \frac{i z_d z_2}{z_m}; \quad z_{1\max} = \frac{6,46 \cdot 11 \cdot 11}{32} = 24,4; \quad z_{1\min} = \frac{4,11 \cdot 11 \cdot 11}{32} = 15,5.$$

Приймаємо  $z_1 = 25; 22; 19; 16$  і уточнюємо частоту обертання вала та швидкість полотна транспортера

$$n_m = \frac{n_d z_d z_2}{z_1 z_m}; \quad (2.38)$$

$$n_{m(25)} = \frac{720 \cdot 11 \cdot 11}{25 \cdot 32} = 108,9 \text{ хв}^{-1}; \quad n_{m(22)} = \frac{720 \cdot 11 \cdot 11}{22 \cdot 32} = 123,7 \text{ хв}^{-1};$$

$$n_{m(19)} = \frac{720 \cdot 11 \cdot 11}{19 \cdot 32} = 143,3 \text{ хв}^{-1}; \quad n_{m(16)} = \frac{720 \cdot 11 \cdot 11}{16 \cdot 32} = 170,2 \text{ хв}^{-1};$$

$$v_m = \frac{\pi D_n n_m}{60}; \quad (2.39)$$

$$v_{m(25)} = \frac{3,14 \cdot 0,24 \cdot 108,9}{60} = 1,37 \text{ м/с}; \quad v_{m(22)} = \frac{3,14 \cdot 0,24 \cdot 123,7}{60} = 1,55 \text{ м/с};$$

$$v_{m(19)} = \frac{3,14 \cdot 0,24 \cdot 143,3}{60} = 1,80 \text{ м/с}; \quad v_{m(16)} = \frac{3,14 \cdot 0,24 \cdot 170,2}{60} = 2,14 \text{ м/с}.$$

Шляхом підбору зірочок в кінематичному ланцюзі приводу доочисного транспортера можна змінювати лінійну швидкість пруткового полотна у діапазоні (1,37...2,14 м/с).

При проведенні досліджень необхідно встановити обмеження для лінійної швидкості полотна в залежності від кута підйому транспортера. Дане обмеження необхідне для того, щоб в момент провертання скребків коренеплоди під дією сили тяжіння спадали та контактували з поверхнею скребків. В іншому випадку відбуватиметься холосте провертання скребків, а коренеплоди не будуть викидатись на поверхню полотна і відповідно не відбудеться процес їх доочищення.

Аналогічні дослідження також можна проводити безпосередньо на коренезбиральних машинах, застосовуючи різнонахилені скребкові транспортери і механізми провертання скребків. При цьому, необхідно проводити зміну комплекту зірочок враховуючи реальні значення частот обертання привідних валів.



## РОЗДІЛ 3

### РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ ЇХ ВИКИДАННІ СКРЕБКАМИ НА ПРУТКОВЕ ПОЛОТНО ТРАНСПОРТЕРА

#### 3.1. Математична модель ударної взаємодії коренеплоду з прутками полотна

При переміщенні вороху у технологічному руслі пруткових транспортерів, які здійснюють їх доочищення, можуть виникати пошкодження тіла коренеплодів.

Для оцінювання рівня можливих пошкоджень проведений динамічний розрахунок ударної взаємодії коренеплоду з прутками полотна скребкового транспортера. Розглянемо систему коренеплід пружний-пруток, кінці якого пружно закріплені згідно схеми, яка зображена на рис. 3.1.

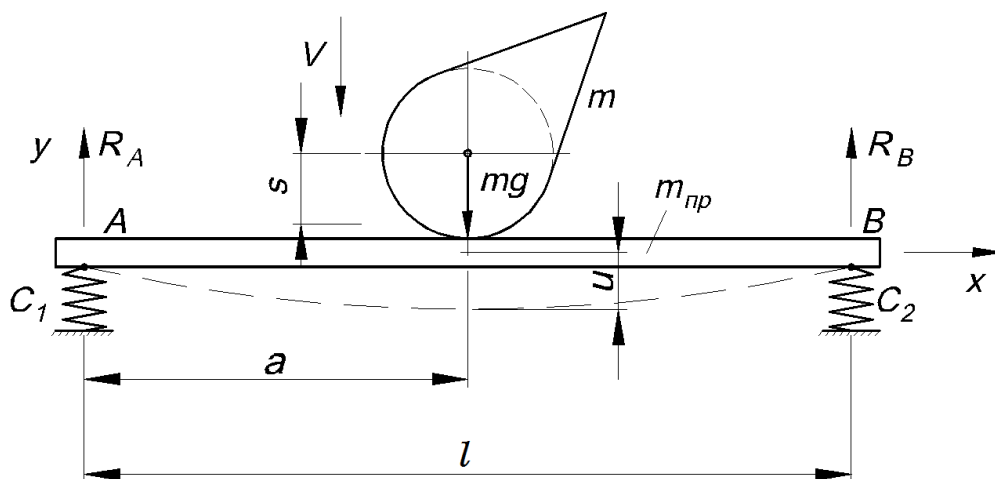


Рис. 3.1. Схема ударної взаємодії «коренеплід-пружний пруток»

Прогин балки в точці удару  $x = a$  позначимо  $u$ , зміщення тіла – через  $s$ , а місцеве пружне стиснення в точці контакту – через  $\delta$ . Відповідно  $s = \delta + u$ .

Для розв'язку даної задачі, згідно теорії поперечного удару, яка викладена в праці С. А. Тимошенко [58], можна використати метод розчленування, що полягає в роздільному розгляді руху прутка та коренеплоду під дією контактної сили  $P(t) = k \cdot \delta^{3/2}$ , в якому вихідними є рівняння руху тіла та балки [59]

$$m \frac{d^2 s}{dt^2} = -P(t);$$

$$EI \frac{d^4 y}{dx^4} + \rho F \frac{d^2 y}{dt^2} = P(t) \cdot f(x-a), \quad (3.1)$$

де  $E$  – модуль пружності прутка;  $I$  – момент інерції перерізу прутка;  $\rho$  – густина матеріалу прутка;  $F$  – площа поперечного перерізу прутка;  $f(x-a)$  – функція розподілу в точці удару.

Однак, розв'язок з використанням даної теорії є складним і не може бути покладеним в основу методики розрахунку ударної взаємодії коренеплоду з прутком.

Аналіз зміни контактних сил для характерної схеми ударних навантажень, який проведений в роботах [11, 12, 14, 58], дозволяє встановити, що піки їх максимумів в залежності від вихідних параметрів виникають як у початковий момент контакту, коли прогин пружного прутка є ще незначним, так і в момент, коли його прогин близький до максимального, а тіло коренеплоду сповільнює свій рух практично до нульової швидкості.

При значній масі прутка більш характерним є перший випадок, а при малій масі та жорсткості прутка контактні напруження у другій фазі удару можуть домінувати.

Для випадку, який розглядається, при знаходженні зусилля при ударній взаємодії можна використати умову рівності кінетичної енергії, роботи сил удару та потенціальної енергії деформації системи, а також методи оцінки динамічного зміщення за відомим статичним прогином від аналогічно прикладеної сили [11].

Для балки, опертої на кінцях, при умові, що удар відбувається посередині, з урахуванням приведеної маси, коефіцієнт динамічності, що рівний відношенню динамічного прогину до статичного, визначається [11, 14]

$$\mu = \frac{f_{дин}}{f_{ст}} = 1 + \sqrt{1 + \frac{V_0^2}{g \left(1 + \frac{m_{np}}{m}\right)}}, \quad (3.2)$$

де  $m_{np}$  – приведена маса прутка з масою  $m_0$ , (для випадку удару посередині пружного прутка  $m_{np} = \frac{17m_0}{35}$ ).

Враховуючи те, що сили пружності в момент динамічного прогину врівноважуються зусиллями контактної ударної взаємодії, визначаємо розрахункову силу ударної взаємодії

$$P_{y\delta} = \mu \cdot P_{cm} = \mu \cdot m \cdot g. \quad (3.3)$$

При взаємодії коренеплоду з радіусом головки  $R$  із прутком, кривизни якого рівні  $K_1 = 0$  та  $K_2 = 1/r$  при величині жорсткого зближення  $\delta$ , площадка контакту матиме еліпсоподібний вигляд, де півосі  $a_1$  та  $a_2$  визначаються залежностями  $a_1 = \sqrt{R \cdot \delta}$  і  $a_2 = \sqrt{\frac{R \cdot r \cdot \delta}{(R+r)}}$ .

Відповідно площа контактної зони буде становити

$$F = \pi \cdot \sqrt{\frac{R^2 \cdot r}{(R+r)}} \cdot \delta. \quad (3.4)$$

Величину жорсткого зближення  $\delta$  визначимо згідно формули Герца [59]

$$P_{y\delta} = k \cdot \delta^{3/2}, \quad (3.5)$$

де  $k$  – постійна, що залежить від властивостей матеріалів тіл взаємодії

та їх геометричних параметрів,  $k = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{R^2 \cdot r}{(R+r)}} \left[ \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right]^{-1}$ .

Відповідно отримаємо

$$\delta = \left[ \frac{3 \left( \frac{1-v_1^2}{E_1} + \frac{1-v_2^2}{E_2} \right)}{4 \sqrt[4]{\frac{R^2 \cdot r}{(R+r)}}} \right]^{2/3} \cdot P_{y\delta}^{2/3}, \quad (3.6)$$

де  $E_1$  та  $E_2$  – відповідно модулі пружності матеріалу коренеплоду та прутка;  $\nu_1$  та  $\nu_2$  – коефіцієнти Пуассона матеріалу коренеплоду та прутка.

Тоді напруження визначаються

$$\sigma = \frac{P_{y\delta}}{F} = P_{y\delta}^{1/3} / \pi \sqrt{\frac{R^2 \cdot r}{(R+r)}} \cdot \left[ \frac{3 \left( \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}{\sqrt[4]{\frac{R^2 \cdot r}{(R+r)}}} \right]^{2/3} =$$

$$= 0,385 \cdot \sqrt[3]{P_{y\delta} \frac{(R+r)}{R^2 \cdot r} \cdot \left[ \frac{E_1 \cdot E_2}{(1-\nu_1^2) \cdot E_2 + (1-\nu_2^2) \cdot E_1} \right]^2}. \quad (3.7)$$

Максимальні напруження визначаються із залежності

$$\sigma_{\max} = 1,5 \cdot \sigma = 0,5775 \cdot \sqrt[3]{P_{y\delta} \frac{(R+r) \cdot E_1^2 \cdot E_2^2}{R^2 \cdot r \cdot [E_1(1-\nu_2^2) + E_2(1-\nu_1^2)]^2}}, \quad (3.8)$$

$$\text{де } P_{y\delta} = \left[ 1 + \sqrt{1 + \frac{V_0^2}{g \left( 1 + \frac{m_{np}}{m} \right)}} \right] mg.$$

Для даного випадку модуль пружності тіла коренеплоду цукрового буряку згідно [1] приймаємо рівним його математичному сподіванню  $E_1 = 18,4$  МПа, а коефіцієнт Пуассона  $\nu_1 = 0,35$ .

Для металевого прутка  $E_2 = 2,2 \cdot 10^5$  МПа,  $\nu_2 = 0,28$ .

Приведену масу прутка приймається рівною

$$m_{np} = \frac{17}{35} m_0.$$

Маса коренеплодів цукрових буряків приймалась для крупних коренеплодів, які пошкоджуються в більшій мірі, ніж дрібні, а саме  $m = 1,5$  кг,  $R = 0,06$  м.

Критичне значення напружень порівнювалось із тимчасовим опором коренеплоду при динамічному стискуванні  $[\sigma_{cm,\delta}] = 2$  МПа.

Оскільки маса прутка є співрозмірною з масою коренеплоду, то максимальне значення сили ударної взаємодії в початковий момент зіткнення може переважати його розрахункове значення.

У початковий момент зіткнення коливаннями прутка можна знехтувати, замінивши його тілом із приведеною масою  $m_{np}$  та приведеною жорсткістю  $C_{np}$ , що дозволяє спростити рівняння (3.1).

З урахуванням ваги коренеплоду система (3.1) зміниться і для системи координат, згідно рис. 3.1, прийме такий вигляд

$$\begin{cases} -m \frac{d^2 s}{dt^2} - mg + P(t) = 0; \\ -m_{np} \frac{d^2 u}{dt^2} - P(t) + C_{np} u = 0. \end{cases} \quad (3.9)$$

Величина жорсткого зближення буде рівною  $\delta = s - u$ .

Сумарний розв'язок рівнянь відносно величини жорсткого зближення тіл взаємодії приводиться до такого диференціального рівняння

$$\ddot{\delta} + P \left( \frac{m_{np} + m}{m \cdot m_{np}} \right) - \frac{C_{np} u}{m_{np}} - g = 0.$$

Для випадку врахування впливу нежорсткої основи робочого органу із приведеною жорсткістю  $C_{np}$  розв'язок диференціальних рівнянь (3.9) має вигляд

$$\frac{mV_0^2}{2} - \frac{mV^2}{2} = \frac{P^{2/3}}{k^{2/3} \left( 1 + \frac{3}{2} B \right)} \left[ P \left( \frac{B}{2} + \frac{2}{5} \right) - mg(B+1) \right], \quad (3.10)$$

де  $B = k^{2/3} P^{1/3} / C_{np}$ .

В рівнянні (3.10)  $V$  – швидкість коренеплоду разом із прутком в момент, у випадку коли  $V_1 = V_2 = V$  та сила ударної взаємодії досягає максимального значення.

З рівняння (3.10) можна вивести ітераційну залежність для визначення зусилля ударної взаємодії коренеплоду з пружним прутком в момент його першого контакту

$$P_{i+1} = k^{2/5} \left[ \frac{mV_0^2}{2} \left( 1 - \frac{V^2}{V_0^2} \right) \frac{1 + \frac{3}{2}B}{\frac{2}{5} + \frac{B}{2} - \frac{mg}{P_i}(B+1)} \right]^{3/5}, \quad (3.11)$$

де  $B = k^{2/3} P_i^{1/3} / C_{np}$ .

Для випадку удару в абсолютно жорсткий пруток, коли ( $C_{np} \rightarrow \infty$ ) максимум ударної сили буде при  $V=0$ , і тоді залежність (3.11) перетвориться в відому залежність [58]

$$P_{\max} = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} mV_0^2 \right)^{3/5}. \quad (3.12)$$

У випадку пружного виконання прутка максимальне значення удару на першому піку спостерігається при  $V > 0$ .

Тоді залежність (3.11) прийме вигляд

$$P_{\max} = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} mV_0^2 \right)^{3/5} K_V K_B, \quad (3.13)$$

$$\text{де } K_V = \left( 1 - \frac{V^2}{V_0^2} \right)^{3/5}; \quad K_B = \left[ \frac{1 + 1,5B}{1 + \frac{5}{4}B - \frac{5}{2} \frac{mg}{P}(B+1)} \right]^{3/5}.$$

Оцінимо мінімальне значення коефіцієнта  $K_V$ , яке спостерігається при мінімальній жорсткості пружини ( $C \rightarrow 0$ ).

В такому випадку, коли  $B \rightarrow \infty$  залежність (3.11) прийме вигляд

$$P_{\max} = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} mV_0^2 \right)^{3/5} K_V \left( \frac{1,2}{1 - \frac{2mg}{P_{\max}}} \right)^{3/5} = k^{2/5} K_V \left( mV_0^2 \frac{1,5}{1 - \frac{2mg}{P_{\max}}} \right)^{3/5}. \quad (3.14)$$

З іншої сторони при  $C \rightarrow 0$  удар коренеплоду із прутком ми можемо розглядати як удар вільних мас  $m$  та  $m_{np}$ , для яких згідно [14]

$$P_{\max} = k^{2/5} \left( \frac{5}{4} \frac{m \cdot m_{np}}{m + m_{np}} V_0^2 \right)^{3/5}. \quad (3.15)$$

Тоді мінімальне значення коефіцієнту  $K_V$  матиме вигляд

$$K_V = \frac{5}{6} \left( 1 - \frac{2mg}{P_{\max}} \right) \left( \frac{m_{np}}{m + m_{np}} \right)^{3/5}. \quad (3.16)$$

Для визначення приведеної жорсткості прутка звернемося до розрахункової схеми, яка наведена на рис. 3.1.

При абсолютно жорсткому прутку біжучий прогин можна визначити за прогином на опорах (полотні транспортера) за відомими параметрами. Оскільки полотно транспортера розміщено на опорних роликах симетрично, то вважатимемо, що жорсткість опор  $C_A = C_B = C_1$  є однаковою.

Реакції на опорах  $A$  та  $B$  при контакті коренеплоду на відстані  $a$  від опори  $A$  будуть такими

$$R_A = (1 - \alpha) P; \quad R_B = \alpha P,$$

де  $\alpha = a/l$  – відносна віддаль  $a$  прикладання сили на прутку полотна з довжиною  $l$ .

Біжучий прогин абсолютно жорсткого прутка від податливості опор для біжучої координати  $x$  буде таким

$$f_1 = f_A + (f_B - f_A) \frac{x}{l}, \quad (3.17)$$

де  $f_A$  та  $f_B$  – відповідно прогин опор  $A$  та  $B$  від дії сили  $P$ ;

$$f_A = \frac{R_A}{C_1} = \frac{(1 - \alpha) P}{C_1}; \quad f_B = \frac{R_B}{C_1} = \frac{\alpha P}{C_1}.$$

Відповідно прогин в точці прикладання сили  $P$  (при  $x = a$ )

$$f_1 = \frac{P}{C_1} [2\alpha(\alpha - 1) + 1] = \frac{k_1 P}{C_1}. \quad (3.18)$$

Переміщення  $f_2$  прутка в точці прикладання сили  $P$  в результаті пружного згину самого прутка згідно буде таким



$$f_2 = \frac{P}{C_1} \left[ (1-\alpha)x^3 - (1-\alpha)^3 x^3 + l^2(1-\alpha)^3 x - l^2(1-\alpha)x \right] = \frac{k_2 P l^3}{48 E I_y}. \quad (3.19)$$

Сумарний прогин прутка для малих переміщень визначається

$$f = f_1 + f_2. \quad (3.20)$$

Приведена жорсткість прутка в точці удару визначається

$$C_{np} = \frac{P}{f_1 + f_2} = \frac{C_1}{k_1 + \frac{k_2 l^3 C_1}{48 E I_y}}. \quad (3.21)$$

Аналіз отриманих залежностей для різних конструктивних виконань показує, що приведена жорсткість є величиною перемінною, яка змінюється в залежності від місця прикладання ударного зусилля.

Розрахунки показують, що, для випадку удару коренеплоду цукрового буряку з масою  $m = 1,5$  кг в пруток транспортера, коефіцієнт  $K_V$  в залежності (3.13) приймає значення в межах  $0,5 < K_V < 0,7$ , а  $K_B$  коливається в межах  $1,05 < K_B < 1,1$ .

В даному випадку максимальну силу ударної взаємодії на першому піку діаграми ударного навантаження можна, з певним допущенням, визначити за залежністю (3.15), що становить 55...75% від максимально можливої ударної сили в нерухому основу із параметрами циліндричного прутка

$$P_{y\partial} = (0,55 \dots 0,75) k^{2/5} \left( \frac{5}{4} m V_0^2 \right)^{3/5}. \quad (3.22)$$

На основі проведених досліджень побудовані графічні залежності взаємозв'язку силових факторів та кінематичних параметрів при ударній взаємодії коренеплоду з пружним робочим органом.

На рис. 3.2 показано графічні залежності зміни ударної сили  $P_{y\partial}$ , що діє на коренеплід цукрового буряку з максимальною масою  $m = 1,5$  кг в залежності від швидкості ударної взаємодії  $V_0$ , визначеної для випадку максимального прогину прутка  $\Delta$ .

Дані залежності носять лінійний характер, причому найменший прогин прутка (максимальна жорсткість при деформації) призводить до збільшення величини ударної сили  $P_{y\partial}$ .

На рис. 3.3. наведено характер зміни коефіцієнта динамічності  $K_V$  від відносної швидкості  $\nu = v/v_0$  ударної взаємодії коренеплоду з поверхнею робочого органу.

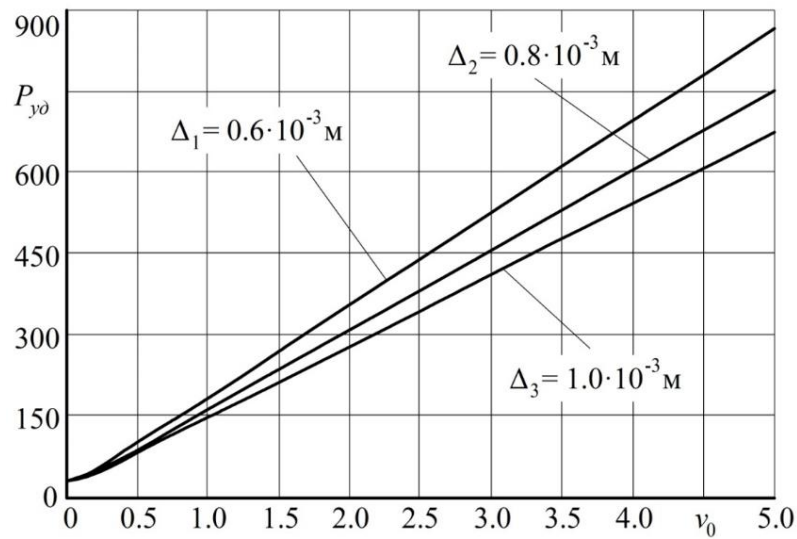


Рис. 3.2. Залежність ударної сили  $P_{уд}$  від швидкості контактної взаємодії коренеплоду з поверхнею пружного робочого органу  $V_0$

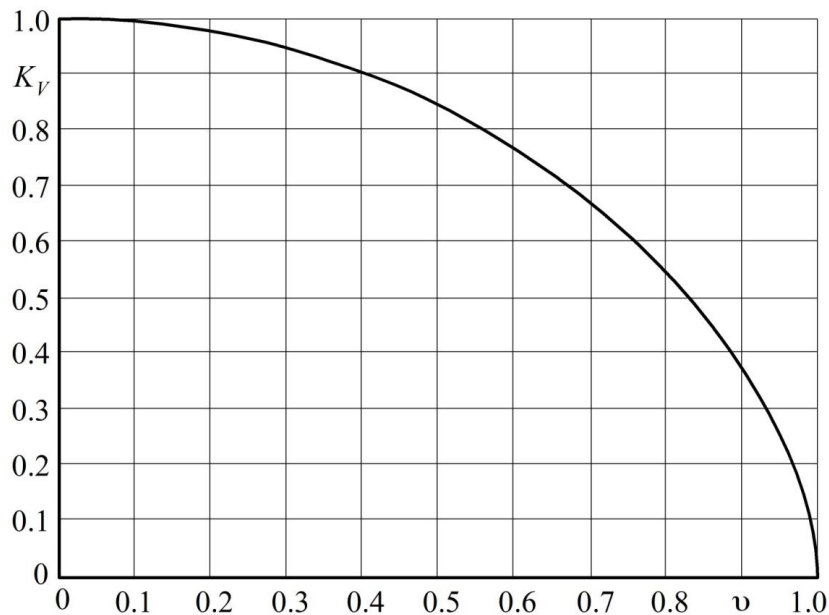


Рис. 3.3. Зміна коефіцієнта  $K_V$  від відносної швидкості  $\nu = v/v_0$  коренеплоду

На рис. 3.4 представлена графічна залежність коефіцієнта  $K_B$  від зусилля ударної взаємодії  $P$  з пружним робочим органом.

Підставляючи різні величини приведеної жорсткості прутків полотна транспортера встановлено, що їх величина практично не впливає на характер та величину вище наведеного співвідношення.

На рис. 3.5 показана зміна ударної сили  $P_{y\delta}$  від швидкості  $V_0$  ударної взаємодії для буряку з максимальною масою 1,5 кг, визначеної на основі розв'язку контактної задачі Герца, для різних рівнів відносної швидкості  $\nu = v/v_0$  коренеплоду:  $V_0 = 0,65, 0,7, 0,75$  та коефіцієнта  $K_V$ .

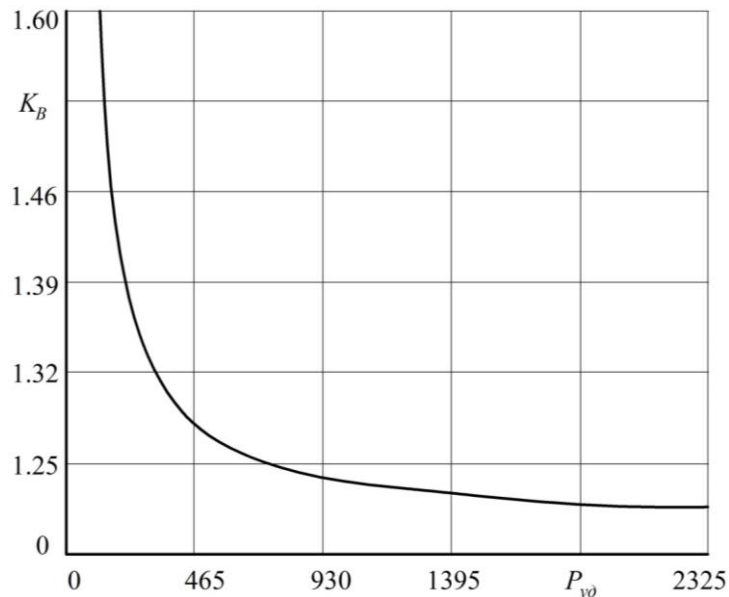


Рис. 3.4. Характер зміни коефіцієнта  $K_B$  від величини ударної взаємодії  $P_{y\delta}$

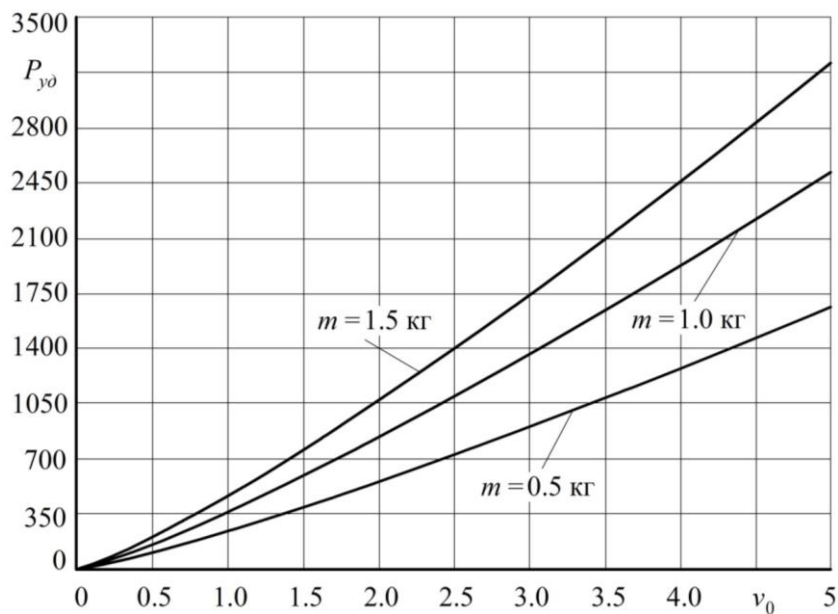


Рис. 3.5. Залежність ударної сили  $P_{y\delta}$  від швидкості контактної взаємодії коренеплодів з масою:  $m = 1,5$  кг;  $m = 1,0$  кг;  $m = 0,5$  кг

Підбір конструктивних параметрів, а саме висоти розташування подаючого транспортера над поздовжнім, діаметра прутків полотна, а також його лінійної швидкості здійснюються таким чином, щоб в результаті контактні напруження не перевищували максимально допустимих із умови непошкодження коренеплодів цукрових буряків.

### 3.2. Результати теоретичних досліджень роботи транспортера з поворотними скребками

Для розширення функціональних можливостей поздовжніх транспортерів-очисників, які забезпечують доочищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток при мінімальному їх пошкодженні та регулюванні інтенсивності ступеня сепарації запропонована нова конструкція скребкового транспортера-очисника [60, 61], конструктивно-технологічна схема розташування робочих органів якої зображена на рис. 3.6.

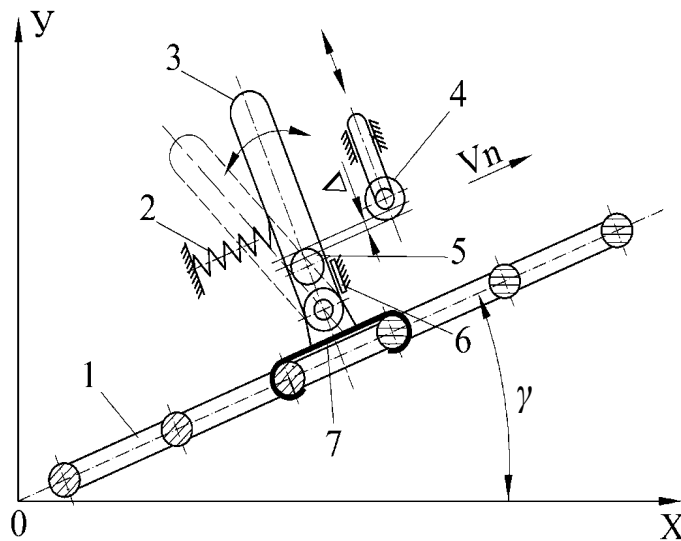


Рис. 3.6. Конструктивно-технологічна схема транспортера-очисника

На двох поперечних прутках 1 скребкового полотна, котре розташоване під кутом  $\gamma$  до горизонту, встановлена основа 7, до якої шарнірно закріплена група скребків 3. Збоку, до групи скребків прикріплений кулачок 5. Скребки підтиснуті пружинами 2 в напрямку руху полотна, а їх кутове провертання обмежене упором 6. По ходу переміщення полотна з поступальною швидкістю  $V_n$ , на рамі транспортера закріплений опорний ролик 4, який встановлений з величиною перекриття  $\Delta$  відносно кулачка 5.

Скребкове полотно, разом з коренеплодами, рухається у напрямку їх вивантаження. Внаслідок взаємодії кулачка з опорним роликом групи скребків з коренеплодами провертаються у напрямку, протилежному до руху полотна. Коли кулачок виходить із зачеплення з опорним роликом група скребків під дією пружини різко провертається у зворотному напрямку до упору і викидає коренеплоди на прутки полотна.



кулачка  $r$ , а також регульованої величини перекриття між поверхнею кулачка та ролика  $\Delta$  визначається

$$\varphi_i = \arccos \left[ \frac{R - \Delta + r}{R + r} \right]. \quad (3.23)$$

Змінна величина переміщення полотна  $X_b$  визначається з рівняння

$$X_b = l \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right] \right\} + \\ + (R + r)(\sin \varphi_i - \sin \varphi_T) - l \cos \left\{ \arcsin \left[ \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right] \right\}, \quad (3.24)$$

де  $l$  – довжина важеля кулачка 5;  $H$  – відстань від осі опорного ролика 4 до основи скребків 7.

При цьому значення кута  $\varphi_i$  встановлюється з умови (3.23), а величина кута  $\varphi_T$  задається в межах від  $\varphi_i$  до  $0^\circ$ .

Максимальна величина кута повороту скребків відносно основи описується рівнянням

$$\beta_{\max} = \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right) - \arcsin \left( \frac{H - (R + r)}{l} \right). \quad (3.25)$$

Підбір значення  $\beta_{\max}$  необхідно здійснювати, виходячи з кута нахилу транспортера-очисника до горизонту  $\gamma$ , а також рельєфу поля по якому переміщається коренезбиральна машина.

Встановлення параметрів пружних елементів проводиться з урахуванням врожайності коренеплодів, поступальної швидкості як самої машини, так і лінійної швидкості скребкового полотна. При цьому зміщення ролика відносно осі  $OY$  дозволяє регулювати величину його перекриття  $\Delta$  з циліндричною поверхнею кулачка і відповідно максимальний кут повороту скребків.

Для визначення додаткового тягового зусилля, яке виникає при взаємодії кулачка з опорним роликом попередньо визначимо величину крутного моменту при провертанні групи скребків і відповідно кулачка.

У випадку застосування пружин кручення для підтискання скребків у напрямку руху пруткового полотна деформація пружини визначається кутом повороту  $\beta$  (рад) між крайніми витками [60]

$$\beta = \frac{Tl}{EI}, \quad (3.26)$$

де  $T$  – крутний момент, який діє на пружину;  $l_{sp} = \pi D_c i$  – розгорнута довжина прутка витків пружини;  $D_c$  – середній діаметр пружини;  $i$  – кількість витків пружини;  $E = 2 \cdot 10^{11}$  Н/м<sup>2</sup> – модуль пружності матеріалу пружини;  $I = \pi d^4 / 64$  – момент інерції січення прутка при згині;  $d$  – діаметр прутка.

Враховуючи те, що пружина має попередній кутовий натяг  $\beta_p$ , а кут  $\beta$  в процесі взаємодії кулачка з роликом буде змінюватись ( $\beta = \beta_n - \beta_i$ ) з кількістю пружин  $n$  то формула (3.26) прийме вигляд

$$T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_T + \beta_p) d^4 n}{i D_c}. \quad (3.27)$$

При дослідженні характеру зміни крутного моменту  $T$  величина кута  $\varphi_T$  вибирається в діапазоні від  $\varphi_i$ , який відповідає  $\beta_i$  і до нуля.

В зоні контакту кулачка з роликом виникає нормальна реакція  $R_n$  та відповідно протилежно направлена сила  $F_{op}$ , напрямки дії яких співпадають з лінією, що зв'язує центри кулачка та опорного ролика.

Також, в процесі переміщення кулачка відносно опорного ролика виникає сила тертя  $F_{Fr}$ , яка направлена перпендикулярно до  $R_n$  і  $F_{op}$ .

Виразимо нормальну реакцію  $R_n$  через  $F_{sp}$

$$R_n = F_{op} \cos \alpha. \quad (3.28)$$

Враховуючи те, що  $T = F_{sp} l$ , а  $\alpha_T = \beta_T - \varphi_T$  рівняння (3.28) прийме вигляд

$$R_n = T \cos \alpha_T / l. \quad (3.29)$$

Оскільки сила опору  $F_{dr}$  рівновелика та протилежно направлена тяговому зусиллю полотна  $F_T$  від дії механізму провертання скребків то умова рівноваги всіх сил на площину полотна (на вісь OX)

$$F_T = F_{op} \sin \varphi_T + F_{Fr} \cos \varphi_T + F_{Fb}. \quad (3.30)$$

де  $F_{Fr}$  і  $F_{Fb}$  відповідно сили тертя в парах кулачок-ролик і нижня поверхня полотна-система роликів, які підтримують полотно.

Враховуючи те, що  $F_{Fr} = F_{op} f_1$ , а  $F_{Fb} = F_{op} f_2 \cos \varphi_T$  в кінцевому випадку залежність (3.10) прийме вигляд

$$F_T = F_{op} (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T), \quad (3.31)$$

де  $f_1$  і  $f_2$  – відповідні коефіцієнти тертя у вищезазначених парах.

Так як  $|F_{op}| = |R_n|$ , в кінцевому вигляді тягове зусилля  $F_T$  визначається із системи рівнянь

$$\begin{cases} F_T = \frac{T \cos(\beta_T - \varphi_T)}{l} (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T); \\ T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_T + \beta_p) d^4 n}{i D_c}; \\ \beta_n = \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right); \\ \beta_T = \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right]; \\ \varphi_T \in \left( \varphi_n = \arccos \left[ \frac{R - \Delta + r}{R + r} \right] \dots 0^0 \right). \end{cases} \quad (3.32)$$

На рис.3.8 а зображено графічні залежності крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$  від повертання групи скребків в залежності від кута  $\varphi_T$  при різних значеннях  $\Delta$ .

Положенню, при якому кулачок входить в контакт з роликом відповідає максимальне значення кута  $\varphi_T$ , а його нульова величина – моменту їх виходу із зачеплення.

З аналізу зміни величини  $T$  встановлено, що зменшення  $\Delta$  від 0,04 до 0,02 м спричиняє падіння крутного моменту на 34,6 %.

Початкова величина  $T$ , що відповідає моменту входження кулачка з роликом, є однаковою для всіх значень  $\Delta$  і складає 21 Нм.

$$F_T = F_{op} \sin \varphi_T + F_{Fr} \cos \varphi_T + F_{Fb} \quad (3.10)$$

де  $F_{Fr}$  і  $F_{Fb}$  відповідно сили тертя в парах кулачок-ролик і нижня поверхня полотна-система роликів, які підтримують полотно.

Враховуючи те, що  $F_{Fr} = F_{op} f_1$ , а  $F_{Fb} = F_{op} f_2 \cos \varphi_T$  в кінцевому випадку залежність (3.10) прийме вигляд



$$F_T = F_{op} (\sin\varphi_T + f_1 \cos\varphi_T + f_2 \cos\varphi_T), \quad (3.31)$$

де  $f_1$  і  $f_2$  – відповідні коефіцієнти тертя у вищезазначених парах.

Так як  $|F_{op}| = |R_n|$ , в кінцевому вигляді тягове зусилля  $F_T$  визначається із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} F_T = \frac{T \cos(\beta_T - \varphi_T)}{l} (\sin \varphi_T + f_1 \cos \varphi_T + f_2 \cos \varphi_T); \\ T = 0,3125 \cdot 10^{10} \frac{(\beta_n - \beta_T + \beta_p) d^4 n}{i D_c}; \\ \beta_n = \arcsin \left( \frac{H - R + \Delta - r}{l} \right); \\ \beta_T = \arcsin \left[ \frac{H - (R + r) \cos \varphi_T}{l} \right]; \\ \varphi_T \in \left( \varphi_n = \arccos \left[ \frac{R - \Delta + r}{R + r} \right] \dots 0^0 \right). \end{array} \right. \quad (3.32)$$

На рис.3.8 а зображено графічні залежності крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$  від провертання групи скребків в залежності від кута  $\varphi_T$  при різних значеннях  $\Delta$ .

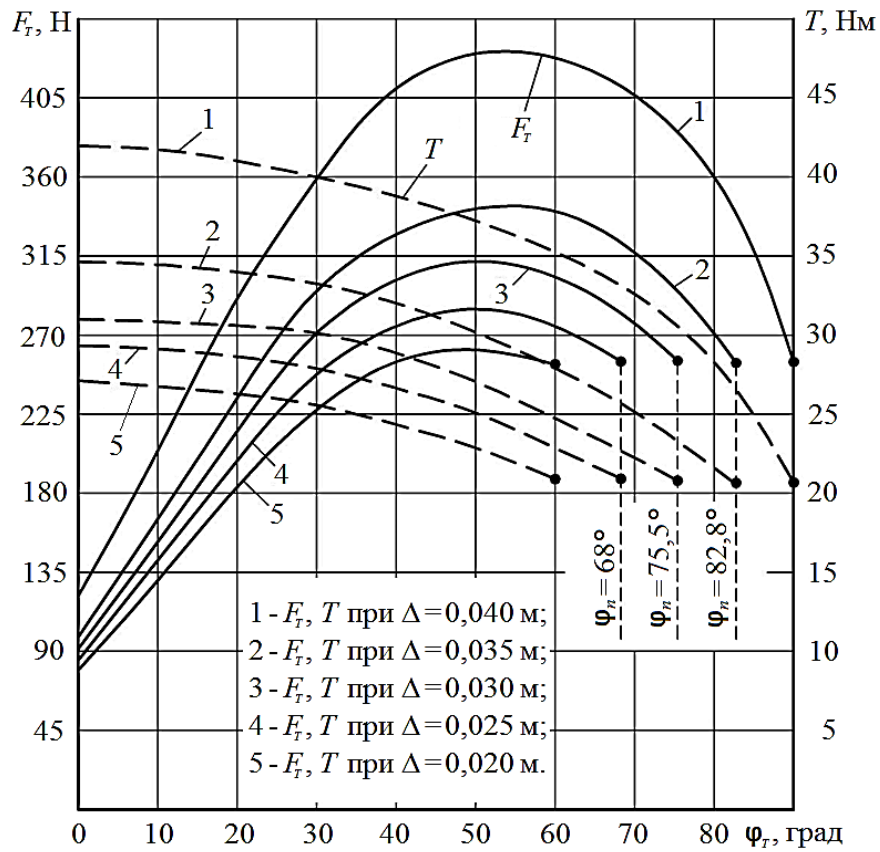
Початкове положення, при якому кулачок входить в контакт з роликом відповідає максимальному значенню кута  $\varphi_T$ , а його нульова величина характеризує момент їх виходу із зачеплення.

З аналізу зміни величини  $T$  встановлено, що зменшення величини  $\Delta$  в межах від 0,04 до 0,02 м спричиняє падіння крутного моменту на 34,6 %.

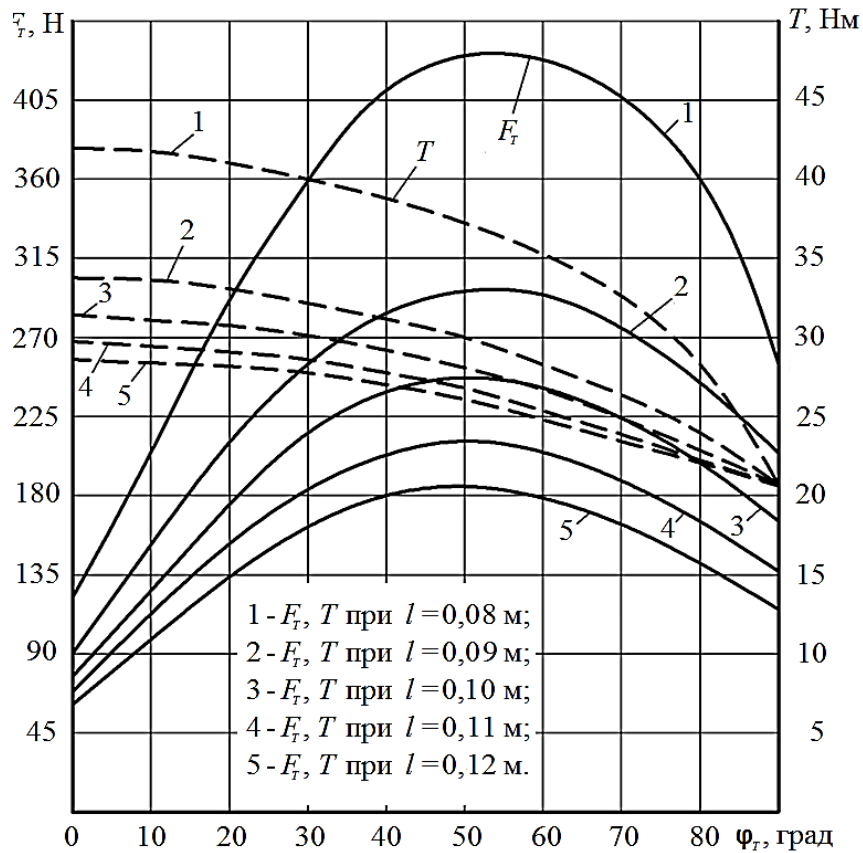
Початкова величина  $T$ , що відповідає моменту входження кулачка в контакт з роликом, є однаковою для всіх значень  $\Delta$  і складає 21 Нм.

Зміна  $F_T$  має вигляд параболічної характеристики, величина якої від моменту входження в контакт елементів зачеплення зростає, а далі починається різке падіння значення  $F_T$ .

Початкова величина  $T$ , при якому відбувається провертання скребків є стабільною та становить 262 Н.



а



б

Рис.3.8. Графічні залежності крутного моменту  $T$  і додаткового тягового зусилля  $F_T$  при провертанні групи скребків в залежності від:  
 а –  $\Delta$ ; б –  $l$  і величини  $\varphi_T$

Максимальне зростання величини  $F_T$  від початкового значення спостерігається для  $\Delta = 0,04\text{м}$  і його приріст становить 39,5 %.

З аналізу побудованих графічних залежностей встановлено, що на відміну від попереднього випадку, при вищезазначених сталих величинах параметрів, зміна  $T$  і  $F_T = f(\varphi_T)$  відбувається в межах  $\varphi_T = 0 \dots 90^\circ$ .

Максимальне зростання величини  $F_T$  спостерігається для  $l = 0,08\text{ м}$ , а зміна  $l$  від 0,08 до 0,12 м призводить до зменшення пікового значення  $F_T$  у 2,33 рази.

Зміна  $T$  в початковому положенні є однаковою для всіх значень  $l$  і становить 20,95 Нм.

Збільшення величини  $l$  спричиняє зменшення кінцевого значення  $T$  і в заданому діапазоні  $l = 0,08 \dots 0,12\text{ м}$  падіння  $T_{\text{max}}$  складає 31,4%.

Приймаючи середнє значення базової потужності на процес транспортування коренеплодів  $N_f = 3,75\text{ кВт}$  встановлено, що зміна величин у межах  $\Delta = 0,02 \dots 0,04\text{ м}$ ;  $l = 0,08 \dots 0,12\text{ м}$  і  $R = 0,03 \dots 0,06\text{ м}$  призводить до зростання додаткових енерговитрат  $\Delta N$  відповідно для  $\Delta$  на 12,5%...20,5 %, для  $l$  на 8,9%...20,5 %, для  $R$  на 13,3%...20,5 % у порівнянні з базовою потужністю  $N_f$ .

Розглянемо процес руху коренеплоду по поверхні скребка при спрацьовуванні пружини, відхиленої на певний кут відносно початкового положення, а також подальший його вільний рух після зупинки скребка до падіння на прутки полотна транспортера.

Початкове положення скребка та коренеплоду показано на рис. 3.9.

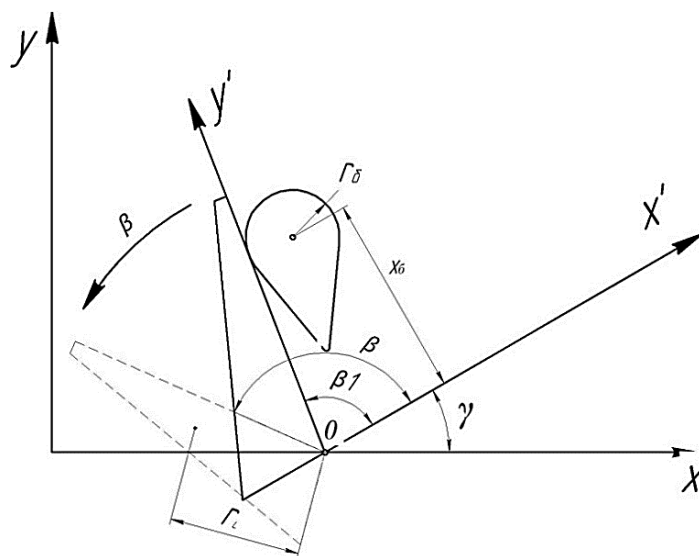


Рис.3.9. Схема руху коренеплоду по поверхні скребка

Обертний рух скребка запишеться наступним рівнянням

$$J_c \ddot{\beta} = -C_c (\beta - \beta_1 + \beta_H) + m_c r_c g \cos(\pi - \beta - \gamma) + N_b x_b, \quad (3.33)$$

де  $J_c$  – момент інерції скребка відносно точки його обертання;  $C_c$  – кутова жорсткість пружини скребка;  $\beta$  – кут повороту скребка відносно полотна транспортера;  $\beta_1$  – кут нахилу скребка до полотна;  $\beta_H$  – початковий натяг пружини скребка;  $\gamma$  – кут підйому полотна транспортера відносно горизонту;  $m_c$  – маса скребка;  $r_c$  – радіус центру мас скребка;  $g$  – прискорення земного тяжіння;  $N_b$  – сила тиску коренеплоду на скребок (реакція), перпендикулярна до його поверхні;  $x_b$  – координата точки центра мас коренеплоду відносно полотна транспортера.

Рух коренеплоду по поверхні скребка з урахуванням відцентрової сили інерції описується рівнянням

$$m_b \ddot{x}_b = -N_b f - m_b g \sin(\pi - \beta - \gamma + \Delta) + m_b \dot{\beta}^2 x_b, \quad (3.34)$$

де  $m_b$  – маса коренеплоду;  $f$  – коефіцієнт тертя коренеплоду по поверхні скребка;  $\Delta = \arctg(r_b/x_b)$  – кут відхилення центру мас коренеплоду від поверхні скребка відносно точки обертання;  $r_b$  – радіус головки коренеплоду.

Залежності для визначення прискорень  $\ddot{x}_b$  та  $\ddot{\beta}$  мають вигляд

$$\ddot{x}_b = \frac{\left( J_{b0} + m_b x_b^2 \right) \ddot{\beta} + 2m_b \dot{x}_b \dot{\beta} - m_b g \cos(\pi - \beta - \gamma + \Delta)}{m_b} f - g \sin(\pi - \beta - \gamma + \Delta) + x_b \dot{\beta}^2, \quad (3.35)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{-C_c (\beta - \beta_1 + \beta_H) + m_c r_c g \cos(\pi - \beta - \gamma) - 2m_b x_b \dot{x}_b g \cos(\pi - \beta - \gamma + \Delta)}{J_c + J_{b0} + m_b x_b^2}.$$

У процесі числового інтегрування системи диференціальних рівнянь (3.35) визначали на кожному кроці всі параметри процесу до досягнення умови  $\beta = \beta_1$ .

На основі розробленої математичної моделі проведено дослідження впливу механічних параметрів системи (маси коренеплодів, жорсткостей пружин та початкової величини її натягу,

кута нахилу рами транспортера до горизонту та кутів повертання скребків) на основні характеристики процесу доочищення – швидкість викидання коренеплодів, довжину їх польоту та швидкість ударної взаємодії з прутками полотна.

Значення вищезазначених параметрів змінювались в наступних діапазонах: маса коренеплодів  $m_b = 0,5...2,5$  кг; кутова жорсткість пружини скребка:  $C_c = 30...150$  Нм/рад; початковий кут натягу пружини:  $\beta_t = 30...150$  град; кут повороту скребка відносно полотна  $\beta = 30...150$  град; кут нахилу полотна транспортера до горизонту  $\gamma = 0...60$  град.

При проведенні дослідження впливу одного з параметрів на доочищення коренеплодів іншим надавались стабільні значення:  $m_b = 1,5$  кг;  $C_c = 100$  Нм/рад;  $\beta_t = 90$  град;  $\beta = 90$  град;  $\gamma = 40$  град.

Збільшення жорсткості пружини від 30 до 100 Нм/рад призводить до зростання кутової швидкості обертання скребків у 1,94 рази.

Вертикальна складова швидкості вильоту коренеплоду для даних параметрів жорсткості пружини в момент вильоту відповідно складала 0,19 м/с та 0,47 м/с, тобто збільшилась у 2,47 рази.

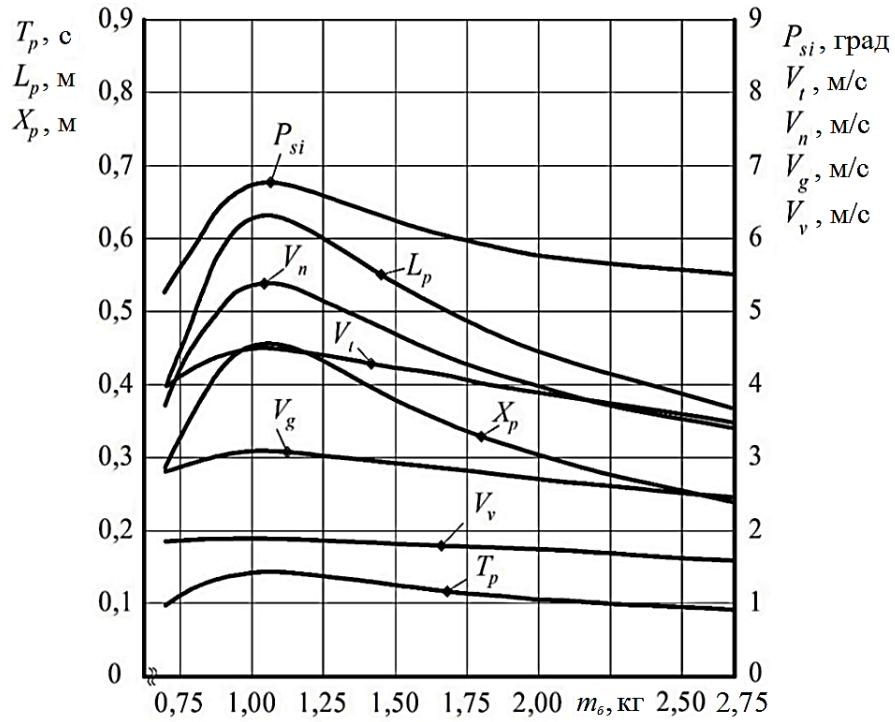
Результати розрахунків представлено у вигляді графічних залежностей, які зображено на рис. 3.10.

На осях ординат графічних залежностей позначено:  $P_{si}$  – кут вильоту коренеплоду над поверхнею транспортера;  $V_n$  – нормальна складова швидкості вильоту;  $V_t$  – тангенціальна складова швидкості вильоту;  $V_g$  – горизонтальна складова швидкості падіння коренеплоду на транспортер;  $V_v$  – вертикальна складова швидкості падіння коренеплоду на транспортер;  $X_p$  – координата падіння коренеплоду на транспортер;  $L_p$  – відстань від скребка до точки падіння коренеплоду на транспортер;  $T_p$  – час польоту буряку до падіння.

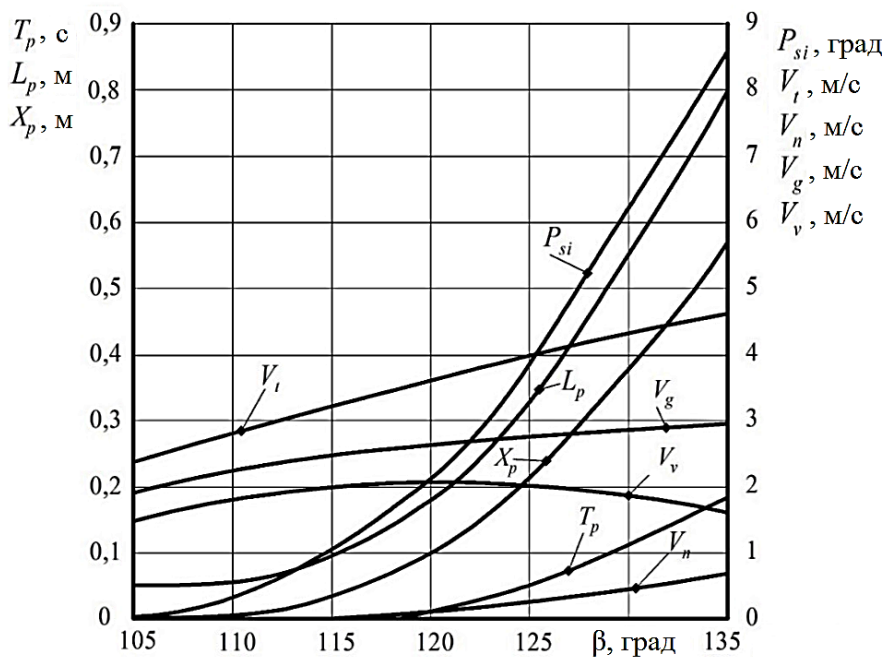
Аналізуючи вплив маси коренеплоду (рис. 3.10 а) на параметри процесу їх викидання можна констатувати, що при вище зазначених параметрах збільшення маси коренеплоду до 1,1 кг призводить до зростання практично всіх залежностей, окрім вертикальної складової швидкості  $V_v$ .

Для маси коренеплодів цукрових буряків в межах від 0,5 до 1,5 кг відповідні конструктивно-технологічні параметри змінюються в діапазонах:  $V_g = 2,8...3,1$  м/с;  $V_v = 1,85...1,9$  м/с;  $L_p = 0,45...0,63$  м.

Так, для діапазону кута відхилення скребка  $\beta = 105...140$  град при жорсткості пружини  $C_c = 100$  Нм/рад відповідні величини змінювались в межах:  $V_g = 1,5...3,1$  м/с;  $V_v = 1,1...2,1$  м/с;  $L_f = 0...0,95$  м (рис. 3.10 б). Максимальна вертикальна швидкість контакту коренеплоду з полотном відповідає куту провертання скребоків  $120^\circ$ .



а



б

Рис. 3.10. Зміна параметрів викидання коренеплодів в залежності від:  
а – маси  $m_b$ ; б – кута відхилення скребка  $\beta$

### 3.3. Результати теоретичних досліджень роботи транспортера з коливними скребками

Одним із способів ощадливого процесу очищення коренеплодів є надання миттєвого провертання групі скребків, які закріплені на прутковій поверхні полотна поздовжнього транспортера, навколо поверхонь пари роликів, які закріплені по боках рами транспортера. Це забезпечує викидання коренеплодів на прутки полотна, їх ударній взаємодії з ними і перекочування в зворотному напрямку до повторної взаємодії з групою скребків, що сприяє доочищеною коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток.

Рух коренеплоду 1 в процесі його проходження по криволінійній зоні відбувається з відривом від робочої поверхні скребків 2. Варіанти розміщення коренеплодів на полотні 3 в зоні їх контакту зі скребками зображено на рис. 3.11.

Внаслідок дії відцентрового прискорення рух коренеплоду цукрового буряку відбувається з його можливим відривом від несучої поверхні скребка [61; 62].

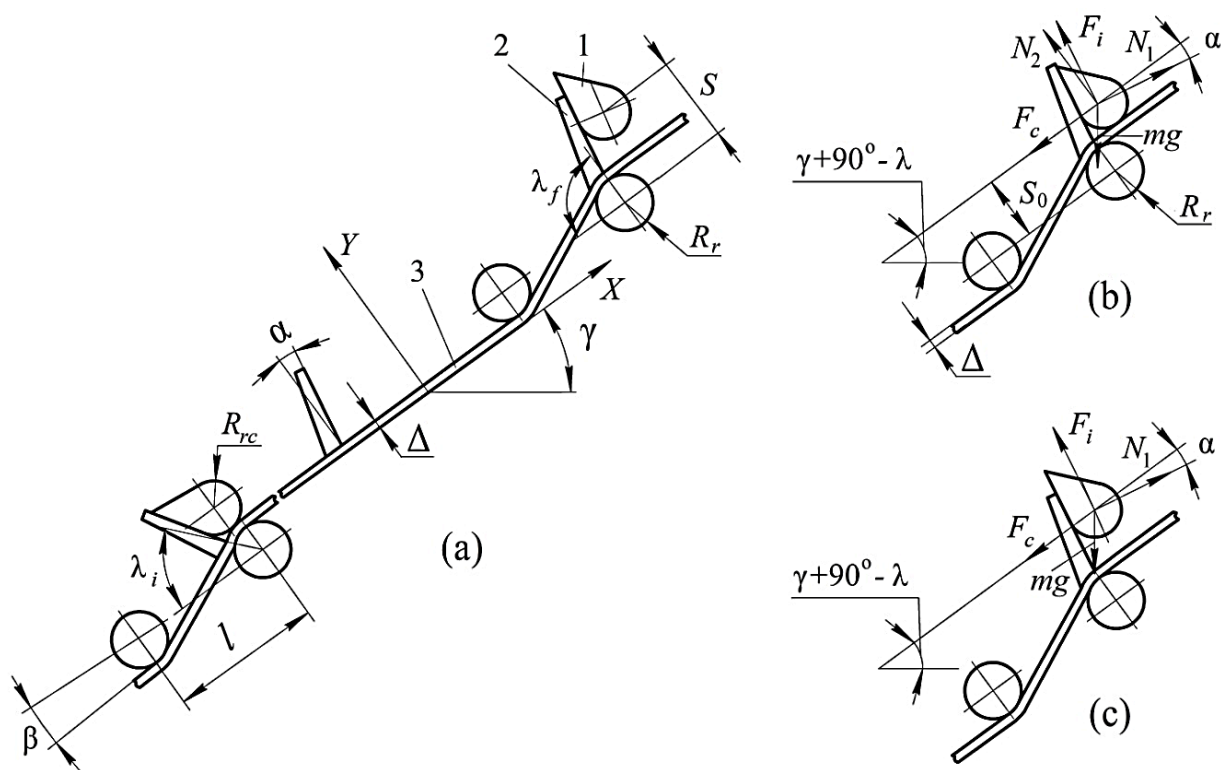


Рис. 3.11. Варіанти контакту коренеплоду зі скребками:  
 а – загальна схема; б – схема сил, що діють на коренеплід при безвідривному русі; с – схема сил, що діють на коренеплід в момент його відриву від скребка

На рис. 3.11 прийняті наступні позначення:  $\alpha$  – кут нахилу скребка від нормалі до поверхні полотна;  $\beta$  – кут між поверхнею полотна та лінією, що з'єднує осі обертання роликів;  $\gamma$  – кут нахилу транспортера-сепаратора до горизонту;  $\lambda_i$ ;  $\lambda_f$  – відповідно початковий та кінцевий кути охоплення полотном ролика;  $l$  – відстань між осями пари роликів;  $R_r$  – радіус ролика;  $R_{rc}$  – радіус головки коренеплоду;  $S_0$  – початкова відстань від осі ролика до центру мас коренеплоду;  $S$  – біжуча відстань від осі ролика до центру мас коренеплоду;  $\Delta$  – товщина бокових пасів пруткового полотна;  $V$  – швидкість руху полотна транспортера;  $\varphi = \lambda - \gamma + \alpha$  – кут нахилу скребка до горизонту. Кут  $\lambda$  змінюється у межах  $\lambda_i \leq \lambda \leq \lambda_f$  згідно залежності  $\lambda = \lambda_i + \omega t$ .

Кутова швидкість обертання скребка відносно осі ролика визначається за формулою  $\omega = V/(R_r + \Delta/2)$ .

При проходженні полотна через зону активізації коренеплід рухається по дузі кола радіусом  $R = S_0 = R_{rc} + \Delta + R_r$  в межах кута  $\lambda_i \leq \lambda \leq \lambda_f$ . Кінцевий кут дуги  $\lambda_f \cong 90^\circ$ . Початковий кут  $\lambda_i$  визначається з геометричних співвідношень

$$\cos(\lambda_i - \beta) = \frac{2R_r + \Delta}{l}, \quad \lambda_i = \arccos\left(\frac{2R_r + \Delta}{l}\right) + \beta. \quad (3.36)$$

Рух коренеплоду може бути безвідривним від скребоків, у випадку коли контакт між полотном і коренеплодом не втрачається (рис. 3.11 б), а також з відривом від скребка, коли контакт між полотном і коренеплодом втрачається (рис. 3.11 с). Відповідно, в кожному з цих випадків система сил, яка діє на коренеплід є різною, що зображено на рис. 3.11 б, с.

Умовні позначення:  $F_i$  – сила інерції при обертовому русі;  $F_{cor}$  – сила Коріоліса;  $F_f$  – сила тертя коренеплоду по поверхні скребка;  $N_1$  – сила реакції скребка на коренеплід;  $N_2$  – сила реакції полотна на коренеплід.

Відрив коренеплоду від поверхні полотна відбувається за умови, коли реакція  $N_2 = 0$ .

Розглянемо процес руху коренеплоду по несучій поверхні скребка після відриву від полотна.

Схема сил для такого випадку зображена на рис. 3.11 с.



В цьому випадку, рух коренеплоду відносно поверхні скребка запишеться у вигляді

$$m\ddot{S} = -F_f - mg \sin \varphi + m\omega^2 S, \quad (3.37)$$

де  $F_f = N_1 f = (F_{cor} + mg \cos \varphi) f = (2m\omega\dot{S} + mg \cos \varphi) f$ .

Після перетворень отримаємо рівняння для встановлення траєкторії руху коренеплоду

$$\ddot{S} + 2\omega f \dot{S} - \omega^2 S = -g(\sin \varphi + f \cos \varphi). \quad (3.38)$$

Враховуючи, що кут повороту  $\varphi$  змінюється в часі за залежністю

$$\varphi(t) = \lambda_i + \omega t - \gamma + \alpha = \varphi_i + \omega t, \quad (3.39)$$

рівняння (3.38) можна записати у вигляді

$$\ddot{S} + 2\omega f \dot{S} - \omega^2 S = -g[(\cos \varphi_i - f \sin \varphi_i) \sin \omega t + (f \cos \varphi_i + \sin \varphi_i) \cos \omega t], \quad (3.40)$$

де  $S$  – відстань зміщення коренеплоду відносно скребоків при їх провертанні відносно роликів;  $\dot{S}$  і  $\ddot{S}$  – відповідно швидкість та прискорення коренеплоду;  $F_{cor} = 2m\omega\dot{S}$ ;  $F_f = N_1 f$ ;  $f$  – зведений коефіцієнт тертя коренеплоду по поверхні скребка, який враховує різні види тертя (ковзання, кочення та їх комбінації при різній орієнтації коренеплоду відносно скребка).

Розв'язок диференціального рівняння знайдемо за допомогою складання характеристичного рівняння виду

$$\begin{aligned} k^2 + 2\omega f k - \omega^2 &= 0; \\ k_{1/2} &= -\omega f \pm \omega \sqrt{1 + f^2}. \end{aligned} \quad (3.41)$$

Загальний розв'язок однорідного рівняння має вигляд

$$S_g = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t}. \quad (3.42)$$

Частковий розв'язок рівняння має вигляд

$$S_p = D_1 \sin \omega t + D_2 \cos \omega t. \quad (3.43)$$

Підставляючи значення  $S_p$  у рівняння (3.40) отримаємо

$$D_1 = \frac{g[(1-f^2)\cos\varphi_i - 2f\sin\varphi_i]}{2(1+f^2)\omega^2}, \quad D_2 = \frac{g[(1-f^2)\cos\varphi_i + 2f\sin\varphi_i]}{2(1+f^2)\omega^2}. \quad (3.44)$$

Загальний розв'язок рівняння (3.38) має вигляд суми  $S_g + S_p$

$$S = Ae^{k_1 t} + Be^{k_2 t} + D_1 \sin \omega t + D_2 \cos \omega t. \quad (3.45)$$

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

Після диференціювання отримаємо

$$\dot{S} = k_1 A e^{k_1 t} + k_2 B e^{k_2 t} + \omega D_1 \cos \omega t - \omega D_2 \sin \omega t. \quad (3.46)$$

Сталі інтегрування визначаються з початкових умов  $A$  і  $B$

$$A = \frac{\omega D_1 + k_2 (S_0 - D_2)}{k_2 - k_1},$$

$$B = -\frac{\omega D_1 + k_1 (S_0 - D_2)}{k_2 - k_1}. \quad (3.47)$$

При аналізі отриманих результатів доцільно побудувати криві, які визначають пройдений шлях  $S$  і швидкість  $\dot{S}$  в момент коли  $\lambda = \lambda_f$ , тобто через час  $t_k = (\lambda_f - \lambda_i) / \omega$  проходження скребка по дузі з коливним рухом.

У наступний після  $t_k$  момент часу рух скребка буде здійснюватися по прямій, а коренеплід продовжить політ з початковою швидкістю  $V_{rcf} = \sqrt{\dot{S}^2 + (\omega S)^2}$  відносно нерухомої системи координат під кутом  $\zeta_s = \arctg(\dot{S} / \omega S)$  до полотна транспортера-сепаратора.

У випадку, коли початкова швидкість є меншою нуля, це означає, що відрив коренеплоду від поверхні скребка не відбудеться, тобто транспортер-сепаратор не буде забезпечувати доочищення вороху коренеплодів.

Таким чином, потрібно підібрати відповідні режими роботи та конструктивно-технологічні параметри транспортера-доочищувача коренеплодів, які б забезпечили якісний технологічний процес, коли коренеплоди будуть рухатися з відривом від поверхні скребоків.

Також, необхідно враховувати умову, за якої швидкість ударної взаємодії коренеплоду з прутками полотна не спричинить його значного пошкодження.

Швидкість руху коренеплоду відносно полотна транспортера є рівною різниці швидкостей  $V_{sr} = \omega S - V$ , а кут його вильоту у рухомій системі координат визначається за залежністю  $\xi_{sr} = \arctg(\dot{S}/V_{sr}) - \alpha$ .

Рівняння руху в координатах  $X$  і  $Y$ , зв'язаних із системою транспортера-сепаратора

$$m\ddot{x} = -mg \sin \gamma; \quad m\ddot{y} = -mg \cos \gamma. \quad (3.48)$$

Початкові умови при розв'язку рівнянь є

$$\begin{aligned} \text{при } t = 0, \quad X_0 &= (S - R_r - \Delta) \sin \alpha, \quad \dot{X}_0 = V_{sr} \cos \xi_{sr}; \\ Y_0 &= (S - R_r - \Delta) \cos \alpha; \quad \dot{Y}_0 = V_{sr} \sin \xi_{sr}. \end{aligned} \quad (3.49)$$

Рівняння поверхні транспортера  $Y = X \operatorname{tg} \gamma$ .

Розв'язок системи рівнянь із початковими умовами дає залежність для визначення часу польоту коренеплоду до моменту його зіткнення з прутками полотна

$$t = \frac{\dot{Y}_0 + \sqrt{\dot{Y}_0^2 + 2g(Y_0 - R_r) \cos \gamma}}{g \cos \gamma}. \quad (3.50)$$

Відстань вільного польоту коренеплоду вздовж полотна транспортера до моменту падіння на нього визначається з виразу

$$L_f = X = X_0 + \dot{X}_0 t - \frac{gt^2}{2} \sin \gamma; \quad (3.51)$$

Швидкість співудару коренеплоду з прутками полотна визначається

$$V_{src} = \sqrt{(\dot{X}_0 - gt \sin \gamma)^2 + (\dot{Y}_0 - gt \cos \gamma)^2}. \quad (3.52)$$

За результатами теоретичних досліджень побудовано графічні залежності відстані вільного польоту коренеплоду  $L_f$  та швидкості ударної взаємодії  $V_{src}$  коренеплодів з прутками полотна від його конструктивно-кінематичних параметрів.

При аналізі впливу одного з параметрів на значення величин  $L_f$  і  $V_{src}$  інші залишались фіксованими, а їх значення становили:  $V = 1.25$  м/с;  $\gamma = 45^\circ$ ;  $R_r = 0.04$  м;  $\Delta = 0.008$  м;  $l = 0.3$  м;  $\beta = 10^\circ$ ;  $R_{rc} = 0.05$  м;  $f = 0.4$ . Кут нахилу скребка від нормалі до поверхні полотна становить:  $\alpha = 10^\circ$ .

На рис. 3.12 представлені графічні залежності  $L_f = f(V, \gamma)$  та  $V_{src} = f(V, \gamma)$ .

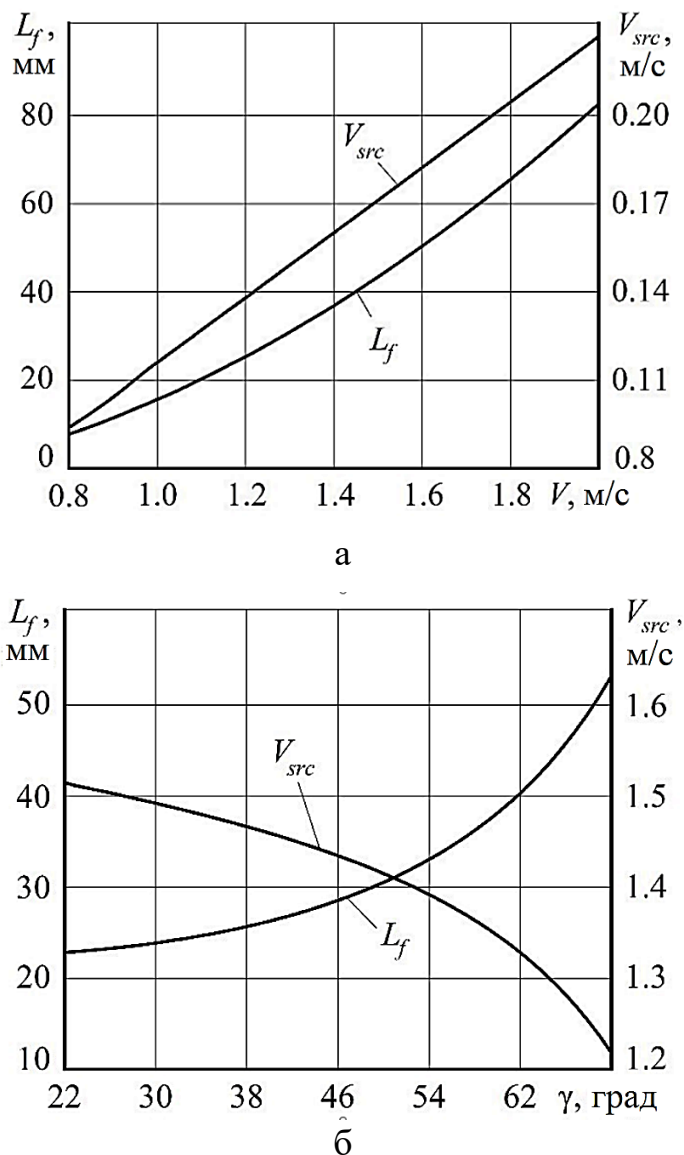


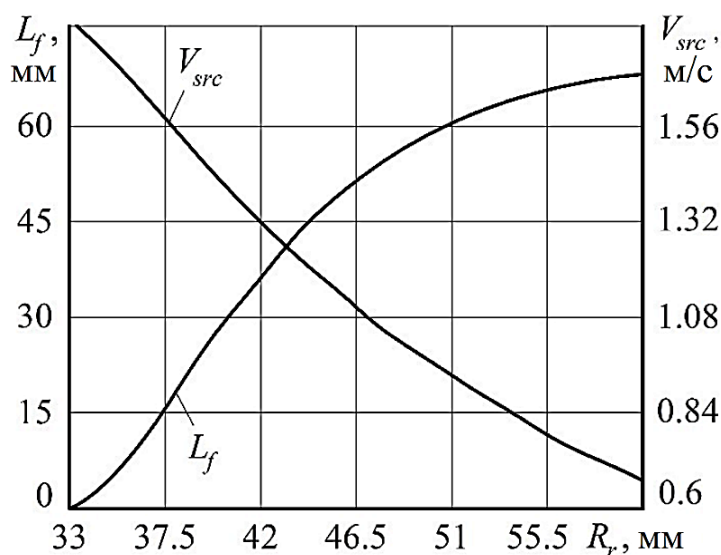
Рис. 3.12. Графічні залежності  $L_f$  та  $V_{src}$ : а – від швидкості руху пруткового полотна  $V$ ; б – від кута  $\gamma$  нахилу транспортера-сепаратора до горизонту

Аналіз рис. 3.12 а показав, що зростання лінійної швидкості пруткового полотна призводить до збільшення величин  $L_f$  та  $V_{src}$  практично за лінійною залежністю. В іншому випадку (рис. 3.12 б) збільшення кута  $\gamma$  до понад  $46...54^\circ$  спричиняє, з однієї сторони різке збільшення величини  $L_f$ , а з іншої – суттєве зменшення швидкості  $V_{src}$  ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна.

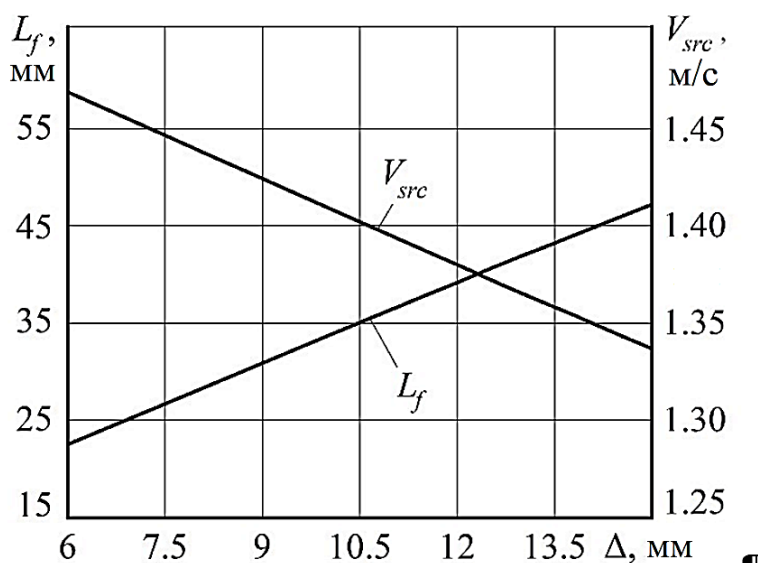
Таким чином, виходячи з раціональних міркувань, а також з урахуванням результатів попередніх досліджень та конструктивно-технологічних параметрів коренезбиральних машин, рекомендується обмежитись максимальними значеннями  $V$  до 1,6 м/с та кута  $\gamma$  до  $50^\circ$ .

На рис. 3.13 представлені графічні залежності  $L_f = f(R_r, \Delta)$  та  $V_{src} = f(R_r, \Delta)$ .

За результатами аналізу графічних залежностей можна зробити висновок, що збільшення радіусу ролика  $R_r$  в зазначених межах призводить до суттєвого зменшення величини  $L_f$ . При цьому, швидкість ударної взаємодії  $V_{src}$  стрімко зростає до  $R_r \approx 45$  мм, а далі – інтенсивність впливу радіусу ролика на  $V_{src}$  зменшується.



а



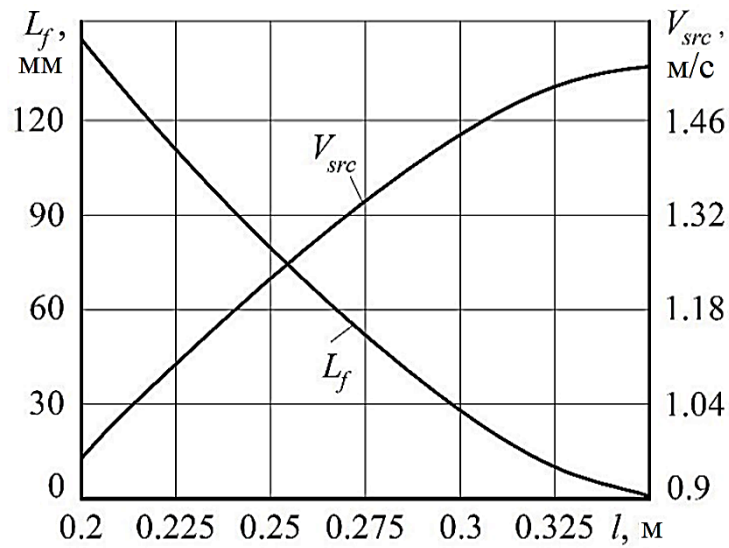
б

Рис. 3.13. Графічні залежності  $L_f$  та  $V_{src}$ : а – від радіусу ролика  $R_r$ ; б – від товщини бокових пасів пруткового полотна  $\Delta$

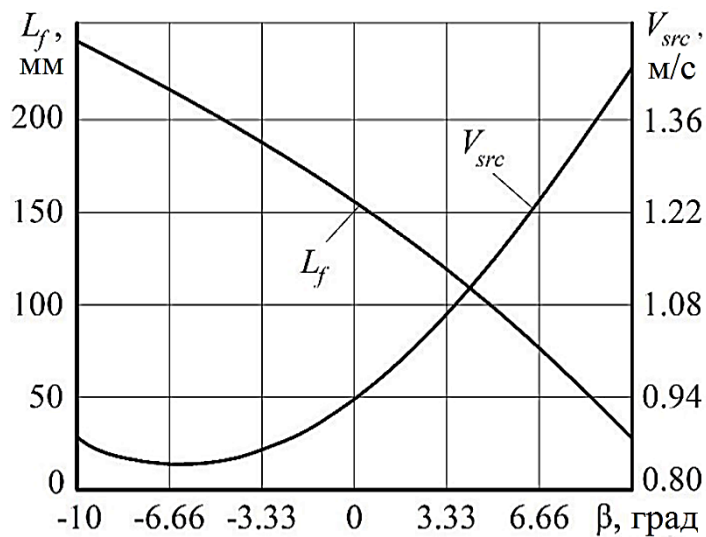
Збільшення товщини бокових пасів пруткового полотна має виключно лінійний характер впливу на зниження величини  $V_{src}$  та зростання відстані  $L_f$  в допустимих межах. При цьому, необхідно враховувати, що товщина бокових пасів визначається виробником.

На рис. 3.14 представлені графічні залежності  $L_f = f(l, \beta)$  та  $V_{src} = f(l, \beta)$ .

Отримані дані, які зображені на рис. 3.14, вказують на те, що збільшення відстані між парами роликів  $l$  призводить до зниження величини  $L_f$  та одночасного зростання швидкості  $V_{src}$ , що можна пояснити зростанням вертикальної складової напрямку викидання коренеплодів.



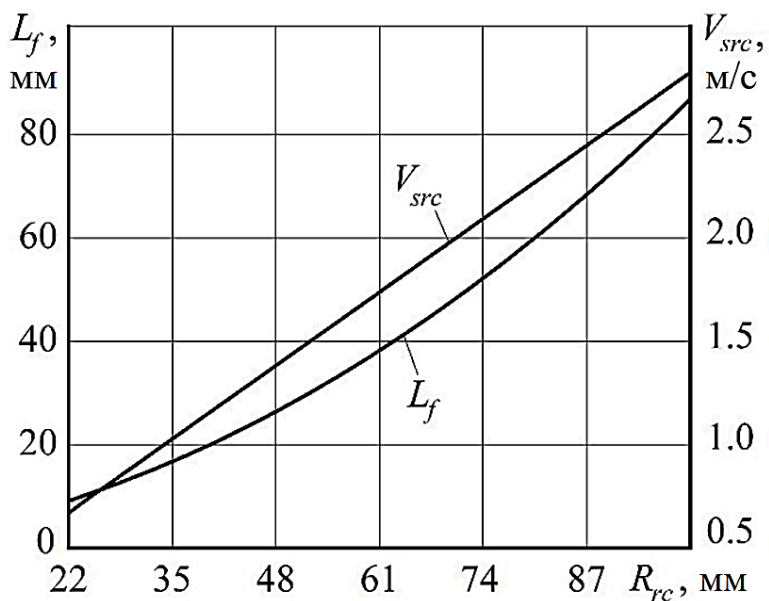
а



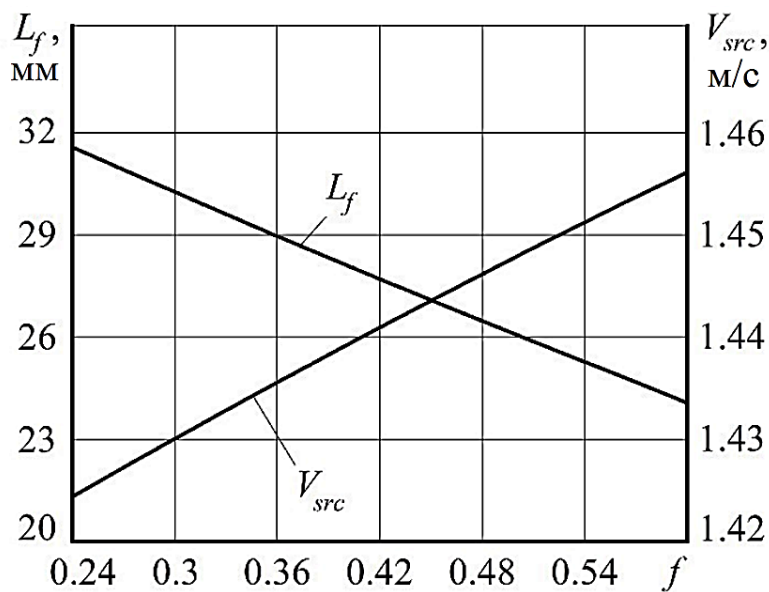
б

Рис. 3.14. Графічні залежності  $L_f$  та  $V_{src}$ : а – від відстані між осями пари роликів  $l$ ; б – від кута  $\beta$  між поверхнею полотна та лінією, що з'єднує осі роликів

На рис. 3.15 представлені графічні залежності  $L_f = f(R_{rc}, f)$  та  $V_{src} = f(R_{rc}, f)$ .



а



б

Рис. 3.15. Графічні залежності  $L_f$  та  $V_{src}$ : а – від радіусу головки коренеплоду  $R_{rc}$ ; б – від зведеного коефіцієнта тертя  $f$  коренеплоду по поверхні скребка

За результатами аналізу отриманих залежностей можна зробити висновок про те, що збільшення радіусу головки коренеплоду  $R_{rc}$ , і відповідно його маси, призводить до збільшення значень величин  $L_f$  та  $V_{src}$ , які мають досить чітко виражений лінійний характер.

Збільшення коефіцієнту тертя (при сухих умовах збирання коренеплодів) призводить до зростання величини  $V_{src}$  та зменшення відстані  $L_f$ .

## РОЗДІЛ 4

### РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ ЇХ ПЕРЕМІЩЕННІ В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ РУСЛІ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ

#### 4.1. Дослідження процесу транспортування та винесення домішок дволанковим прутковим транспортером-сепаратором

Вирішення проблеми якісного очищення та зниження ступеня пошкодження коренеплодів під час їх механізованого збирання можливе завдяки комплексному підходу до розробки нових конструкцій коренезбиральних машин, в компоновальних схемах яких буде закладено принцип об'єднання транспортних та технологічних операцій, що забезпечить дбайливе відношення до продукту обробки та мінімізує негативний вплив на навколишнє середовище.

Тому, при розробленні нових коренезбиральних машин, основними повинні бути ідеї, реалізація яких забезпечить максимальне відділення налиплого на коренеплодах ґрунту. Це дозволить залишити його на полях та мінімізувати деградацію верхнього гумусного шару.

Для вирішення питань, пов'язаних з покращенням якості очищення коренеплодів при мінімізації їх пошкоджень пропонується конструктивно-технологічна схема доочисного транспортера коренезбиральної машини (рис. 4.1) з обґрунтуванням його параметрів та режимів роботи [62, 63].

Для підвищення якості очищення коренеплодів при їх механізованому збиранні пропонується об'єднати в одному механізмі функції їх транспортування, а також видалення ґрунту та рослинних решток. Доочисний транспортер може бути застосований в різних коренезбиральних машинах, які розробляються чи модернізуються.

Розглянемо взаємодію елементів доочисного транспортера із ворохом коренеплодів. Прийmemo, що базова система координат  $O_{xy}$  прив'язана до машини, на якій встановлено доочисний транспортер.

Центр  $O$  системи координат співпадає з віссю одного з валів транспортера, вісь  $O_x$  направлена горизонтально, а рух коренеплоду відбувається у вертикальній площині  $O_{xy}$  (рис. 4.1).



На траєкторії траси, що нахилена під біжучим кутом  $\gamma$  до горизонту, розмістимо в довільній точці  $O'(x'_0; y'_0)$  нерухому, відносно базової системи  $O_{xy}$ , систему координат  $O'x'y'$  таким чином, щоб вісь  $O'x'$  була спрямована у напрямку траси, та рухому систему координат  $O''x''y''$ , що жорстко зв'язана з рухомим полотном, на якому закріплено активатор, причому вісь  $O''y''$  співпадає з площиною його розміщення.

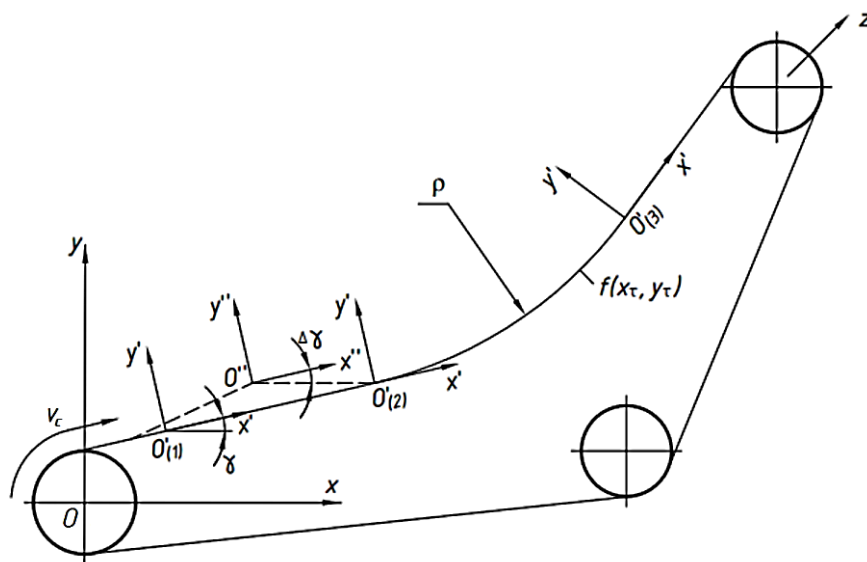


Рис. 4.1. Схема до визначення параметрів траєкторії полотна транспортера

Нехай в певний момент часу  $t = 0$  системи координат співпадають. В загальному випадку система координат  $O''x''y''$  переміщається відносно системи  $O'x'y'$  із швидкістю  $v_c$ , яка відповідає швидкості полотна транспортера. Крім цього, вона разом із полотном здійснює коливання вздовж осі  $O'y'$  з певною амплітудою  $A_\omega$ , циклічною частотою  $\omega_A$  та кутовими коливаннями  $\Delta\gamma$  активатора зі зміною абсолютного значення кута  $\gamma$ .

Центр  $O''$  системи  $O''x''y''$  в системі  $O'x'y'$ , матиме біжучі координати:  $x''_0 = v_m t$ ;  $y''_0 = A_\omega \sin(\omega_A t) \sin \gamma$  (рис. 4.2).

Використовуючи відомі матричні перетворення однорідних систем координат отримуємо зв'язок системи координат активатора з базовою системою координат, що матиме вигляд

$$\begin{cases} x_c = x''_A \cos(\gamma + \Delta\gamma) - y''_A \sin(\gamma + \Delta\gamma) + x'_0 + v_t t \cos \gamma - A_\omega \sin(\omega_A t) \sin \gamma; \\ y_c = y''_A \sin(\gamma + \Delta\gamma) - x''_A \cos(\gamma + \Delta\gamma) + y'_0 + v_t t \sin \gamma - A_\omega \sin(\omega_A t) \cos \gamma. \end{cases} \quad (4.1)$$

На коренеплід, що утримується активатором, діятимуть сили реакції  $N_i$  зі сторони активатора та прутків, які в системі координат активатора  $O''x''y''$  та, відповідно в базовій системі  $Oxy$  (рис. 4.2) будуть такими

$$\bar{N}_i'' = N_i''(\cos \alpha_i'' \cdot \bar{i} + \sin \alpha_i'' \cdot \bar{j}); \quad \bar{N}_i = N_i(\cos \alpha_i \cdot \bar{i} + \sin \alpha_i \cdot \bar{j}), \quad (4.2)$$

де направляючі кути  $\alpha_i$  із кутами  $\alpha_i''$  зв'язані залежностями  $\alpha_i = \alpha_i'' + \gamma + \Delta\gamma$  чи, у випадку незначних кутових коливань активаторів ( $\Delta\gamma = 0$ ),  $\alpha_i = \alpha_i'' + \gamma$ .

Проведемо дослідження можливого розміщення коренеплоду на полотні транспортера.

Позначимо радіус прутка полотна  $r$ , віддаль між прутками –  $a$ ; висоту активатора –  $H$ .

Ширину активатора приймемо з конструктивних міркувань  $S = 2r$ , а радіус заокруглення активатора рівним радіусу прутка.

З метою спрощення розрахунків введемо також параметр  $h = H - r$ , а саме висоту активатора до центра заокруглення.

В залежності від розміру коренеплоду можливі наступні варіанти його розміщення на прутковому полотні транспортера в системі координат  $O''x''y''$  (рис. 4.2).

1. Коренеплід радіусом  $R$  торкається до площини активатора і найближчого прутка. Таке розміщення реалізується, коли координата центра ваги  $y_c$  коренеплоду менша за  $h$ ,  $y_c \leq h$ .

В цьому випадку реакції із сторони активатора та зі сторони прутка визначається за залежністю (4.2), де направляючий кут вектора реакції активатора  $\bar{N}_1''$ , рівний  $\alpha_1'' = 0$ , а вектор  $\bar{N}_2''$  направлений від центра прутка до центра коренеплоду і визначається з рівнянь  $\cos \alpha_2'' = 1 - a/(R + r)$ ;  $\sin \alpha_2'' = \sqrt{2a(R + r) - a^2}/(R + r)$ .

2. Коренеплід торкається краю активатора і прутка ( $y_c > h$ ).

Тоді центр коренеплоду цукрового буряку визначається зі спільного розв'язку системи рівнянь, що визначає точку перетину двох кіл з радіусами  $R + r$  в центрі заокруглення активатора  $O_S''(0; h)$  і у центрі  $O_R''(a; 0)$  прутка.

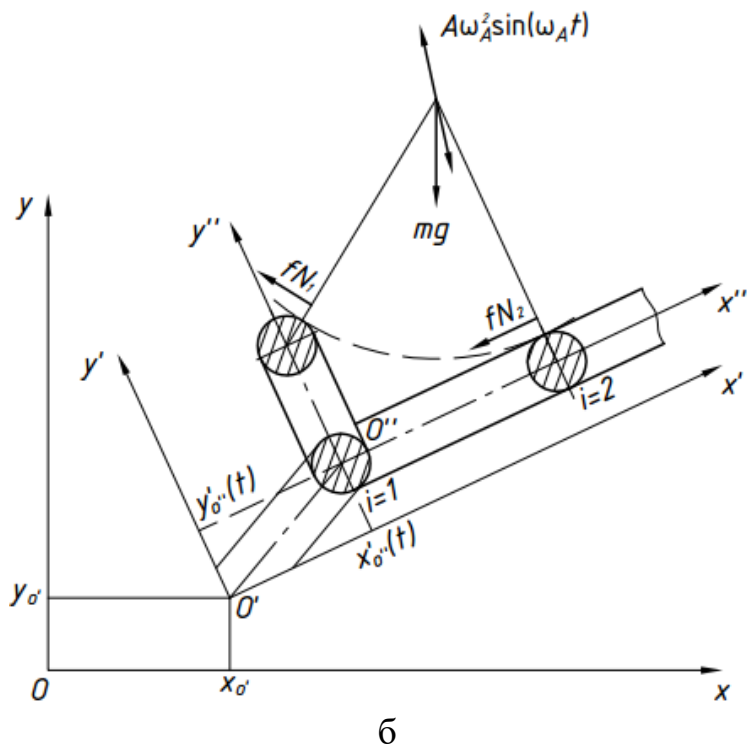
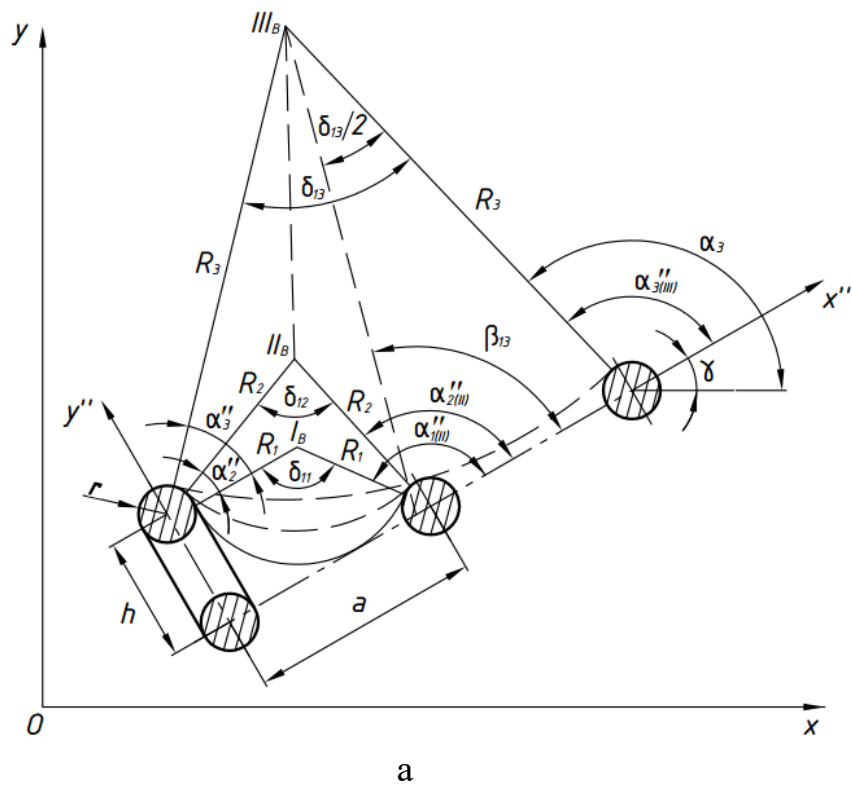


Рис. 4.2. Варіанти розміщення коренеплоду на полотні транспортера (а) та схема сил для встановлення рівнянь руху коренеплодів при їх транспортуванні та доочищенні

Звідси рівняння бісектриси трикутника, що проходить через центр коренеплоду з координатою  $A(x_A''; y_A'')$  визначається за залежністю  $y'' = h/2 + (a/h)(x'' - a/2)$ .

Відповідно направляючі кути  $\alpha_1''$  і  $\alpha_2''$  векторів  $\bar{N}_1''$  і  $\bar{N}_2''$  будуть такими  $\alpha_1'' = \beta_{12} - \delta_{12}/2$  та  $\alpha_2'' = \beta_{12} + \delta_{12}/2$ , де  $\beta_{12}$  – кут нахилу бісектриси,  $\beta_{12} = \arctg a/h$ ;  $\delta_{12}$  – кут між векторам  $\bar{N}_1''$  і  $\bar{N}_2''$ :  $\delta_{12}/2 = \arcsin[\sqrt{a^2 + h^2}/2(R+r)]$ .

В цьому випадку реакції робочих елементів транспортера будуть  $N_1, N_2$  і  $N_3$ , а координати центру коренеплоду визначаються:  $x_A'' = 3a/2$ ;  $y_A'' = (2a^2 + h^2)/(2h)$ .

Відповідно  $\cos \alpha_i'' = (x_A'' - x_i)/(R+r)$ ;  $\sin \alpha_i'' = (y_A'' - y_i)/(R+r)$ , де  $x_i, y_i$  – координати центрів заокруглень активатора та прутків.

4. Коренеплід доторкається до краю активатора і наступного прутка, що можливо для коренеплодів великих розмірів ( $R > R_3$ ).

Аналогічно до другого випадку направляючі кути визначаються рівняннями  $\alpha_1'' = \beta_{13} - \delta_{13}/2$ ;  $\alpha_3'' = \beta_{13} + \delta_{13}/2$ , де  $\beta_{13} = \arctg(2a/h)$ ;  $\delta_{13}/2 = \arcsin[\sqrt{a^2 + (h/2)^2}/(R+r)]$ .

Розміщення системи координат  $O'x'y'$  відносно загальної системи координат в часі не змінюється.

Система  $O''x''y''$  переміщується вздовж траєкторії полотна, а також має коливальний вертикальний рух.

Прийmemo, що кут  $\gamma$  змінюється лише внаслідок зміни траєкторії, тобто  $\Delta\gamma \rightarrow 0$ .

Прискорення коренеплоду для цього випадку в базовій системі при  $v_c = \text{const}$  отримуємо в результаті подвійного диференціювання рівнянь (4.1)

$$\begin{aligned}\ddot{x}_c &= \ddot{x}_A'' \cos \gamma - \ddot{y}_A'' \sin \gamma + A\omega_A^2 \sin(\omega_A t) \sin \gamma; \\ \ddot{y}_c &= \ddot{y}_A'' \sin \gamma + \ddot{x}_A'' \cos \gamma + A\omega_A^2 \sin(\omega_A t) \cos \gamma.\end{aligned}\quad (4.3)$$

При перекочуванні коренеплоду круглого перерізу ( $R = \text{const}$ ), через край активатора, його центр обертатиметься у системі координат  $O''x''y''$  відносно центру заокруглення активатора з кутовою швидкістю  $\omega_A = d(\Delta\alpha_t)/dt$  а координати його центра будуть такими:

$$x_A'' = (R+r) \cos(\alpha_t'' + \Delta\alpha_t), \quad y_A'' = (R+r) \sin(\alpha_t'' + \Delta\alpha_t). \quad (4.4)$$

Відповідно, складові лінійної швидкості коренеплоду будуть такими:  $\dot{x}_A'' = -y_A''\omega_\alpha$ ,  $\dot{y}_A'' = x_A''\omega_\alpha$ , а складові прискорення будуть такими:  $\ddot{x}_A'' = y_A''\dot{\omega}_\alpha + x_A''(\omega_\alpha)^2$ ;  $\ddot{y}_A'' = x_A''\dot{\omega}_\alpha + y_A''(\omega_\alpha)^2$ .

Кутова швидкість обертання коренеплоду визначається з рівняння  $\omega_K'' = (1 + r/R)\omega_\alpha$ .

Розглянемо взаємодію коренеплодів із доочисним транспортером.

В зоні приймання коренеплодів траєкторія траси описується такою функцією  $x_T = x'_O + (u - u_O)\cos\gamma_\alpha$ ;  $y_T = y'_O + (u - u_O)\sin\gamma_\alpha$ , де  $u$  – параметр довжини траси.

Переміщення т.  $O''$ , при відсутності коливання транспортера описується рівняннями  $x_{O''}'' = v_t t \cos\gamma_\alpha$ ;  $y_{O''}'' = v_t t \sin\gamma_\alpha$ .

В перехідній зоні траєкторія транспортера має значну кривизну і змінний кут  $\gamma_t$ . Прийmemo, що кривизна траси постійна, тобто траєкторія описується колом з радіусом  $\rho$ . Біжучий кут нахилу траси при початковому куті  $\gamma_{O1}$  буде рівним  $\gamma_t = \gamma_{O1} + v_t t / \rho$ , а рівняння траєкторії матимуть вигляд  $x_T = x'_O + \rho[\sin(\gamma_{O1} + v_t t / \rho) - \sin\gamma_{O1}]$ ,  $y_T = y'_O + \rho[\cos(\gamma_{O1} + v_t t / \rho) - \cos\gamma_{O1}]$ .

Лінійні та кутові швидкості та прискорення системи  $O''x''y''$  визначаються за залежностями

$$\dot{x}_{O''}'' = v_t \cos(\gamma_{O1} + v_t t / \rho); \quad \dot{y}_{O''}'' = v_t \sin(\gamma_{O1} + v_t t / \rho); \quad \dot{\gamma}_t = v_t / \rho; \quad (4.5)$$

$$\ddot{x}_{O''}'' = -(v_t^2 / \rho) \sin(\gamma_{O1} + v_t t / \rho); \quad \ddot{y}_{O''}'' = -(v_t^2 / \rho) \cos(\gamma_{O1} + v_t t / \rho); \quad \ddot{\gamma}_t = 0. \quad (4.6)$$

У випадку поперечних коливань полотна транспортера величини  $y_{O''}$ ,  $\dot{y}_{O''}$ ,  $\ddot{y}_{O''}$  будуть мати і ще складові від коливань.

В зоні, де коренеплоди починають скочуватись вниз по полотну транспортера кут його нахилу становить  $\gamma_\beta = \beta$  і визначається із умови захоплення ґрунтових і рослинних елементів вороху і виключення захоплення коренеплодів.

Траєкторія траси на цій ділянці описується залежністю аналогічно зоні приймання і переміщення. Координати т.  $O''$  в системі координат  $O'x'y'$  приймуть вид  $x_{O''}'' = v_t t \cos\gamma_\beta$ ;  $y_{O''}'' = v_t t \sin\gamma_\beta$ .

Прискорення коренеплоду у цій системі будуть визначатись залежностями (4.3).

Для випадку, коли відсутні поперечні коливання транспортера, прискорення у системі є постійними на криволінійній ділянці і відсутні на прямолінійних ділянках.

В зоні приймання необхідна умова працездатності транспортера полягає в тому, щоб усі, в тому числі найбільші коренеплоди, не втрачали контакту зі своїми опорами (активатором і прутком). Ця умова виконується тоді, коли  $N_1 > 0$  і  $N_2 > 0$ . Оскільки  $\gamma > 0$ , то це можливо при  $N_3 > 0$ . Враховуючи те, що  $\alpha_i = \alpha_i'' + \gamma$  і  $N_3 > 0$ , умова збереження контакту коренеплоду з опорами прийме вигляд  $\gamma \leq \pi/2 - \alpha_1''$ .

Із врахуванням зусиль від прискорень полотна транспортера під час його коливання рівняння рівноваги прийме вигляд

$$\begin{cases} N_1 \cos \alpha_1 + N_3 \cos \alpha_3 + mA\omega_A^2 \sin(\omega_A t) \sin \gamma = 0; \\ N_1 \sin \alpha_1 + N_3 \sin \alpha_3 + mA\omega_A^2 \sin(\omega_A t) \cos \gamma = mg. \end{cases} \quad (4.7)$$

Для випадку  $N_3 = 0$  із розв'язку (4.7) отримаємо:  $(A\omega_A^2 / g) \sin(\omega_A t) \cos(\alpha_1 + \gamma) = \cos \alpha_1$ . Враховуючи, що  $\alpha_i = \alpha_i'' + \gamma$ , умова збереження контакту коренеплоду з опорами матиме вигляд

$$\cos(\alpha_1'' + \gamma) = (A\omega_A^2 / g) \sin(\omega_A t) \cos(\alpha_1'' + 2\gamma). \quad (4.8)$$

Звідси умова збереження контакту коренеплоду з опорами, яка залежить від кута нахилу транспортера в зоні приймання, визначається із розв'язку рівняння (4.8) для випадку коли  $\sin(\omega_A t) = -1$ .

Аналіз рівняння (4.8) показує, що у довільно взятому випадку граничне значення кута  $\gamma_m$  незалежно від амплітуди та частоти коливань не може бути меншим  $\gamma_m = 0,5(0,5\pi - \alpha_1'')$ .

Граничне значення кута  $\gamma_m$ , при якому втрачається зв'язок коренеплоду із опорами, визначається за наближеною залежністю

$$\gamma_m = (0,5\pi - \alpha_1'')(1+k)/(1+2k), \quad (4.9)$$

де  $k = A\omega_A^2 / g$  – коефіцієнт динамічності поперечних коливань полотна пруткового транспортера.

Графічні залежності зміни кута  $\alpha_1''$  та граничного кута  $\gamma_m$  від величини радіуса коренеплоду  $R$  при коливаннях полотна з різними значеннями коефіцієнта динамічності  $k$  показано на рис. 4.3.

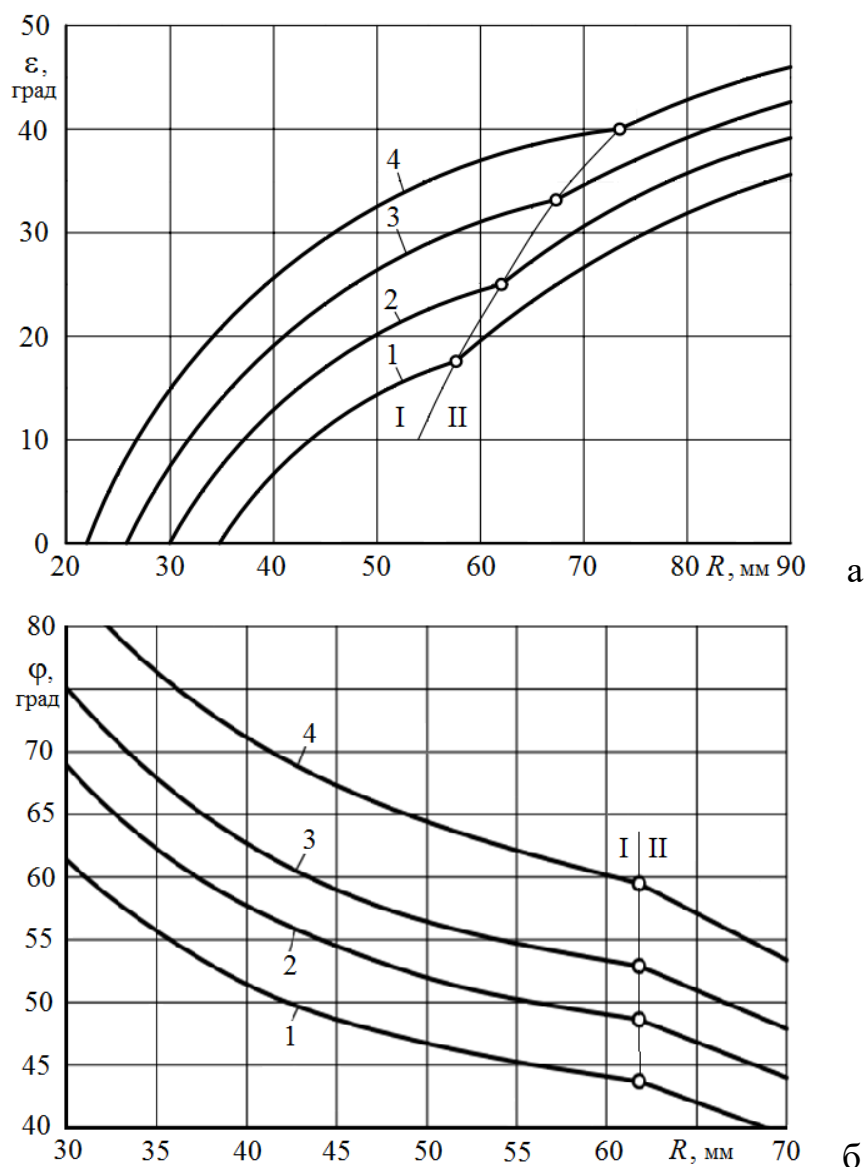


Рис. 4.3. Графічні залежності зміни кута  $\alpha_1''$  (а) та граничного кута  $\gamma_m$  (б) від величини радіуса коренеплоду  $R$  при зоні взаємодії коренеплоду з активатором I і наступним прутком II: а – для висоти активатора  $H$  (1 –  $H = 45$  мм; 2 –  $H = 40$  мм; 3 –  $H = 35$  мм; 4 –  $H = 30$  мм; б – значень коефіцієнта динамічності  $k$  (1 –  $k = 1$ ; 2 –  $k = 0,5$ ; 3 –  $k = 0,3$ ; 4 –  $k = 0,1$ )

Для гарантованого утримання коренеплодів будь-яких розмірів на приймальній ланці доочисного транспортера у зоні завантаження, кут  $\gamma$  її нахилу повинен знаходитися в межах  $0 \dots 30^\circ$ . Враховуючи можливе пружне кутове зміщення активатора, яке за даними експериментів під еквівалентним навантаженням не перевищує  $\Delta\gamma = 5^\circ$ , рекомендований кут нахилу приймальної ланки повинен становити:  $\gamma < 25^\circ$ .

## 4.2. Дослідження процесу транспортування та доочищення коренеплодів при їх переміщенні криволінійною трасою скребковим транспортером-сепаратором

Для вдосконалення процесу транспортування та одночасного доочищення коренеплодів при їх переміщенні криволінійною трасою в скребковому транспортері-сепараторі розроблена конструктивно-технологічна схема напівпричіпної коренезбиральної машини з підвищеним сепаруючим ефектом, детальний опис будови та роботи якої наведено в роботах [60-63].

З метою її ефективної роботи необхідно встановити раціональні конструктивні та кінематичні параметри та режими роботи вивантажувального транспортера-сепаратора, розрахункова схема якої зображена на рис. 4.4.

Транспортер-сепаратор містить пруткове полотно 1, на якому, з певним кроком, закріплені групи скребків 2.

В зоні криволінійної траси еластичні боковини пруткового полотна взаємодіють з боковими дисками 3, які з'єднані між собою пустотілим валом 4.

На вивантажувальній ланці коренеплодів, під групами скребків, розташована поздовжня решітка 5, яка встановлена з зазором  $\Delta$  до зовнішньої поверхні пустотілого валу.

Процес роботи транспортера-сепаратора відбувається наступним чином. Спочатку, на ділянці *I*, коренеплоди транспортуються в бік криволінійної ділянки *II* і взаємодіють як з прутковим полотном, так і групами скребків 2. На криволінійній ділянці, за рахунок відцентрових сил, коренеплоди притискаються до поверхні пруткового полотна, а домішки ґрунту та рослинні рештки, маса яких є значно меншою від маси коренеплодів знаходяться у зоні, наближеній до поверхні пустотілого валу.

Далі переміщення коренеплодів в зону вивантаження здійснюється по прямолінійній трасі на ділянці *III*. При цьому, під дією сили земного тяжіння, коренеплоди зміщуються по поверхні скребків в напрямку поздовжньої решітки, а домішки ґрунту та рослинні рештки через зазор  $\Delta$  виносяться на зібране поле. В подальшому, коренеплоди транспортуються групами скребків по поздовжній решітці, що також сприяє їх очищенню від налиплого ґрунту.



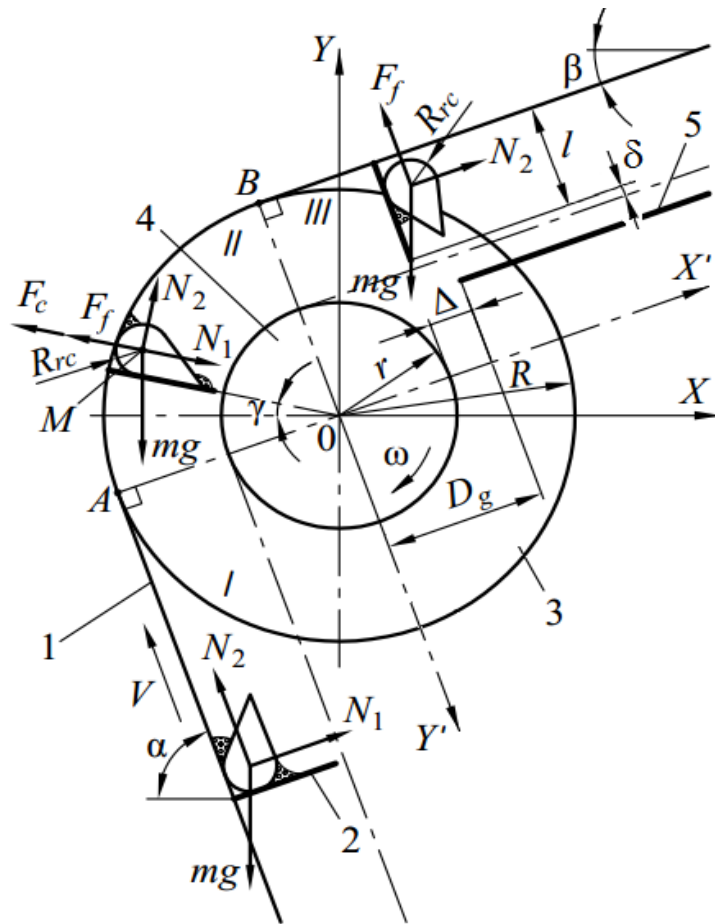


Рис. 4.4. Розрахункова схема для визначення конструктивних і кінематичних параметрів криволінійного транспортера-сепаратора

Метою теоретичного розрахунку є визначення найбільш раціональної величини зазору  $\Delta$ , що сприятиме максимальній сепарації вороху коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток.

Розглянемо сили, що діють на коренеплід цукрового буряку на криволінійній ділянці II, який перебуває у коловому русі в довільній точці M між точками A і B.

На рис. 4.4. наведені наступні позначення:  $mg$  – сила земного тяжіння;  $F_f$  – сила тертя, що виникає в парі скребок-коренеплід;  $F_c$  – відцентрова сила, що діє на коренеплід цукрового буряку в зоні криволінійної ділянки;  $N_1$  – нормальна сила, що діє на коренеплід з боку полотна;  $N_2$  – нормальна сила, що діє на коренеплід з боку групи скребків;  $f$  – коефіцієнт тертя між коренеплодом і скребком;  $\alpha$  – кут нахилу пруткового полотна до горизонту на ділянці I;  $\beta$  – кут нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту;  $r$  – радіус пустотілого валу;  $R$  – радіус бокових дисків;  $l$  – висота скребків;  $V$  – лінійна швидкість полотна;  $\omega$  – кутова швидкість трубочастого валу;

$R_{rc}$  – приведений радіус коренеплоду;  $D_g$  – відстань від центру обертання пустотілого валу до точки взаємодії коренеплоду з поздовжньою решіткою;  $\delta$  – величина зазору між скребком і зовнішньою поверхнею пустотілого валу;  $\gamma$  – змінний кут переміщення коренеплоду в зоні криволінійної ланки.

Відцентрова сила на криволінійній ділянці визначається з рівняння:  $F_c = m\omega^2(R - R_{rc})$ .

Рівняння рівноваги коренеплоду в проекціях на осі  $X$  і  $Y$  мають вигляд

$$\begin{aligned} N_1 \cos \gamma + N_2 \sin \gamma - N_2 f \cos \gamma - \frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \cos \gamma &= 0; \\ -N_1 \sin \gamma + N_2 \cos \gamma + N_2 f \sin \gamma - mg + \frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \sin \gamma &= 0. \end{aligned} \quad (4.10)$$

Умова, за якої коренеплід притискається до поверхні полотна:  $N_1 > 0$ .

При граничній умові (мінімальна швидкість пруткового полотна, при якій коренеплід не зміщується по поверхні скребків ( $N_1 = 0$ )) рівняння (4.10) приймуть вигляд

$$\begin{aligned} N_2 (\sin \gamma - f \cos \gamma) &= \frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \cos \gamma; \\ N_2 (\cos \gamma + f \sin \gamma) - mg &= \frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \sin \gamma. \end{aligned} \quad (4.11)$$

Перетворюючи систему рівнянь (4.11) отримаємо

$$\frac{N_2 (\sin \gamma - f \cos \gamma)}{N_2 (\cos \gamma + f \sin \gamma)} = \frac{\frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \cos \gamma}{mg - \frac{mV^2}{R^2} (R - R_{rc}) \sin \gamma};$$

$$\begin{aligned} (\sin \gamma - f \cos \gamma) R^2 g - (\sin \gamma - f \cos \gamma) V^2 (R - R_{rc}) \sin \gamma &= \\ &= V^2 (R - R_{rc}) \cos \gamma (\cos \gamma + f \sin \gamma); \end{aligned}$$

$$\frac{V^2 (R - R_{rc})}{R^2} = g (\sin \gamma - f \cos \gamma). \quad (4.12)$$

З рівняння (4.12) визначимо мінімальну швидкість  $V_{\min}$ , при якій коренеплід утримуватиметься притиснутим до поверхні полотна

$$V_{\min} = R \sqrt{\frac{g(\sin \gamma - f \cos \gamma)}{(R - R_{rc})}}. \quad (4.13)$$

При цьому, повинна виконуватись умова

$$(\sin \gamma - f \cos \gamma) > 0. \quad (4.14)$$

При вході в зону вивантажувальної ланки III коренеплід починає зсуватися по скребку на поздовжню решітку. Тому подальші розрахунки будуть направлені на визначення часу, за який коренеплід пройде відстань, щоб його нижній край мав координату  $l$ .

За цей час полотно повинно пройти шлях більший ніж величина  $D_g$ , тобто

$$S = r + \Delta + R_{rc}. \quad (4.15)$$

Проекції сил на осі  $X$  і  $Y$ , що діють на коренеплід на третій ділянці транспортування мають вигляд

$$\begin{aligned} N_2 \cos \beta - F_{mp} \sin \beta &= m\ddot{X}; \\ N_2 \sin \beta + F_{mp} \cos \beta - mg &= m\ddot{Y}, \end{aligned} \quad (4.16)$$

а проекції сил на натуральні осі  $X'$  і  $Y'$  визначаються:

$$\begin{aligned} mg \cos \beta - N_2 f &= m\ddot{l}; \\ N_2 &= mg \sin \beta. \end{aligned} \quad (4.17)$$

Проінтегрувавши рівняння (4.17) визначимо час, при якому нижній край головки коренеплоду отримає координату  $l$ :

$$t = \sqrt{\frac{2(l - 2R_{rc})}{g(\cos \beta - f \sin \beta)}}. \quad (4.18)$$

Якщо  $\cos \beta - f \sin \beta < 0$ , то коренеплід не зміщується по поверхні скребоків, тобто  $\cos \beta < f \sin \beta$ ;  $\operatorname{ctg} \beta < f$ ;  $\operatorname{tg} \beta > 1/f$ ;  $\beta > \operatorname{arctg}(1/f)$ .

Висота групи скребоків  $l$  визначається з рівняння:  $l = R - r - \delta$ , де  $\delta = 10 \dots 20$  мм.

При зміщенні коренеплоду вздовж групи скребків в напрямку координати  $Y'$  необхідно розглядати найбільш несприятливий випадок, коли центральна вісь коренеплоду розташовується паралельно до площини полотна. Тоді його переміщення відбувається з коефіцієнтом тертя-кочення, який є меншим ніж коефіцієнт тертя-ковзання, що призводить до зменшення часу  $t$ .

Таким чином, враховуючи даний варіант розташування коренеплоду, а також те, що  $S = Vt$  та залежності (4.15) і (4.18) рівняння для визначення величини зазору  $\Delta$  розташування поздовжньої решітки має вигляд

$$\Delta = V \sqrt{\frac{2(R - r - \delta - 2R_{rc})}{g(\cos\beta - f \sin\beta)}} - R_{rc} - r. \quad (4.19)$$

Для аналізу аналітичної залежності (10) попередньо визначалась мінімальна швидкість полотна  $V_{\min}$ , при якій коренеплід утримується притиснутим до поверхні полотна (рівняння 4.13). Далі з урахуванням конкретної величини  $V_{\min}$ , розраховували максимально можливу величину розташування поздовжньої решітки по відношенню до трубчастого валу  $\Delta$ .

При аналізі залежностей (4.13) і (4.19) межі величин змінних параметрів становили:  $R = 0,25 \dots 0,35$  м;  $R_{rc} = 0,02 \dots 0,06$  м;  $r = 0,08 \dots 0,12$  м;  $\beta = 30 \dots 50^\circ$ . де  $\beta = (90^\circ - \gamma)$ . Постійними приймалися значення  $f = 0,3$ ;  $\delta = 15$  мм.  $\beta = 30 \dots 50^\circ$ .

В процесі дослідженні впливу одного з параметрів на величини  $V_{\min}$  і  $\Delta$  інші залишались незмінними. а їх абсолютні величини становили:  $R = 0,3$  м;  $R_{rc} = 0,05$  м;  $r = 0,1$  м;  $\beta = 40^\circ$ .

На рис. 4.5 представлені графічні залежності впливу параметрів  $R$ ,  $R_{rc}$  і  $\beta$  на величину  $V_{\min}$ .

Аналіз графічних залежностей показує, що максимальний вплив на величину  $V_{\min}$  має кут  $\beta$ .

Максимальне значення  $V_{\min} = 1,59$  м/с відповідає куту  $\beta = 30^\circ$ , а мінімальне –  $V_{\min} = 1,21$  м/с –  $\beta = 50^\circ$ . Це пояснюється збільшенням кута  $\gamma$ , максимальне значення якого визначається з умови  $\gamma = (90^\circ - \beta)$ .

Наступним за інтенсивністю впливу на величину  $V_{\min}$  є радіус бокових дисків  $R$ , зміна якого в діапазоні  $0,25 \dots 0,35$  м спричиняє зростання  $V_{\min}$  відповідно від 1,325 до 1,514 м/с.

Радіус коренеплоду цукрового буряку є некерованим фактором, а тому при виборі раціональних конструктивно-кінематичних параметрів транспортера-сепаратора необхідно враховувати найбільш несприятливі варіанти, а саме забезпечення транспортування кондиційний коренеплодів цукрових буряків з мінімальним радіусом головки  $R_{rc} = 0,02$  м.

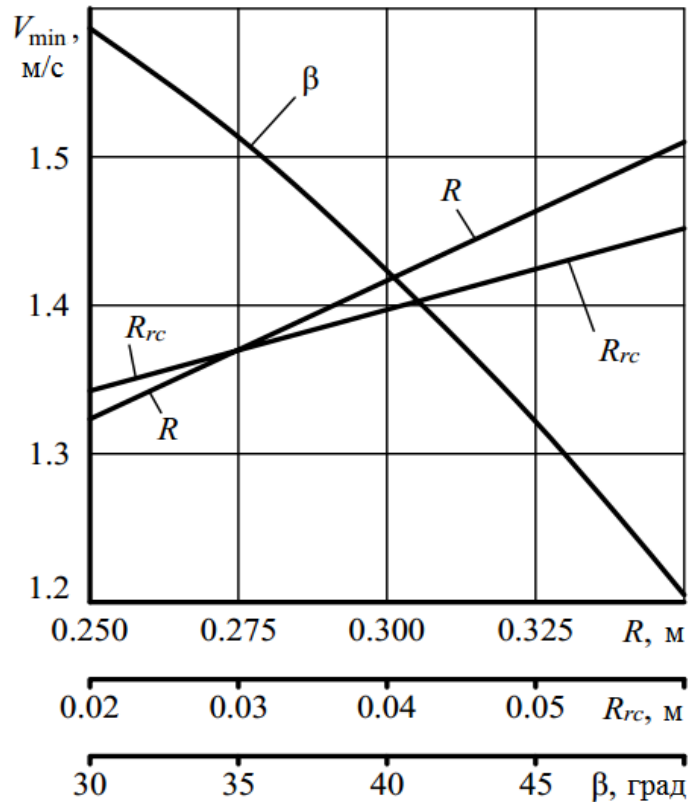


Рис. 4.5. Графічні залежності впливу радіуса бокових дисків  $R$ ; приведенного радіусу коренеплоду  $R_{rc}$  та кута нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту  $\beta$  на мінімальну швидкість полотна  $V_{min}$

Як видно з графічних залежностей радіусу коренеплоду  $R_{rc}$  мінімально впливає на величину  $V_{min}$  і при зміні його величини від 0,02 до 0,06 м зростання  $V_{min}$  складає лише 0,11 м/с.

Тому при дослідженні впливу конструктивно-кінематичних параметрів на величину  $\Delta$  прийматимемо усереднене значення  $R_{rc} = 0,05$  м, яке відповідає задовільній врожайності коренеплодів цукрових буряків.

На рис. 4.6 представлені графічні залежності впливу радіусу бокових дисків  $R$ , радіусу пустотілого валу  $r$ ; лінійної швидкості полотна  $V$  та кута нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту  $\beta$  на величину зазору  $\Delta$ .

При дослідженні одного з параметрів іншим надавались їх середні значення.

Тому, всі графічні залежності перетинаються в одній центральній точці. Це дає можливість оцінити як зміну абсолютної величини шуканого параметру у визначеному діапазоні, так і встановити його інтенсивність впливу на значення  $\Delta$ , шляхом порівняння з впливом інших параметрів.

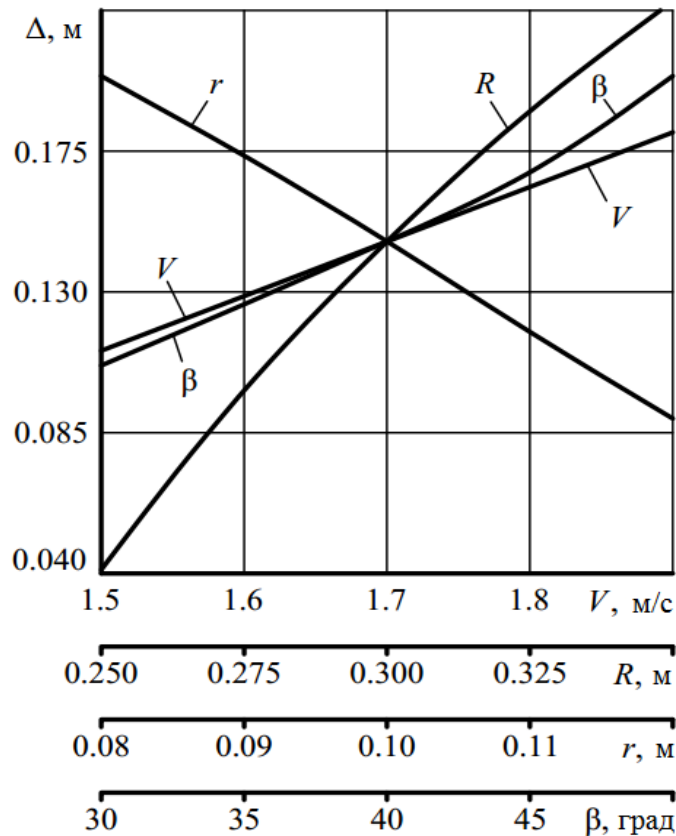


Рис. 4.6. Графічні залежності впливу швидкості полотна  $V$ , радіусу бокових дисків  $R$ ; радіусу пустотілого валу  $r$ , кута нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту  $\beta$  на мінімальну величину зазору  $\Delta$

Аналізуючи отримані залежності встановлено, що максимальний вплив на величину  $\Delta$  має радіус бокових дисків  $R$ , збільшення якого від 0,25 до 0,35 м дає можливість збільшити величину зазору  $\Delta$  від 0,04 до 0,223 м. Характер зміни радіусу бокових дисків параметра  $R$  є близьким до лінійної залежності.

Наступним за інтенсивністю впливу на величину  $\Delta$  є радіус трубчатого валу  $r$ , зростання величини якого в межах 0,08...0,12 м призводить до зменшення значення  $\Delta$  від 0,2 до 0,09 м.

Характер зміни  $r$ , як і в попередньому випадку, є близьким до лінійної залежності.

Третім за інтенсивністю впливу на величину  $\Delta$  є кут нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту  $\beta$ , зростання якого в межах  $30...50^\circ$  спричиняє збільшення значення  $\Delta$  від 0,115 до 0,198 м. При цьому значення кута  $\beta$  в межах  $40...50^\circ$  має ярко виражений криволінійний характер.

Це пояснюється тим, що при значних значеннях кута  $\beta$  процес зсуву коренеплоду по скребках сповільнюється і відповідно зменшується час його переміщення в напрямку поздовжньої решітки.

Мінімальний вплив на величину зазору  $\Delta$  має швидкість пруткового полотна транспортера  $V$ , характер зміни якої носить лінійний характер.

Так зростання лінійної швидкості полотна  $V$  від 1,5 до 1,9 м/с призводить до збільшення величини  $\Delta$  на 0,07 м/с.

При проведенні експериментальних досліджень необхідно встановити ступінь відсепарованих домішок при застосуванні меж даних параметрів, а також перевірити як узгоджуються результати теоретичних досліджень з даними експерименту стосовно встановлення різних значень зазору  $\Delta$ .

Зміна коефіцієнту тертя в парі коренеплід-скребок, який в значній мірі залежить від ґрунтово-кліматичних умов збирання коренеплодів цукрових буряків, а також прокручуванні коренеплодів при їх зміщенні по поверхні скребок, суттєво впливає на вибір величини зазору  $\Delta$ , а також встановлення оптимальної лінійної швидкості полотна транспортера-сепаратора.

Проведений теоретичний розрахунок процесу переведення коренеплодів цукрових буряків на криволінійній ділянці скребкового транспортера-сепаратора з піднімальної на вивантажувальну ланку дає можливість попередньо вибрати його раціональні конструктивно-кінематичні параметри, а саме:  $V = 1,5...1,5$  м/с;  $R = 0,25...0,35$  м;  $\beta = 35...50^\circ$ .

При цьому, остаточні рекомендації та підбір оптимальних конструктивно-кінематичних параметрів скребкового транспортера-сепаратора будуть здійснені після проведення експериментальних досліджень коренезбиральної машини із запропонованим транспортером-сепаратором в польових умовах та порівняння отриманих результатів з теоретичними даними.

### **4.3. Дослідження процесу доочищення коренеплодів транспортером-сепаратором з поздовжнім коливанням скребкового полотна**

Для підвищення ступеня сепарації коренеплодів шляхом надання полотнам скребкових транспортерів пульсуючої лінійної швидкості переміщення запропоновано ввести в кінематичну схему транспортера високоенергомісткий пружний елемент.

У загальному випадку, схема скребкового транспортера-сепаратора з вузлами приводу зображена на рис. 4.7 [39]. Він містить скребкове полотно 1, розташоване під кутом  $\alpha$  до горизонту на привідному 2 та веденому 6 барабанах. Привідний барабан зв'язаний з рушієм 4 за допомогою високоенергомісткого пружного елемента. Під несучою гілкою полотна 1 розташований пружний стопор 5.

Існує три причини, що збуджують коливний процес полотна транспортера: завантаження та розвантаження коренеплодів, а також збудження стопорним пружним елементом, який деформується від взаємодії з виступами скребків, котрі закріплені з неробочої сторони полотна.

Стопори виконують функцію миттєвого гальмування полотна, при якому відбувається закручування високоенергомісткого пружного елемента.

При закріпленні пружних стопорів необхідно, щоб зона їх функціонування співпадала із зоною захоплення вороху коренеплодів, тобто різке навантаження на полотно зі сторони захоплення вороху та натягування пружних стопорів було б одночасним.

У момент виходу полотна із зачеплення зі стопором потенціальна енергія деформації високоенергомісткого елемента реалізується у коливний рух скребкового полотна, що призводить до розосередження вороху коренеплодів по прутках полотна і його більш активній сепарації від домішок ґрунту та рослинної маси. Далі процес повторюється в аналогічній послідовності.

Необхідно зауважити, що шлях вільного переміщення коренеплодів по прутковій поверхні коливного полотна не повинен перевищувати кроку між скребками  $l_{тр}$  (рис. 4.7), оскільки удар коренеплодів у неробочу сторону наступної групи скребків призводить до їх підвищеного пошкодження.



Динамічна схема скребкового транспортера-сепаратора з вузлами приводу на етапі деформації стопора та закручування пружного елемента зображена на рис. 4.8.

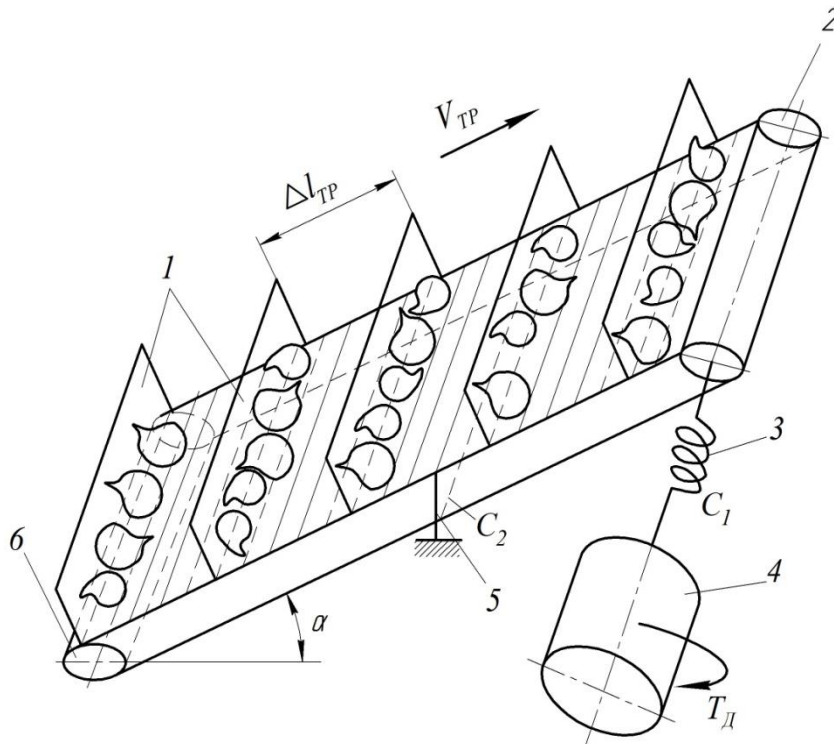


Рис. 4.7. Схема скребкового транспортера-сепаратора з пружним вузлом приводу

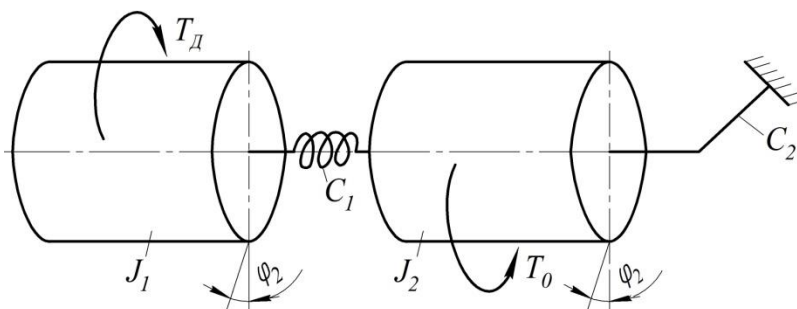


Рис. 4.8. Динамічна схема транспортера-сепаратора з вузлами приводу на етапі натягу стопорного елемента та закручування пружного елемента

На схемах (рис. 4.7 – 4.8) прийняті наступні позначення:  $J_1$ ;  $J_2$  – моменти інерції приведені до валу двигуна та валу ведучого барабана;  $C_1$  – крутильна жорсткість пружного елемента;  $C_2$  – згинальна жорсткість пружного стопора;  $T_D$  – момент двигуна;  $T_0$  – момент опору;  $\varphi_1$ ;  $\varphi_2$  – відповідно кути закручування валу двигуна та валу привідного барабана транспортера-сепаратора.

Метою теоретичного розрахунку привідного механізму транспортера-сепаратора є встановлення таких його параметрів, при

яких здійснюється процес пульсуючого руху скребкового полотна, причому його коливне лінійне прискорення по амплітуді повинно перевищувати складову прискорення земного тяжіння. Це забезпечить відрив коренеплодів від поверхні скребоків пруткового полотна та їх вільне переміщення по його ребристій поверхні (прутках) з метою доочищення від ґрунту та рослинних домішок.

У загальному випадку коливання пруткового полотна з розміщеним на ньому ворохом є вимушеним коливанням дисипативної незамкнутої системи, елементи якої (елементи вороху) мають багато ступенів вільності. При цьому, маса даної системи є змінною.

Нехтуючи власними частотами компонентів вороху в першому наближенні можна розглядати два інтервали коливань з різним значенням приведених мас.

На першому інтервалі приведена маса буде:  $M + \Delta M$ , де  $M$  – постійна маса коливних частин транспортера;  $\Delta M$  – маса вороху коренеплодів, які відриваються від скребоків транспортера.

На другому інтервалі приведеною масою буде маса  $M$ . Відповідно циклічна частота коливань буде  $\gamma'$  на першому інтервалі та  $\gamma$  на другому.

На першому інтервалі коливання полотна транспортера описуються рівнянням  $f' = A' \cos(\gamma' t + \Delta\phi')$ , а на другому  $f = A \cos(\gamma t + \Delta\phi)$ , де  $\Delta\phi'$  та  $\Delta\phi$  – зміщення фаз коливань, які визначаються із умови рівності параметрів коливань у момент відриву вороху коренеплодів від скребоків полотна.

Ці дві залежності можна об'єднати в одну апроксимаційну алгебраїчну функцію, яка прийме вигляд

$$F = \frac{f'e^{-\lambda(t-t_k)} + fe^{\lambda(t-t_k)}}{e^{-\lambda(t-t_k)} + e^{\lambda(t-t_k)}}, \quad (4.20)$$

де  $t_k$  – час відриву коренеплодів від скребоків;  $\lambda$  – параметр згладжування перехідної функції.

Аналіз залежності (4.20) показує, що на ділянці відриву коренеплоду параметри коливання системи з достатньою для практичних цілей точністю визначаються коливним процесом, в якому розглядається лише маса  $M$ .

Враховуючи те, що відрив і повторна взаємодія коренеплоду зі скребком відбувається упродовж одного періоду коливань то, як допущення, затуханням коливного процесу нехтуємо.

З урахуванням вищевикладеного для орієнтовного розрахунку параметрів приймаємо, що коливання полотна транспортера в координатах приведені до валу привідного механізму описуються відомою залежністю [39]

$$\varphi = A_{\varphi} \cos \gamma t, \quad (4.21)$$

де  $A_{\varphi}$  – кутова амплітуда коливань привідного барабана;  $\gamma$  – циклічна частота коливань привідного барабану.

Прискорення, відповідно, є другою похідною

$$\ddot{\varphi} = -\gamma^2 A_{\varphi} \cos \gamma t. \quad (4.22)$$

В даному випадку параметри коливань розглядаються в рухомій полярній системі координат, що рухається відносно системи координат машини із приведеною кутовою швидкістю.

Для відриву коренеплоду від поверхні скребка необхідно забезпечити нерівність

$$R\ddot{\varphi}_{\max} > g \sin \alpha, \quad (4.23)$$

де  $R$  – радіус ведучого барабана транспортера.

Із врахуванням рівняння (4.22) і нерівності (4.23) визначаємо необхідну амплітуду коливань транспортера

$$A_{\varphi} > \frac{g \sin \alpha}{R\gamma^2}. \quad (4.24)$$

Частота коливань двомасової системи з невагомою ланкою, до якої зводиться спрощена розрахункова схема транспортера, визначається за формулою

$$\gamma = \sqrt{\frac{C_1(J_1 + J_2)}{J_1 J_2}}. \quad (4.25)$$

Приведений момент інерції  $J_1$  характеризує масу двигуна, а приведений момент інерції  $J_2$  – масу транспортера з вантажем.

Визначимо необхідну жорсткість високоенергетичного пружного вузла приводу (торсіонну) транспортера

$$C_1 = \frac{J_1 J_2}{J_1 + J_2} \gamma^2. \quad (4.26)$$

Проведемо орієнтовний розрахунок параметрів системи транспортер – пружний вузол приводу.

З практичних міркувань частоту коливань системи  $f = \gamma/2\pi$  вибираємо в діапазоні 1...5 Гц. Тоді циклічна частота коливань  $\gamma$  знаходиться в межах 6...30 с<sup>-1</sup>. Кут нахилу скребкових транспортерів, для яких можливо застосувати принцип поздовжніх коливань при переміщенні вороху коренеплодів може змінюватись в діапазоні  $\alpha = 30^\circ \dots 60^\circ$ , радіус ведучого барабана  $R = 0,1 \dots 0,15$  м, моменти інерції  $J_1 = 10 \dots 20$  кг м<sup>2</sup>,  $J_2 = 2 \dots 5$  кг м<sup>2</sup>.

Нехай, для поздовжнього скребкового транспортера коренезбиральної машини параметри є такими:  $\gamma = 15$  с<sup>-1</sup>,  $R = 0,15$  м,  $\alpha = 45^\circ$ ,  $J_1 = 15$  кг м<sup>2</sup>,  $J_2 = 4$  кг м<sup>2</sup>.

У цьому випадку, застосовуючи вищенаведені залежності, отримаємо: приведений момент інерції системи –  $J_{np} = 3,16$  кг м<sup>2</sup>; необхідна жорсткість високоенергомісткого пружного елемента (торсіонна) –  $C_1 = 711$  Нм/рад; приведена мінімальна кутова амплітуда коливань транспортера –  $A_\phi = 0,205$  рад, або в лінійних координатах  $X = RA = 0,03$  м.

При цьому, динамічний момент на валу торсіонна складатиме  $T_{дин} = C_1 A = 145,7$  Нм.

Для забезпечення більш активної сепарації коренеплодів цукрових буряків можна збільшити амплітуду коливань, наприклад у 2 рази, тобто до 0,06 м, що пропорційно призведе до підвищення коливного прискорення скребкового полотна транспортера та динамічного моменту торсіонну.

Пружний стопорний елемент повинен бути конструктивно розрахований на спрацювання при розрахунковому динамічному моменті торсіонна, щоб забезпечити початкове навантаження транспортера та відповідне закручування торсіонну перед черговим циклом коливань.

Реальна розрахункова схема транспортера-сепаратора є значно складнішою, однак на процес підбору параметрів її недосконалість суттєво не впливає.

Приведені розрахунки є основою для вибору конструктивно-силових параметрів транспортера та високоенергомістких вузлів його приводу, а також пружного гальмівного елемента.

Розглянемо процес переміщення коренеплодів за допомогою транспортера із скребковим полотном, яке здійснює поздовжні коливання. Рівняння руху полотна, яке задається кінематично за допомогою спеціальних пристроїв, запишеться у вигляді коливного процесу

$$X = -A \cos \gamma t, \quad (4.27)$$

Знак мінус записаний у формулі для того, щоб показати початкову фазу коливання.

Продиференціювавши рівняння (4.27) отримаємо вирази для визначення швидкості та прискорення полотна транспортера

$$V = \dot{X} = A\gamma \sin \gamma t, \quad (4.28)$$

$$a = \ddot{X} = -\gamma^2 A \cos \gamma t. \quad (4.29)$$

Процес руху коренеплоду складається з двох етапів: сумісного руху коренеплоду та полотна до відриву від скребка, та руху коренеплоду по поверхні полотна транспортера після його відриву від скребка.

Варіанти розташування коренеплодів на полотні і зусилля, що на них діють зображені на рис. 4.9.

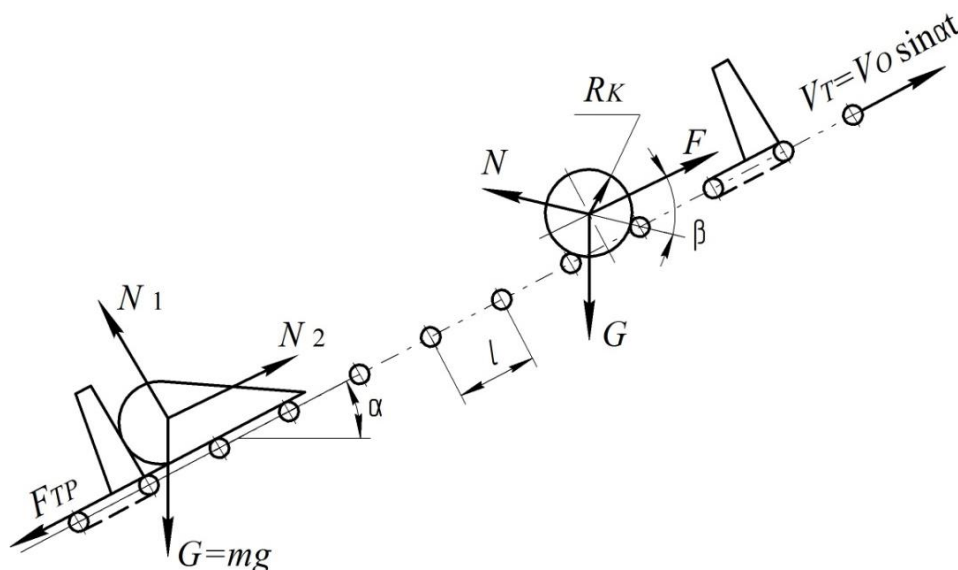


Рис. 4.9. Варіанти розташування коренеплодів на прутковому полотні

Рівняння руху коренеплоду, з урахуванням сили тертя, на цьому етапі матимуть вигляд

$$\begin{aligned} N_1 - mg \cos \alpha &= 0; \\ m\ddot{X} &= N_2 - mg \sin \alpha - mgf \cos \alpha, \end{aligned} \quad (4.30)$$

де  $m$  – маса коренеплоду;  $f$  – коефіцієнт тертя в парі коренеплід – полотно.

Визначена сила  $N_2$ , яка характеризує тиск скребка на коренеплід цукрового буряку.

Від’ємне значення сили  $N_2$  характеризує відрив коренеплоду від поверхні скребка, тобто закінчення першого етапу

$$N_2 = m(A\gamma^2 \cos \gamma t + g(\sin \alpha + f \cos \alpha)) \geq 0. \quad (4.31)$$

Час до відриву  $t_1$  визначиться з рівняння (4.31), прирівнявши його до нуля

$$t_1 = \frac{\arccos \left[ \frac{-g(\sin \alpha + f \cos \alpha)}{A\gamma^2} \right]}{\gamma}. \quad (4.32)$$

В даний момент визначаємо швидкість та положення коренеплоду на прутковому полотні

$$V_1 = A\gamma \sin \gamma t_1; \quad x_1 = -A \cos \gamma t_1. \quad (4.33)$$

На другому етапі, після відриву коренеплоду від скребка, його рух описується рівнянням

$$m\ddot{y} = -mg \sin \alpha \pm mgf \cos \alpha, \quad (4.34)$$

де знак «+» береться для випадку зустрічного руху коренеплоду та полотна, а знак «-» у протилежному випадку.

Швидкість руху коренеплоду після його відриву від скребків  $u = \dot{y}$  визначаємо шляхом інтегрування рівняння (4.34) по часу

$$u = g(-\sin \alpha \pm f \cos \alpha)(t - t_1) + u_0, \quad (4.35)$$

де  $t$  – час від початку процесу коливання,  $t_1$  – час початку руху коренеплоду по прутковому полотні.

Під час переміщення кількість змін напрямку взаємного руху може бути достатньо великою, що особливо стосується підвищених частот коливань системи.

Для випадку реально існуючих частот 2...5 Гц за період руху відбудеться лише одна зміна напрямку. Кожна зміна напрямку взаємного руху відбувається в момент, коли швидкості коренеплоду та полотна транспортера рівні  $V = u$ .

Для визначення часу, при якому швидкості змінюють знак, прирівняємо відповідні вирази

$$A\gamma \sin \gamma t = g(-\sin \alpha \pm f \cos \alpha)(t - t_1) + u_0. \quad (4.36)$$

Розв'язок цього трансцендентного рівняння здійснюємо числовим методом за допомогою ПЕОМ і визначаємо час  $t_2$ , коли змінюється напрямок взаємного руху. Внаслідок нерозривності процесу переміщення кінцеві параметри руху на попередньому етапі стають початковими на наступному

$$u_{i+1}(0) = u_i(t_i) = g(-\sin \alpha \pm f \cos \alpha)(t_i - t_{i-1}) + u_i(0),$$

$$y_{i+1}(0) = y_i(t_i) = g(-\sin \alpha \pm f \cos \alpha) \frac{(t_i - t_{i-1})^2}{2} + u_i(0)(t_i - t_{i-1}) + y_i(0) \quad (4.37)$$

Процес продовжується доти, поки координати скребка та коренеплоду не стануть на  $i$ -му етапі рівними, тобто відбудеться контакт між коренеплодом та скребком. У цей момент  $t = t_{y\partial}$ , а швидкість їх взаємодії рівна  $V_{y\partial} = u - V$  та суттєво впливає як на процес очищення, так і на пошкодження коренеплодів

$$V_{y\partial} = g(-\sin \alpha \pm f \cos \alpha)(t_{y\partial} - t_i) + u_i(0) - A\gamma \sin \gamma t_{y\partial}. \quad (4.38)$$

Одним з важливих моментів, які необхідно враховувати при дослідженні таких процесів сепарації та транспортування коренеплодів є варіант, коли коренеплід головою розташовується між суміжними прутками, що зображено на рис. 4.9.

В першу чергу необхідно встановити умову для визначення мінімального зусилля  $F_{\min}$ , яке необхідно прикласти до коренеплоду, щоб він вискочив із заглибини, утвореної двома прутками полотна.

У цьому випадку умова рівноваги коренеплоду (коренеплід не контактує з нижнім прутком) має вигляд

$$F_{\min} - N \cos \beta - G \sin \alpha = 0, \quad (4.39)$$

де  $\cos \beta = l / 2R_k$ ;  $l$  – відстань між прутками;  $R_k$  – радіус коренеплоду.

Таким чином умова перекочування коренеплоду через пруток має вигляд

$$F_{\min} = \frac{Nl}{2R_k} + G \sin \alpha. \quad (4.40)$$

З іншого боку  $N \sin \beta = G \cos \alpha$ , звідки

$$N = \frac{G \cos \alpha}{\sin \beta}, \quad (4.41)$$

тоді

$$F_{\min} = G \left( \frac{l \cos \alpha}{2R_k \sqrt{1 - \frac{l^2}{4R_k^2}}} + \sin \alpha \right) = G \left( \frac{l \cos \alpha}{\sqrt{4R_k^2 - l^2}} + \sin \alpha \right);$$

$$F_{\min} = G (\cos \alpha \operatorname{ctg} \beta + \sin \alpha). \quad (4.42)$$

Для дослідження процесу виходу коренеплоду із зачеплення визначимо характер зміни сили  $F$  від положення коренеплоду відносно прутка (зміна кута  $\beta$ ). Продиференціюємо вираз (4.42) по  $\beta$  і прирівняємо до нуля

$$\frac{dF}{d\beta} = G \cos \alpha \frac{-1}{\sin^2 \beta} = 0.$$

Аналіз цього рівняння показує, що не існує таких значень  $\beta$ , для яких була б справедлива ця рівність.

Це означає, що сила  $F$  не має екстремуму, а весь час спадає, на що вказує знак "–" у рівнянні, а отже, якщо виконалась умова виходу коренеплоду із заглибини прутків, то він обов'язково перекотиться через даний пруток.

Таким чином, прискорення, яке необхідно надати коренеплоду для виходу із заглибини між прутками визначається



$$a = g \left( \frac{l}{\sqrt{4R_k^2 - l^2}} \cos \alpha + \sin \alpha \right). \quad (4.43)$$

З рівняння (4.43) витікає, що прискорення, яке необхідне для перекочування коренеплоду через пруток аналогічне обчисленому із попередніх досліджень для випадку його проковзування з коефіцієнтом сухого тертя  $f_T = \frac{l}{\sqrt{4R_k^2 - l^2}}$ .

Далі процес переміщення коренеплоду відрізняється від випадку, коли коефіцієнт тертя є стабільним. При перекочуванні коренеплоду складова  $\text{ctg} \beta$  зменшується еквівалентно зменшенню сили тертя.

Мінімальне переміщення коренеплоду  $\Delta X$  повинно бути таким, щоб його центр мас розташувався над прутком транспортера

$$\Delta X = \frac{R \cos(\alpha - \beta)}{\cos \alpha} = R(\sin \beta - \cos \beta \text{tg} \alpha). \quad (4.44)$$

Отже, можна зробити висновок, що в режимі, коли відбувається відрив коренеплоду від скребка та його переміщення по поверхні полотна, розрахунки можна проводити для випадку  $f_T$  еквівалентного, при якому переміщення коренеплоду  $\Delta X$  було б не меншим за розрахункове.

Для аналізу процесу транспортування та визначення кінематичних параметрів руху коренеплодів по прутках полотна на основі приведеної математичної моделі розроблена програма для розрахунку та оптимізації конструктивних і динамічних параметрів технологічного процесу транспортування та очищення коренеплодів.

Проаналізовано вплив таких незалежних параметрів як частоти коливань  $\gamma$ , кута нахилу транспортера  $\alpha$ , коефіцієнту тертя  $f$  та амплітуди коливань  $A$  на величину відриву коренеплодів від поверхні скребка  $X_{\max}$ , час переміщення коренеплодів по поверхні полотна  $t$  та швидкість  $V$  ударної взаємодії коренеплодів зі скребками полотна.

Результати досліджень представлені у вигляді графічних залежностей, які зображені на рис. 4.10.

При дослідженні впливу вищеназваних параметрів на значення  $X_{\max}$ ;  $t$  і  $V$  інші параметри залишались незмінними і їх абсолютні значення становили:  $A = 20^\circ$ ;  $f = 0,4$ ;  $\alpha = 45^\circ$ ;  $\gamma = 2,5$  Гц.

З аналізу представлених графічних залежностей можна зробити висновок, що відрив коренеплодів від скребоків пруткового полотна відбувається при мінімальній кутовій амплітуді коливань рівний  $13^\circ$  (рис. 4.10 а).

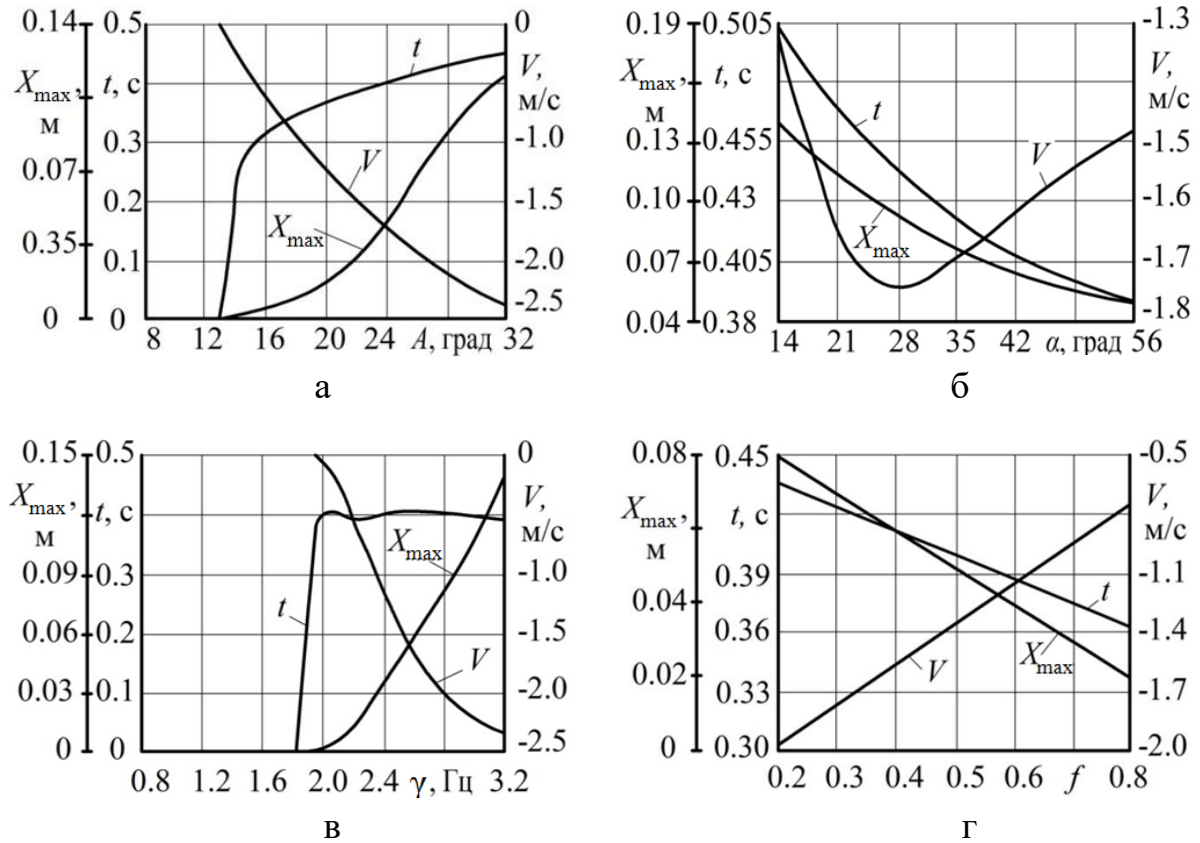


Рис. 4.10. Графічні залежності  $X_{\max}$ ,  $t$  і  $V$  від:

а – амплітуди  $A$  коливань полотна; б – кута  $\alpha$  нахилу скребкового полотна до горизонту; в – частоти  $\gamma$  коливань полотна; г – коефіцієнту тертя  $f$  пари коренеплід-полотно

При досягненні амплітуди коливань значення більшого за  $24^\circ$  швидкість повторної взаємодії коренеплодів зі скребками починає перевищувати 1,5 м/с, а це може призводити до пошкоджень тіла коренеплодів.

Отже раціональні межі амплітуди коливань транспортера доцільно вибирати рівними  $A = 16...24^\circ$ , або в лінійних координатах при радіусі привідного барабана 0,15 м:  $A = 40...60$  мм.

Кути  $\alpha$  нахилу скребкового полотна транспортера-доочисника до горизонту в межах, які не перевищують значення  $45^\circ$  призводять до суттєвих значень швидкості взаємодії коренеплодів із скребками, які становлять 1,55...1,75 м/с (рис. 4.10 б).

При застосуванні низько нахилених полотен доцільно зменшувати кутову амплітуду коливань пруткового полотна.

Відрив коренеплодів від скребків при частоті  $\gamma$  коливань полотна нижче 1,8 Гц не відбувається (рис. 4.10 в), а при перевищенні 2,6 Гц можливі пошкодження коренеплодів.

Тому раціональні межі частоти коливань пруткового полотна повинні знаходитись в межах 2...2,5 Гц.

Низькі коефіцієнти тертя (рис. 4.10 г)  $f = 0,2...0,4$  (вологі умови роботи) можуть призводити до значних ударних взаємодій коренів зі скребками ( $V = 1,6...2,0$  м/с).

Тому частота та амплітуда коливань повинні регулюватись пружними пристроями приводу барабана транспортера та зусиллям розмикання стопора полотна.

Вищенаведені розрахунки та аналіз отриманих результатів дозволяють раціонально підібрати параметри скребкових полотен для підвищення сепарації вороху коренеплодів, який переміщається в руслі стрічкових транспортерів.

Таким чином, виведені залежності є основою для розробки принципів схем і розрахунку високоенергомістких пружно-запобіжних вузлів приводу стрічкових транспортерів і зони їх функціонування [66].

У теоретичних дослідженнях високоенергомістких пристроїв передбачався аналіз таких планетарних механізмів розтискання ланок, які б забезпечували значну зону їх пружного функціонування з переходом у запобіжний режим, оскільки для виключення поломок вузлів транспортерів, останні обладнані запобіжними муфтами [65-69].

Такі пружно-захисні пристрої повинні бути комбінованими та виконувати функцію високоенергомісткого пружного накопичення енергії, а також запобігання поломок робочих органів.

Згідно проведеного аналізу, ефективно поєднують вищеназвані функції планетарні пружно-запобіжні пристрої [66-67].

Метою кінетостатичного аналізу планетарних механізмів роз'єднання ведучих та ведених ланок, при виникненні критичних навантажень, є встановлення закономірностей зростання крутного моменту при поступовому повертанні ексцентрично розташованих сателітів до його максимального значення.

В даному випадку, важливе місце в теоретичних дослідженнях приділяється визначенню впливу конструктивних параметрів механізму розчеплення на величину кута повертання сателітів, при яких пружний режим функціонування механізму переходить в запобіжний, оскільки збільшення енергомісткості його пружно-демпфуючих властивостей є основною умовою ефективності роботи сепаруючого скребкового транспортера.

Одним із запропонованих варіантів є схема планетарного пружно-запобіжного повертання ланок з ексцентричним розташуванням сателітів, яка зображена на рис. 4.11 [66].

Ведуча ланка механізму 1 виконана у вигляді центральної шестерні, за допомогою зубчатого зачеплення взаємодіє із сателітом 2.

Сателіт встановлений у радіальному пазу водила 3, яке з можливістю обертання розташоване на валу ведучої ланки.

Вісь обертання сателіта зміщена відносно його власної осі на величину ексцентриситету  $e$  і підтиснута в сторону центральної шестерні за допомогою пружини.

При передачі обертового руху, коли момент опору  $T_0$  не перевищує номінальний момент спрацювання механізму  $T_M$ , ведуча ланка та водило обертаються з однаковими кутовими швидкостями.

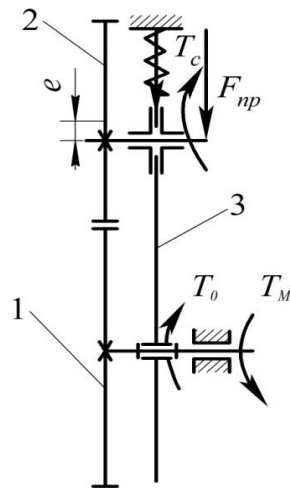


Рис. 4.11. Схема механізму розтискання ланок пружно-запобіжного механізму з ексцентричним розташуванням сателітів

При гальмуванні водила, яке виконує функції веденої ланки, сателіт починає обертатись відносно центральної шестерні, що спричиняє радіальне переміщення його осі (пальця) та відповідно деформацію пружного кільця.

Для оцінки несучої здатності механізму звернемося до розрахункової схеми, зображеної на рис. 4.12.

При відсутності навантаження, сателіти знаходяться в стані рівноваги, який відповідає найменшій відстані між центром їх обертання та центром провертання центральної шестерні.

У випадку виникнення крутного моменту, який перевищує моменту опору  $T_o$ , сателіт провертається відносно центральної на певний кут  $\varphi$ , а його центр, описуючи дугу радіусом  $r_1 + r_2$ , займе положення в точці  $O_1$ .

При цьому, за рахунок зміщення осі обертання вздовж пазу, вона прийме певне положення  $C$ .

Враховуючи, що величина ексцентриситету сателітів є незначною у порівнянні з міжцентровою відстанню планетарної передачі, то для визначення сил, які діють між сателітом та центральною шестернею можна застосувати теорію зубчатого зачеплення.

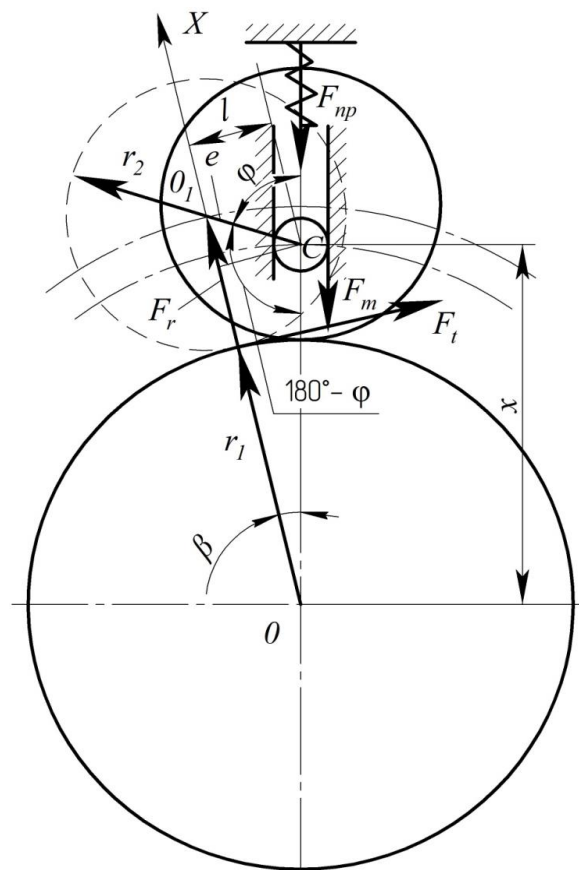


Рис. 4.12. Розрахункова схема для визначення конструктивно-силових параметрів механізму з ексцентричним розташуванням сателітів

На шестерню сателіта будуть діяти наступні сили

$$F_t = \frac{2T_o}{D}; \quad (4.45)$$

$$F_r = P_k \operatorname{tg} \alpha; \quad (4.46)$$

$$F_T = P_N f = F_t f \cos \alpha; \quad (4.47)$$

$$F_{np} = C \left[ \delta_0 + (X - \{r_1 + r_2 - e\}) \right], \quad (4.48)$$

де  $F_t$  – колова сила;  $D$  – діаметр ділильного кола на центральній шестерні;  $F_r$  – радіальна сила;  $\alpha$  – кут зачеплення;  $F_T$  – сила тертя проміжного вальця по бокових поверхнях пазу;  $f$  – коефіцієнт тертя;  $F_{np}$  – сила, що діє на пальці сателітів зі сторони пружини;  $C$  – жорсткість пружини в радіальному напрямку;  $\delta_0$  – початкова радіальна деформація пружини;  $X$  – біжуче значення відстані від осі центральної шестерні до осі пальця сателіта;  $r_1$  і  $r_2$  – радіуси центральної шестерні та сателіта;  $e$  – величина ексцентриситету розташування сателіта.

Умова рівноваги при цьому має вигляд

$$\sum(X) = 0; \quad F_r - F_T \cos \beta - F_{np} \cos \beta = 0, \quad (4.49)$$

а крутний момент  $T_c$ , який передає сателіт визначається з рівняння

$$T_c = F_r l, \quad (4.50)$$

де  $l$  – плече радіальної сили відносно осі обертання сателіту, а його величина визначається

$$l = X \sin \beta. \quad (4.51)$$

Виразивши кут  $\beta$ , згідно теореми синусів, через конструктивні параметри пружно-запобіжного механізму та текучий кут повороту сателіта  $\varphi$

$$\frac{r_1 + r_2}{\sin(180^\circ - \varphi)} = \frac{e}{\sin \beta}; \quad \sin \beta = \frac{e \sin \varphi}{r_1 + r_2};$$

$$l = X \frac{e \sin \varphi}{r_1 + r_2}. \quad (4.52)$$

Величина  $x$  визначається з трикутника  $OCO_1$

$$(r_1 + r_2)^2 = e^2 + X^2 - 2eX \cos(180^\circ - \varphi).$$

Прийmemo, що  $A = r_1 + r_2$ .

Тоді  $A^2 = e^2 + X^2 + 2eX \cos \varphi$ ;  $X^2 + 2eX \cos \varphi + (e^2 - A^2) = 0$ .

Перетворюючи дані рівняння отримаємо

$$X_{1/2} = -e \cos \varphi \pm \sqrt{e^2 \cos^2 \varphi - (e^2 - A^2)};$$

$$X_{1/2} = -e \cos \varphi \pm \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi}. \quad (4.53)$$

Підставляючи (4.53) в (4.52) отримаємо

$$l = \left( -e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \right) \frac{e \sin \varphi}{A}. \quad (4.54)$$

Радіальна сила визначається  $F_r$

$$F_r = \cos \beta (F_T + F_{np});$$

$$F_r = \cos \beta \left( F_t f \cos \alpha + C \left[ \delta_0 + (X - \{A - e\}) \right] \right). \quad (4.55)$$

З врахуванням (4.53) рівняння (4.55) набуде вигляду

$$F_r = \cos \beta \left( \frac{P_r f \cos \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} + C \left[ \delta_0 - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e \right] \right);$$

$$F_r \left( 1 - \frac{f \cos \beta \cos^2 \alpha}{\sin \alpha} \right) = C \cos \beta \left( \delta_0 - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e \right)$$

$$F_r = \frac{C \left( \delta_0 - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e \right) \cos \beta}{1 - \frac{f \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \alpha}{A \sin \alpha}}. \quad (4.56)$$

Враховуючи, що  $\cos \beta = \sqrt{1 - \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{A^2}}$ , величина крутного моменту, який передає один сателіт визначається з умови

$$T_c = \frac{C \left( \delta_0 - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e \right) \sqrt{1 - \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{A^2}}}{1 - \frac{f \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \alpha}{A \sin \alpha}} \times \frac{\left( -e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \right) e \sin \varphi}{A} \quad (4.57)$$

Згідно результатів аналізу рівняння (4.57) побудовані графічні залежності (рис. 4.13) зміни крутного моменту на сателіті при наступних стабільних величинах значень:  $r_1 = 30$  мм;  $r_2 = 25$  мм;  $\delta_0 = 10$  мм;  $f = 0,17$  від кута його відносного повертання відносно центральної шестерні при наступних значеннях: 1 –  $C = 50$  Н/мм;  $e = 7$  мм; 2 –  $C = 75$  Н/мм;  $e = 7$  мм; 3 –  $C = 100$  Н/мм;  $e = 7$  мм; 4 –  $C = 100$  Н/мм;  $e = 8$  мм; 5 –  $C = 100$  Н/мм;  $e = 9$  мм.

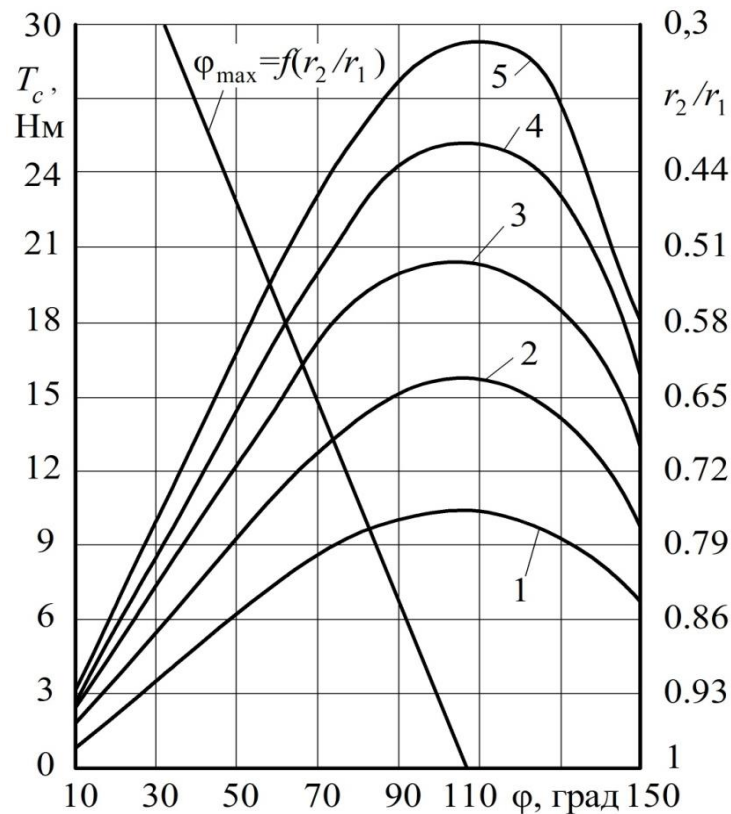


Рис. 4.13. Графічні залежності зміни крутного моменту  $T_c$  від кута  $\varphi$  повертання сателіта

На основі проведеного аналізу аналітичних і графічних залежностей встановлено, що максимальне значення крутного моменту,



який передають сателіти знаходяться в межах кута їх відносного провертання рівного в межах  $104\dots 108^\circ$ .

Зміна конструктивних параметрів пружно-запобіжного механізму розтискання ланок суттєво не впливає на характер зростання крутного моменту, а його максимальні значення відповідають стабільному куту провертання сателіта.

При цьому, зміна передаточного відношення зубчатої передачі, а саме кут провертання веденої ланки (води́ла), при якому зона пружного режиму роботи механізму переходить у запобіжний змінюється за лінійною залежністю функцією  $\varphi'_{\max} = f(r_2/r_1)$ .

В даному випадку кут  $\varphi'$  відповідає куту провертання води́ла  $\beta$ . Також встановлено, що зона пружного режиму механізму буде збільшуватися при збільшенні відношення  $(r_2/r_1)$ .

Для порівняльного аналізу та інших відомих праць [67-69] розглянутий пружно-запобіжний механізм розчеплення ланок з профільними торцевими поверхнями сателітів та режимів їх роботи. Для цього пропонується схема взаємодії ланок з профільним виконанням торцевої поверхні сателітів (рис. 4.14). Ведуча ланка 1, яка виконана у вигляді центральної шестерні, за допомогою зубчатого зачеплення взаємодіє із сателітом 2.

Сателіт розташований у водилі 3, яке з можливістю обертання розташоване на валу ведучої ланки. На торцевій поверхні сателіта закріплений сферичний виступ (кулька) 4, який взаємодіє з внутрішньою поверхнею похилого диска 5, підтиснутого пружиною.

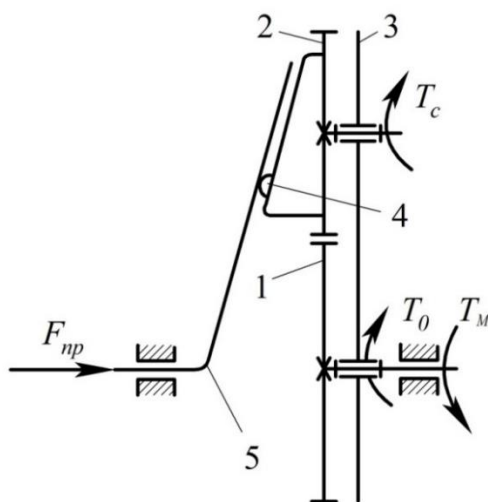


Рис. 4.14. Схема планетарного механізму розчеплення ланок з профільним виконанням сателітів

При обертвовому русі, коли момент опору  $T_o$  не перевищує номінальний момент спрацювання механізму  $T_m$ , ведуча ланка та водило обертаються з однаковими кутовими швидкостями.

При гальмуванні водила, яке виконує функції веденої ланки, сателіти починають обертатись відносно власних осей, що спричиняє осьове переміщення похилого диску 5, а також відповідно деформацію пружин.

Теоретичний аналіз проведений для встановлення, яким чином конструктивні та технологічні параметри вузлів розчеплення впливають на зону функціонування механізму в пружному режимі, а також при яких кутах повороту сателіта настає запобіжний режим роботи та визначити характер зміни крутного моменту  $T_c$ . Для цього звернемось до розрахункової схеми, яка зображена на рисунку 4.15.

У загальному випадку, крутний момент  $T_m$ , що передає планетарний механізм визначається

$$T_m = \frac{T_c}{u\eta}, \quad (4.58)$$

де  $T_c$  – крутний момент на сателіті;  $u$  – передаточне число зубчатої передачі;  $\eta$  – коефіцієнт корисної дії зубчатої передачі.

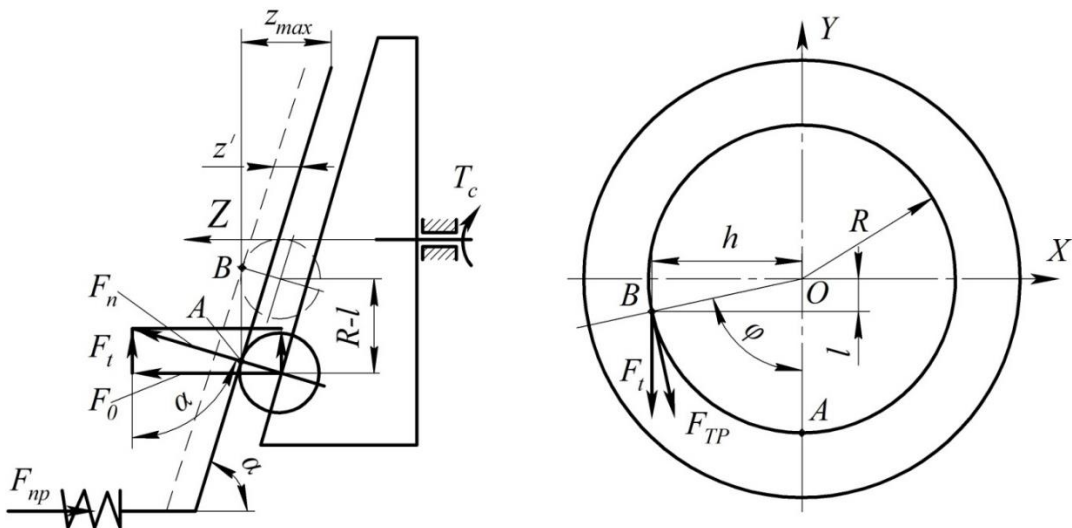


Рис. 4.15. Розрахункова схема механізму розтискання сателіта

Крутний момент на сателіті визначається з рівняння

$$T_c = F_t h + F_{TP} R, \quad (4.59)$$

де  $F_t$  – колова сила, як проекція нормальної реакції  $F_n$  від взаємодії сферичного виступу з похилим диском;  $h$  – плече сили  $F_t$ ;  $F_{тр}$  – сила тертя від дії  $F_n$ ;  $R$  – відстань від точки контакту сферичного виступу з похилим диском до осі обертання сателіта.

Колова сила  $F_t$  пов'язана з осьовою  $F_0$  та відповідно силою пружини  $F_{пр}$  стискання похилого диска ( $F_0 = F_{пр}$ ) залежністю

$$F_t = \frac{F_0}{\operatorname{tg} \alpha}, \quad (4.60)$$

де  $\alpha$  – кут нахилу торцевої поверхні похилого диска.

У загальному випадку, сила пружини розраховується за відомою залежністю [70]

$$F_{пр} = C(\Delta + z'), \quad (4.61)$$

де  $C$  – жорсткість пружини;  $\Delta$  – попередній натяг пружини;  $z'$  – біжуче значення деформації пружини.

При переміщенні кульки з т.  $A$  в т.  $B$  сателіт провертається на кут  $\varphi$ , а похилий диск переміститься в осьовому напрямку на величину  $z'$ .

Враховуючи те, що характер зростання крутного моменту в даному механізмі зручно користуватись біжучим значенням кута повороту  $\varphi$ , то визначимо функціональний зв'язок між  $z'$  та  $\varphi$

$$\begin{aligned} \cos \varphi &= \frac{l}{R}; & z' &= \frac{(R-l)}{\operatorname{tg} \alpha}; \\ z' &= \frac{R - R \cos \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha}. \end{aligned} \quad (4.62)$$

Тоді, підставляючи значення (4.62) та (4.1) в (4.59), колова сила  $F_t$  прийме вигляд

$$F_t = \frac{C}{\operatorname{tg} \alpha} \left[ \Delta + \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \right]. \quad (4.63)$$

Наступним етапом є визначення сили тертя  $F_{тр}$  в залежності від реакції  $F_n$ .

Виражаючи реакцію  $F_n$  через осьову силу  $F_0$ , яка за абсолютною величиною рівна силі стискання пружини  $F_{\text{пр}}$ ,  $F_{\text{тр}}$  прийме вигляд

$$F_{\text{тр}} = F_n f = \frac{F_0 f}{\sin \alpha} = \frac{C \left[ \Delta + R(1 - \cos \varphi) / \operatorname{tg} \alpha \right] f}{\sin \alpha}. \quad (4.64)$$

Враховуючи, що  $h = R \sin \varphi$ , а також підставляючи (4.63), (4.64) в (4.59) отримаємо аналітичну залежність для визначення крутного моменту, який передає сателіт  $T_c$

$$\begin{aligned} T_c &= \frac{C \left[ \Delta + \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \right] R \sin \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{C \left[ \Delta + \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \right] R f}{\sin \alpha} \\ &= RC \left( \Delta + \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \left( \frac{\sin \alpha}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{f}{\sin \alpha} \right). \end{aligned} \quad (4.65)$$

Аналізуючи залежність (4.65) встановлено, що перша частина рівняння виражає кінематичний крутний момент, який передає сателіт, а друга частина – момент від дії сили тертя в парі сферичний виступ – похилий диск.

В загальному випадку, крутний момент, який передає пружно-запобіжний механізм прийме вигляд

$$T_m = \frac{RC}{u\eta} \left( \Delta + \frac{R(1 - \cos \varphi)}{\operatorname{tg} \alpha} \right) \left( \frac{\sin \varphi}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{f}{\sin \alpha} \right). \quad (4.66)$$

З метою аналізу рівнянь (4.65) і (4.66) розроблені програми їх розрахунку на ПЕОМ.

Для можливості оцінки самовідновлення початкового положення пружно-запобіжного механізму при знятті навантаження проаналізуємо, як першу, так і другу частини рівняння (4.65), а саме характер зростання навантаження при відносному провертанні ведучої і веденої ланок.

Графічні залежності зміни крутного моменту на сателіті планетарної передачі пружно-запобіжного механізму  $T_c$  від поступового його провертання на кут  $\varphi$  представлені на рисунку 4.16.

Графічні залежності побудовані при наступних постійних значеннях:  $C = 60 \text{ Н/мм}$ ;  $R = 20 \text{ мм}$ ;  $\Delta = 10 \text{ мм}$ ;  $f = 0,17$ .

На рисунку 4.16 під позиціями 1', 2', 3' – вказані криві зміни крутного моменту, який передає сателіт за рахунок кінематичної схеми розчеплення, а криві 1'', 2'', 3'' – характеризують зміну крутного моменту від сили тертя в парі елементів зачеплення.

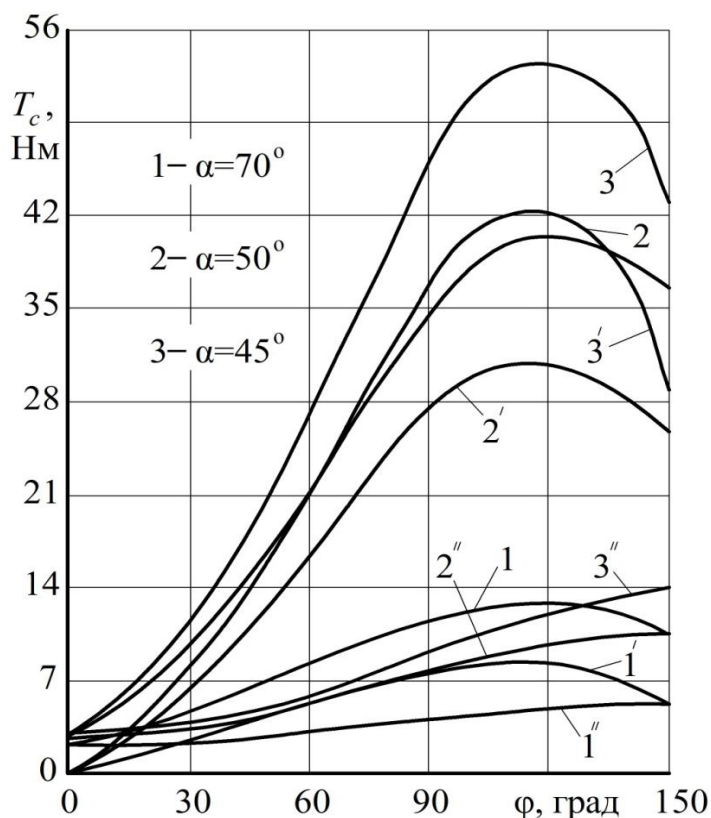


Рис. 4.16. Залежності зміни крутного моменту на сателіті  $T_c$  від кута його повертання  $\phi$

Сумарні крутні моменти, в залежності від кута нахилу торцевої поверхні сателіта, зображені під позиціями 1, 2, 3.

З аналізу залежності (4.65) та графічних залежностей 4.16 встановлено, що жорсткість пружини прямопропорційно впливає на величину крутного моменту на сателіті.

При збільшенні абсолютної величини радіусу розташування сферичних виступів від центру обертання сателітів в два рази, значення  $T_c$  зростає в 3,2...3,5 разів, в межах реальних значень  $R = 10...40 \text{ мм}$ .

Найбільш суттєвий вплив на величину зростання крутильного моменту на сателіті має кут нахилу  $\alpha$  його похилої поверхні (аналогічним є кут нахилу торцевої поверхні похилого диску).

Встановлено, що при зміні кута нахилу торцевої поверхні сателітів  $\alpha$  в межах від  $70^\circ$  до  $45^\circ$  величина максимального значення крутного моменту зростає в 4,5 разів ( $\alpha = 70^\circ - T_c = 12$  Нм;  $\alpha = 45^\circ - T_c = 54$  Нм).

Зона пружного режиму функціонування механізму розчеплення напівмуфт відповідає куту відносного провертання сателітів близько  $115\dots 120^\circ$ , після чого значення крутного моменту починає спадати та відповідно настає запобіжний режим його роботи.

При підборі раціональних значень конструктивних параметрів розробленого пружно-запобіжного механізму необхідно врахувати, що домінуючий вплив та наступні конструктивно-силові параметри на величину максимального крутного моменту, при якому починається провертання сателіта мають: кут нахилу торцевої поверхні сателіта та радіус розташування сферичного виступу, а також жорсткість пружини стискання.

Застосовуючи як приведені аналітичні, так і графічні залежності можна підібрати раціональні конструктивні параметри пружно-запобіжного механізму виходячи з необхідної зони його функціонування в коловому напрямку при пружному, а також і в запобіжному режимах.

З врахуванням вище викладених досліджень встановлено вплив параметрів динамічної системи транспортера-сепаратора на процес спрацювання пружно-запобіжного механізму з приводом скребкового транспортера.

Попередньо було розглянуто характер зміни крутного моменту від кута провертання ланок планетарних пружно-запобіжних механізмів, а також встановлено зону переходу пружного режиму механізму в запобіжний.

Дані дослідження проведені без врахування динамічних параметрів системи скребковий транспортер – пружно-запобіжного механізму його приводу.

Однак, в динаміці, згідно попередньо проведених досліджень [70-71], абсолютне значення величини крутного моменту буде суттєво відрізнятися від кінетостатичного, що необхідно враховувати при виборі зони гальмування пруткового полотна пружним стопорним елементом і налаштуванні відповідних вузлів приводу скребкових транспортерів-сепараторів.

Для визначення впливу конструктивно-силових параметрів динамічної системи скребкового транспортера-сепаратора на характер спрацювання пружно-запобіжного механізму його приводу та встановлення зони переходу пружного режиму механізму в запобіжний, звернемось до розрахункової схеми, яка зображена на рис. 4.17.

Під запобіжним режимом роботи розуміється максимальне критичне навантаження, при якому сателіти пружно-запобіжного механізму починають обертатись навколо його центральної шестерні. Це необхідно для уникнення поломок ланок транспортера-сепаратора, у випадку непередбачуваних ситуацій.

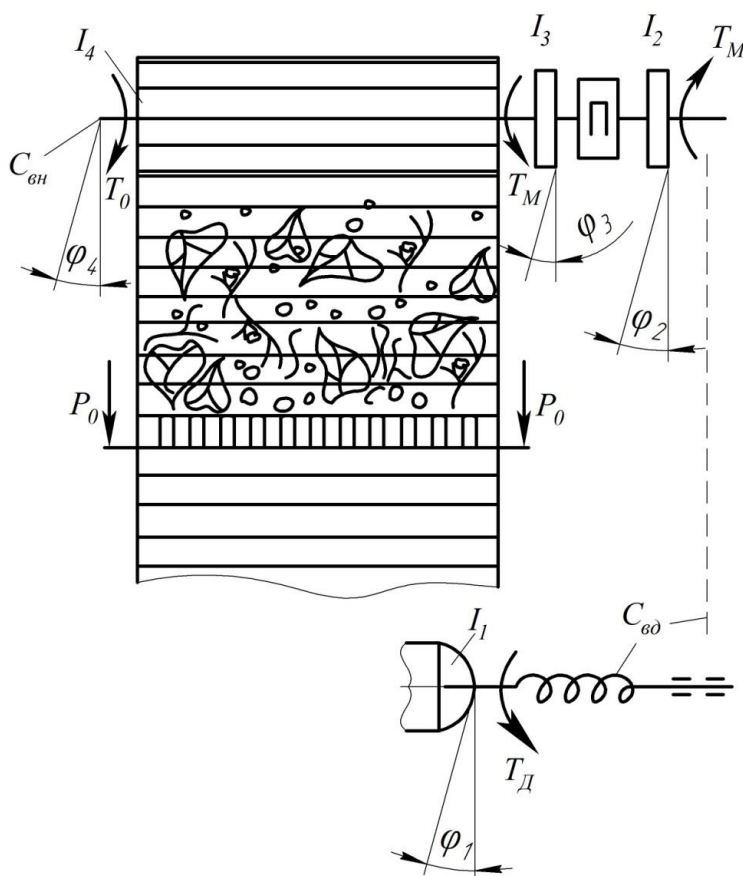


Рис. 4.17. Динамічна схема приводу скребкового транспортера-сепаратора з високоенергомістким пружно-запобіжним механізмом

На схемі прийняті позначені:  $I_1$ ;  $I_2$ ;  $I_3$ ;  $I_4$  – моменти інерції мас приводу, приведені відповідно до валу двигуна, ведучої та веденої ланки і ланки, що сприймає момент опору (вал привідного барабана скребкового полотна транспортера);  $C_{vd}$  – приведена жорсткість елементів приводу між двигуном і ведучою ланкою;  $C_{vn}$  – приведена жорсткість елементів приводу між веденою ланкою та пружним гальмівним елементом;  $T_d$ ;  $T_M$ ;  $T_o$  – відповідно момент двигуна, момент

спрацювання пружно-запобіжного механізму приводу транспортера та момент опору на привідному барабані скребкового транспортера;  $\varphi_1$ ;  $\varphi_2$ ;  $\varphi_3$ ;  $\varphi_4$ ; – відповідно кути закручування валу двигуна, ведучої, веденої ланки, а також валу привідного барабана транспортера;  $\Pi$  – передавальна функція [71-73], що відображає характеристику процесу розтискання пружно-запобіжного механізму.

В залежності від співвідношення мас і жорсткості вузлів приводу найбільші динамічні навантаження виникають в системі від початку виходу елементів зачеплення з прутковим полотном до повного розмикання їх ланок.

У цьому випадку динамічні навантаження досягають своїх найбільших значень і суттєво впливають на характер спрацювання пружно-запобіжного механізму.

Дані параметри режимів роботи є характерними для кулачкових та кулькових запобіжних муфт і тому одним з важливих моментів дослідження, є встановлення яким чином буде змінюватись коефіцієнт динамічності для планетарних пружно-захисних механізмів, пружний режим роботи яких складає більш четверті повного обороту ланок одна відносно одної.

Рівняння руху динамічної системи скребкового транспортера-сепаратора з пружно-запобіжним механізмом його приводу має вигляд

$$\begin{aligned} J_1 \ddot{\varphi}_1 + C_{\text{вд}} (\varphi_1 - \varphi_2) &= T_{\text{ов}} ; \\ J_2 \ddot{\varphi}_2 + C_{\text{вд}} (\varphi_2 - \varphi_1) &= -T_{\text{м}} ; \\ J_3 \ddot{\varphi}_3 + C_{\text{вн}} (\varphi_3 - \varphi_4) &= T_{\text{м}} ; \\ J_4 \ddot{\varphi}_4 + C_{\text{вн}} (\varphi_4 - \varphi_3) &= -T_{\text{о}} . \end{aligned} \quad (4.67)$$

Зв'язок між масами ланок  $J_2$  і  $J_3$  виражається неявно, через крутильний момент, що передає механізм  $T_{\text{м}}$ , який визначається з умови рівноваги рухомої ланки.

Виходячи з рівняння (4.67) заміною  $\dot{\varphi}_1 = X$ ;  $\dot{\varphi}_2 = Y$ ;  $\dot{\varphi}_3 = Z$ ;  $\dot{\varphi}_4 = K$ , а також підставляючи крутильний момент спрацювання розчеплення планетарного пружно-захисного механізму, систему диференціальних рівнянь другого порядку зводимо до першого, для її розв'язку числовим методом Рунге-Кутта [71-73]



$$\begin{aligned}
\dot{\varphi}_1 &= X; \\
\dot{X} &= [T_\delta - C_{\delta\delta}(\varphi_1 - \varphi_2)]/J_1; \\
\dot{\varphi}_2 &= Y; \\
\dot{Y} &= -[T_M + C_{\delta\delta}(\varphi_2 - \varphi_1)]/J_2; \\
\dot{\varphi}_3 &= Z; \\
\dot{Z} &= [T_M - C_{\delta\delta}(\varphi_3 - \varphi_4)]/J_3; \\
\dot{\varphi}_4 &= K; \\
\dot{K} &= -[T_0 - C_{\delta\delta}(\varphi_4 - \varphi_3)]/J_4; \tag{4.68}
\end{aligned}$$

$$T_M = \left\{ \frac{C \left( \delta_0 - e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} - A + e \right) \sqrt{1 - \frac{e^2 \sin^2 \varphi}{A^2}}}{A \left( 1 - \frac{f \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \cos^2 \alpha}{A \sin \alpha} \right) \left[ \left( -e \cos \varphi + \sqrt{A^2 - e^2 \sin^2 \varphi} \right) e \sin \varphi \right]^{-1}} \right\} / un.$$

Початкові умови для проведення розрахунку системи рівнянь (4.68) є такими

$$\dot{\varphi}_1 = \omega_0; \quad \dot{\varphi}_2 = \omega_0; \quad \dot{\varphi}_3 = \omega_0; \quad \dot{\varphi}_4 = \omega_0;$$

$$\varphi_1 = 0; \quad \varphi_2 = \varphi_1 - T_\delta / C_{\delta\delta}; \quad \varphi_3 = \varphi_2 - \varphi_M(T_M); \quad \varphi_4 = \varphi_3 - T_M / C_{\delta\delta},$$

де  $\varphi_M(T_M)$  – визначається з рівняння моменту механізму (4.68) числовим методом половинного ділення.

За результатами розв'язку системи диференціальних рівнянь досліджено залежність зміни максимального крутного моменту пружно-захисного механізму в першій хвилі коливань (на даному етапі відбувається розчеплення кінематичного ланцюга механізму і його пружний режим роботи переходить в запобіжний) від жорсткостей ведучих і ведених ланок, їх моментів інерції, кутової швидкості обертання приводу та зміни моменту опору  $T_0$  в часі.

На основі проведених досліджень на рис. 4.18 представлено зміну даних параметрів в залежності від коефіцієнта динамічності пружно-запобіжного механізму, який є відношенням крутного моменту його спрацювання в динаміці по відношенні до статичного.

Проведений аналіз графічних залежностей показав, що домінуючий вплив на характер та величину зміни крутного моменту мають параметри веденої ланки  $J_3$ ,  $J_4$ , а також зростання в часі моменту опору  $T_0$  та жорсткість веденої ланки транспортера  $C_{вн}$ .

Коливний характер зміни величини жорсткості веденої ланки транспортера  $C_{вн}$  показує, що значення даного параметру стабілізується при її величині понад 15...29 кНм/рад.

Зростання моменту інерції  $J_4$  спричиняє зменшення величини значення коефіцієнта динамічності роботи механізму, в той час як момент інерції веденої ланки  $J_3$  необхідно максимально зменшувати.

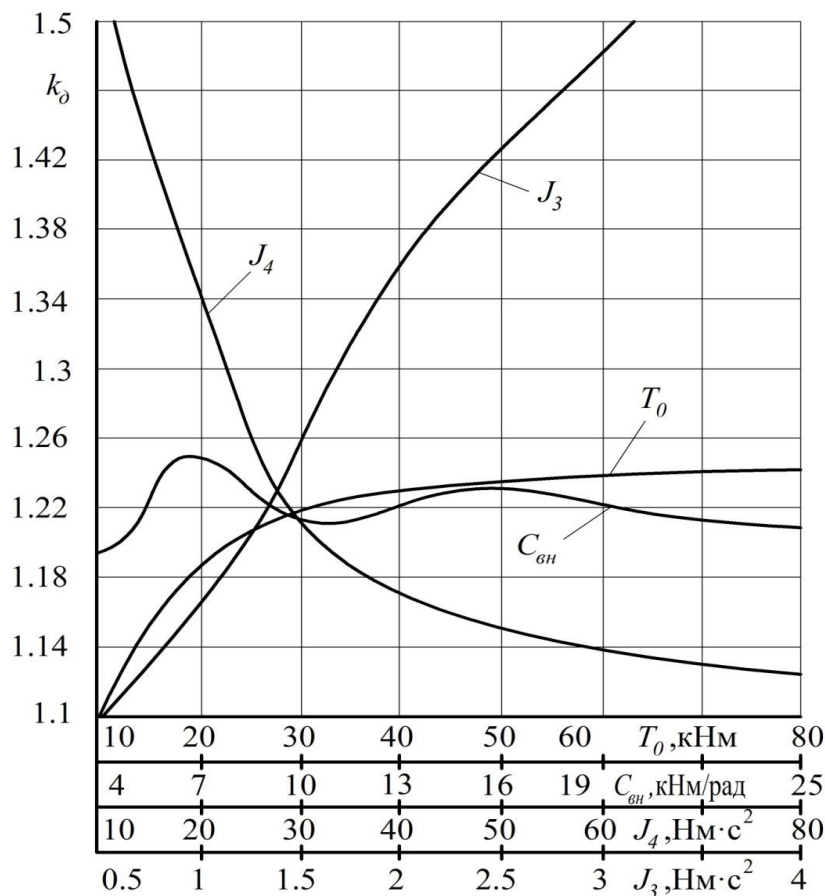


Рис. 4.18. Залежності коефіцієнта динамічності планетарного пружно-запобіжного механізму від  $T_0$ ;  $C_{вн}$ ;  $J_3$ ;  $J_4$

Встановлено, що подальше підвищення жорсткості ведених ланок  $C_{вн}$  стабілізує величину коефіцієнту  $K_0$ , амплітуда та значення якого від зміни  $C_{вн}$  не перевищує 0,04.

Зменшення в часі моменту опору  $T_0$  суттєво впливає на значення коефіцієнту  $K_0$  лише при його зростанні до 30 кНм за 0,1 с.

#### 4.4. Дослідження процесу доочищення коренеплодів з вивантаженням домішок на зібрану частину поля

Для підвищення ступеня очищення вороху коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток пропонується над прутковим горизонтальним прутковим транспортером встановлювати, з певним зазором, відповідний горизонтальний шнек з еластичною гвинтовою навивкою [11, 74].

Таку схему доочищення доцільно застосовувати в зоні бункера або вивантажувального транспортера, оскільки видалення домішок повинно здійснюватися позаду машини на зібрану частину поля.

У процесі роботи домішки горизонтальним прутковим транспортером 1 виносяться на зібрану частину поля, а коренеплоди відповідним шнеком 2, центральна вісь якого розташована на відстані  $H$  відносно робочої поверхні пруткового полотна, подаються на інші робочі органи бурякозбиральної машини (рис. 4.19).

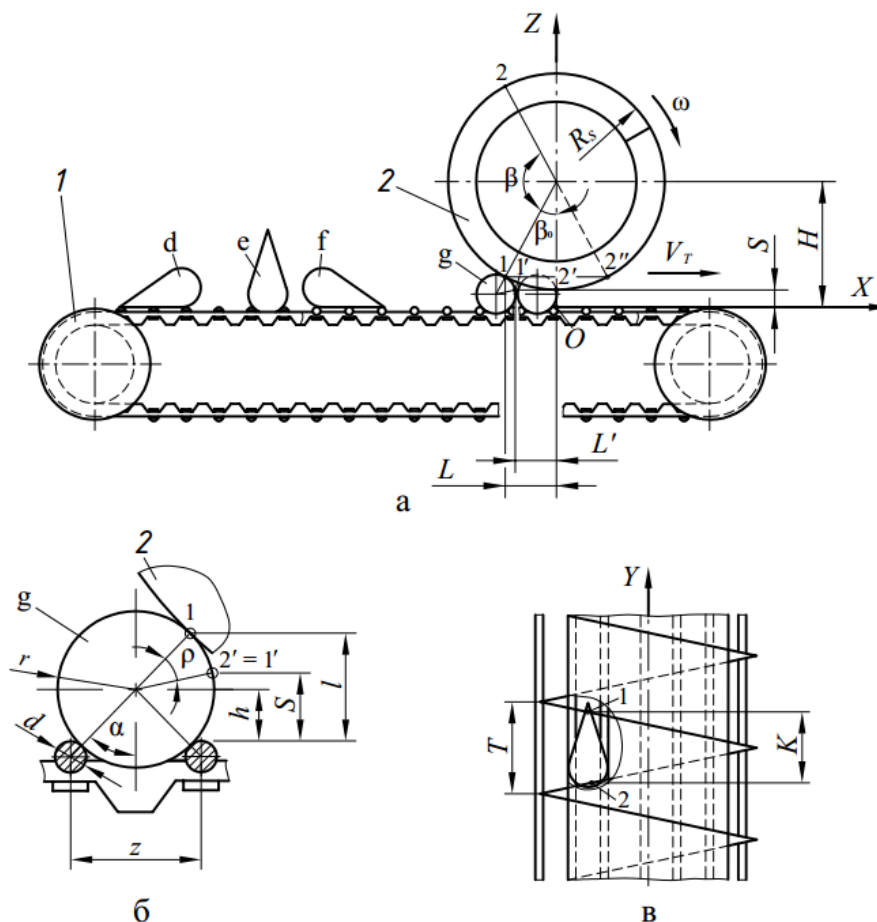


Рис. 4.19. Розрахункова схема для визначення параметрів горизонтального пруткового транспортера та відповідного шнека

Метою теоретичного розрахунку є встановлення аналітичних залежностей взаємозв'язку між конструктивними та кінематичними параметрами запропонованої транспортно-сепаруючої системи. Це забезпечить вибір раціональних параметрів робочих органів, при яких винесення домішок буде максимальним, а втрати мінімально допустимих кондиційних коренеплодів цукрових буряків з радіусом головки ( $r = 20$  мм) будуть мінімальними.

Розглянуто різні варіанти розташування кондиційних коренеплодів на поверхні пруткового полотна для встановлення найбільш несприятливого їх розташування, для яких необхідно проводити розрахунки (рис. 4.19 а).

Розташування коренеплодів боковою поверхнею на прутковому полотні, коли тіло коренеплодів не заглиблюється між прутками (варіанти d і f), є сприятливим для їх відведення гвинтовою поверхнею шнека. Сприятливим також вважається варіант, коли вісь коренеплоду є вертикальною (варіант e). При таких варіантах розташування площа зони контакту тіла коренеплоду з робочою поверхнею шнека досягає максимальних значень, що забезпечуватиме їх надійне відведення з технологічної зони пруткового полотна.

Найбільш несприятливим, з умови відведення коренеплодів, є варіант, при якому вісь коренеплоду розташовується паралельно до прутків, а його головка знаходиться в заглибині між двома суміжними прутками (варіант g). В цьому випадку ймовірність того, що буряк пройде зону між витками шнека разом з прутковим полотном, є найбільшою (підвищується ймовірність втрат буряків). В точці 1 контакту коренеплоду з поверхнею шнека (рис.4.19 b) гвинтове ребро переміщається у вертикальному напрямку, тобто робоча поверхня шнека не забезпечує відведення коренеплодів.

При умові, коли коренеплід не зміщується у поперечному до полотна напрямку, його головка взаємодіятиме з периферією гвинтового ребра шнека у т. 2 (рис.4.19 c).

Зміщення  $K$  т. 1 відносно т. 2 у напрямку центральної осі шнека в основному визначатиметься діаметром кондиційного коренеплоду.

Ефективне (без пошкоджень) відведення коренеплодів здійснюватиметься за умови, що точка контакту (т. 2') гвинтового ребра з поверхнею коренеплоду розташовуватиметься у вертикальній

площині, яка проходить через вісь шнека. Якщо т. 2' зміщуватиметься в бік вивантаження коренеплодів, в напрямку осі  $OX$  (т. 2'') то можливі їх пошкодження, оскільки напрям зусилля взаємодії буде спрямований в бік пруткового полотна.

Таким чином, для гарантованого відведення коренеплодів, необхідне виконання умови

$$\frac{L'}{V_t} = \frac{(2\pi - \beta - \beta_0)}{\omega}, \quad (4.69)$$

де  $L'$  – відстань між т. 1' і т. 2' в напрямку осі  $OX$ ;  $V_t$  – швидкість полотна транспортера;  $\beta_0$  – початковий кут розташування лінії, що з'єднує центр шнека і т.1 до вертикальної площини, яка проходить через центр шнека;  $\omega$  – кутова швидкість обертання шнека;  $\beta$  – кут, який визначає розташування т. 1 і т. 2 на периферії гвинтового ребра шнека.

Значення кута  $\beta$  визначається за залежністю

$$\beta = \frac{2\pi K}{T}, \quad (4.70)$$

Де  $T$  – крок шнека.

Для визначення висоти  $l$  розташування точки контакту коренеплоду з поверхнею шнека (т. 1) над прутками полотна (рис. 4.19 б) попередньо визначається відстань  $h$  від центру головки коренеплоду до поверхні прутків.

Залежність кута  $\alpha$ , який охоплює лінію, що з'єднує точку контакту коренеплоду з прутком і вертикальною віссю має вигляд

$$\alpha = \arcsin\left(\frac{z}{2r + d}\right), \quad (4.71)$$

де  $z$  – відстань між осями двох суміжних прутків;  $d$  – діаметр прутка;  $r$  – радіус головки коренеплоду.

Враховуючи, що  $h = r \cos \alpha$ , а також рівняння (4.71) залежність для визначення  $h$  прийме вигляд

$$h = r \cos \left[ \arcsin \left( \frac{z}{2r + d} \right) \right]. \quad (4.72)$$

Початковий кут  $\beta_0$  розташування лінії, що з'єднує центр шнека і т. 1, до вертикальної площини, яка проходить через центр шнека визначається за залежністю

$$\cos \beta_0 = \frac{R_s + S - l}{R_s}, \quad (4.73)$$

де  $s$  – величина зазору між шнеком і поверхнею полотна;  $l$  – відстань від т.1 до поверхні полотна.

Враховуючи, що  $l = h + r \cos \beta_0$ , а також рівняння (4.73) отримаємо

$$\cos \beta_0 = \frac{R_s + S - h - r \cos \beta_0}{R_s};$$

$$\beta_0 = \arccos \left( \frac{R_s + S - h}{R_s + r} \right). \quad (2.74)$$

Також необхідним є виконання умови, щоб кут, який охоплює лінії, що з'єднують центр головки буряку та точки його контакту з прутком і поверхнею шнека зі сторони, протилежної від прутків, був меншим  $180^\circ$ . Це забезпечить відведення коренеплодів в т. 2' ребром шнека без їх пошкоджень.

Враховуючи цю умову, величина зазору між шнеком і поверхнею пруткового полотна визначається за залежністю

$$S = h + r \cos(\alpha + \rho);$$

$$S = h + r \cos \left[ \arcsin \left( \frac{z}{2r + d} \right) + \rho \right], \quad (4.75)$$

де  $\rho$  – кут тертя між поверхнею коренеплоду і гвинтовою поверхнею шнека.

Величина зазору  $S$  є важливим технологічним параметром транспортно-сепаруючої системи, оскільки визначає кількість відсепарованих домішок та втрати кондиційних коренеплодів. Тому необхідно провести аналіз з визначення впливу на зміну його величини конструктивних і кінематичних параметрів відвідного шнека і пруткового полотна.

З урахуванням (4.75) залежність (4.74) прийме вигляд

$$\beta_0 = \arccos \left\{ \frac{R_s + r \cos \left[ \arcsin \left( \frac{z}{2r+d} \right) + \rho \right]}{R_s + r} \right\}. \quad (4.76)$$

Для встановлення взаємозв'язку між параметрами шнека і пруткового полотна визначимо довжину  $L$  переміщення коренеплоду від точки перекриття з поверхнею обертання відвідного шнека (т. 1) до точки його взаємодії з гвинтовим ребром (т. 2') визначається

$$L = R_s \sin \beta_0. \quad (4.77)$$

Враховуючи, що положення т. 1 і т. 2' зміщені в коловому напрямку, величина  $L'$  розраховується з умови

$$L' = L - \left( \sqrt{r^2 - (S-h)^2} - r \sin \beta_0 \right);$$

$$L' = R_s \sin \beta_0 - \sqrt{r^2 - r^2 \cos^2(\alpha + \rho)} + r \sin \beta_0;$$

$$L' = (R_s + r) \sin \beta_0 - r \sin(\alpha + \rho). \quad (4.78)$$

Використовуючи залежності (4.69), (4.70), (4.73), (4.76) і (4.78), співвідношення між конструктивними та кінематичними параметрами транспортера та відвідного шнека визначаються

$$\begin{aligned} \omega = 2\pi V_t \cdot & \left( 1 - \frac{K}{T} - \arccos \left( \frac{R_s + r \cos \left( \arcsin \left( \frac{z}{2r+d} \right) + \rho \right)}{R_s + r} \right) \cdot \frac{1}{360^\circ} \right) \div \\ & \left( (R_s + r) \sin \left( \arccos \left( \frac{R_s + r \cos \left( \arcsin \left( \frac{z}{2r+d} \right) + \rho \right)}{R_s + r} \right) \right) - \right. \\ & \left. - r \sin \left( \arcsin \left( \frac{z}{2r+d} \right) + \rho \right) \right). \quad (4.79) \end{aligned}$$

Попередній аналіз рівняння (4.79) показав, що для гарантованого відведення та уникнення втрат кондиційних коренеплодів, кутова швидкість обертання відвідного шнека повинна знаходитись в межах 90...150 рад/с, що призводитиме до значних вібрацій і руйнувань приводів робочих органів, а також суттєвих пошкоджень коренеплодів

Тому рекомендується застосовувати двозахідний шнек, взаємозв'язок між конструктивними та кінематичними параметрами якого визначається із системи рівнянь

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega = \frac{\pi V_t \left( 1 - \frac{2K}{T} - \frac{\beta_0}{180^\circ} \right)}{(R_s + r) \sin \beta_0 - r \sin(\alpha + \rho)}; \\ \beta_0 = \arccos \left\{ \frac{R_s + r \cos(\alpha + \rho)}{R_s + r} \right\}; \\ \alpha = \arcsin \left( \frac{z}{2r + d} \right). \end{array} \right. \quad (4.80)$$

Величина зазору  $S$  розташування поверхні шнека над прутковим полотном визначається з рівняння (4.75).

Для аналізу системи рівнянь (4.80) першочерговим постало питання встановлення меж абсолютних величин змінних параметрів, які досліджуються.

Враховуючи те, що транспортери коренезбиральних машин є уніфікованими робочими органами із заданою між прутковою відстанню і стандартизованим діаметром прутків, параметри  $z$  і  $d$  приймаємо незмінними, а їх абсолютні значення відповідно становлять:  $z = 0,04$  м і  $d = 0,01$  м.

Враховуючи те, що запропонована транспортно-сепаруюча система повинна забезпечувати відведення кондиційних коренеплодів цукрових буряків, а саме недопущення їх втрат, то, згідно агрономог, мінімальний радіус головки коренеплоду повинен становити 20 мм.

З урахуванням можливості роботи коренезбиральних машин в різних природньо-виробничих умовах (підвищена вологість або твердість ґрунтів), кут тертя-ковзання поверхні відвідного шнека по тілу коренеплоду змінюється в межах  $\rho = 10^\circ \dots 20^\circ$ .



Величина  $K$  змінюється в межах від  $r$  до  $2r$ . В першому випадку врахований варіант, коли хвостова частина коренеплоду занурена між суміжними прутками, а в другому – його тіло розташоване над поверхнею прутків.

Дані фактори є нерегульованими, а тому при виборі раціональних конструктивних і кінематичних параметрів транспортно-сепаруючої системи необхідно враховувати найбільш несприятливі їх значення, при яких втрати кондиційних коренеплодів будуть мінімальними.

Виходячи з міркувань вибору раціональних конструктивних параметрів відвідного шнека та режимів роботи пруткових транспортерів [1, 12, 13] приймаємо межі зміни абсолютних значень параметрів в таких діапазонах:  $R_s = 0,14 \dots 0,22$  м;  $T = 0,16 \dots 0,22$  м;  $V_t = 1,0 \dots 1,5$  м/с;  $K = r \dots 2r$ .

При дослідженні зміни одного параметра інші залишались незмінними і їх абсолютні значення відповідно становили:  $\rho = 15^\circ$ ;  $r = 0,02$  м;  $T = 0,19$  м;  $V_t = 1,25$  м/с;  $R_s = 0,18$  м;  $K = 1,5r$ .

Надання середніх значень даним параметрам є доцільним для встановлення рівня інтенсивності їх впливу, в заданих межах, на кутову швидкість обертання відвідного шнека, тобто якими керованими параметрами варто оперувати. Це забезпечує перетинання всіх графіків у вузловій точці.

Для встановлення процесу взаємодії коренеплоду з еластичним шнеком наведена розрахункова схема, яка зображена на рис. 4.20.

Як зазначено в працях [74-76], найбільш несприятливим, з точки зору проходження цукрових буряків в зазорі між поверхнею полотна транспортера 1 та поверхнею обертання шнека 2, є випадок, коли умовна центральна вісь коренеплоду спрямована перпендикулярно до напрямку руху полотна.

У випадку, коли коренеплід, в проекції на площину  $Oxz$ , перекривається з поверхнею обертання шнека менше величини радіуса головки, він відкидатиметься назад з прокручуванням і незначно підійматиметься над поверхнею полотна.

Це пояснюється тим, що під час взаємодії на коренеплід діятиме момент, ідеалізована сила якого проходить через центр буряку, а плече буде близьким до радіуса головки коренеплоду, який розташовується на поверхні полотна [75].

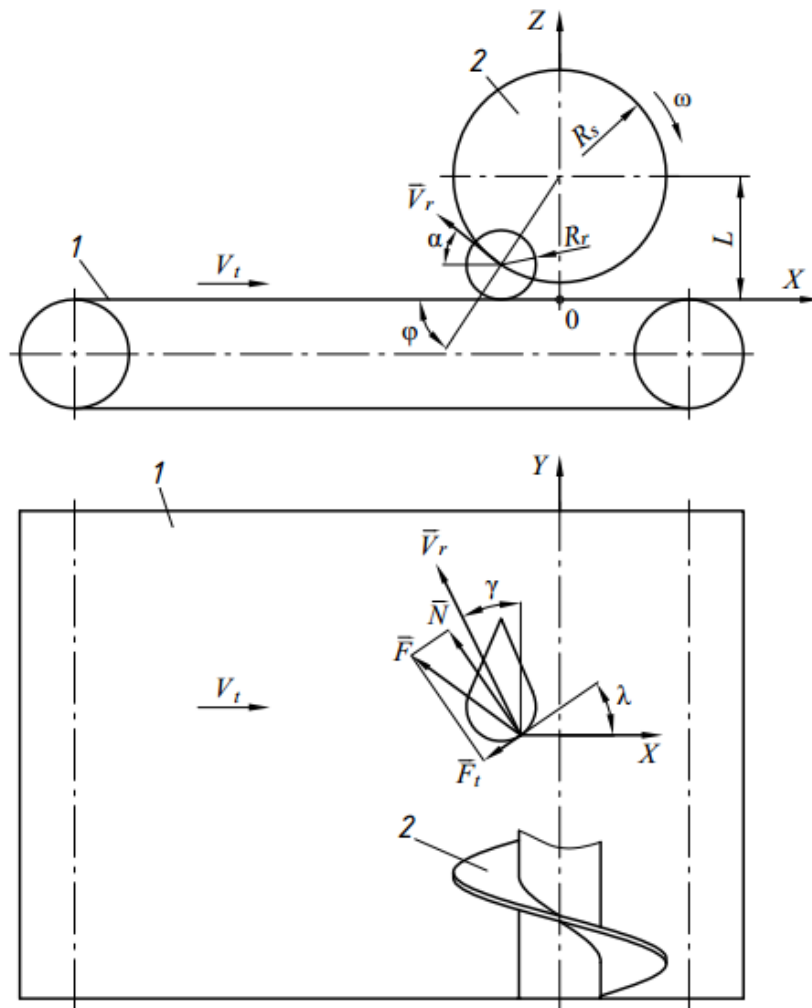


Рис. 4.20. Схема взаємодії відвідного шнека з коренеплодом

Перекриття коренеплоду з поверхнею обертання шнека більше величини радіуса головки є малоймовірним для середніх і крупних коренеплодів, оскільки підбір раціональних конструктивних і кінематичних параметрів робочих органів здійснюється відносно дрібних, кондиційних коренеплодів (діаметр головки 40 мм).

Тому, при проведенні розрахунків приймаємо варіант, коли нормальна сила реакції зі сторони шнека на коренеплід проходить через центральну вісь останнього, а контакт здійснюватиметься з головкою буряку.

При проведенні розрахунків приймаємо наступні допущення: головка коренеплоду має ідеальну півсферу; поздовжніми та поперечними коливаннями полотна нехтуємо, а його поверхню вважаємо ідеально рівною; крок, висота ребра, кут підйому гвинтової лінії шнека є однаковими по всій його довжині; лінійна швидкість транспортера та кутова швидкість обертання шнека є постійними.

Вважатимемо, що коренеплід рухається в горизонтальній площині по поверхні транспортера із швидкістю  $V_t$ , а шнек встановлений перпендикулярно до напрямку руху і обертається з кутовою швидкістю  $\omega$  таким чином, що виштовхує коренеплід вбік і назад. Контакт коренеплоду з шнеком відбувається в момент, коли центр уявної сфери, що описує коренеплід, співпадає з периферійною поверхнею шнека.

Кут підйому гвинтової поверхні на вказаному радіусі в місці контакту визначається

$$\lambda = \operatorname{arctg}\left(\frac{T}{2\pi R}\right), \quad (4.81)$$

де  $T$  – крок шнека;  $R$  – радіус уявного кола в місці контакту коренеплоду із шнеком ( $R \leq R_s$ );  $R_s$  – радіус шнека.

Кут між горизонталлю і лінією, що з'єднує центри проєкцій сфери коренеплоду та осі шнека, визначається

$$\varphi = \operatorname{arcsin}\left(\frac{L - R_r(1 - \sin \lambda)}{R}\right), \quad (4.82)$$

де  $L$  – висота розташування осі шнека над транспортером;  $R_r$  – радіус коренеплоду.

На коренеплід з боку шнека діє реакція  $N$  та сила тертя  $F_{fr} = Nf$ , направлені, відповідно, по нормалі до гвинтової поверхні та по дотичній до неї у напрямку обертання шнека ( $f$  – коефіцієнт тертя).

При контакті коренеплоду із рухомою гвинтовою поверхнею шнека відбувається зміна напрямку та величини швидкості коренеплоду, що призводить до його відкидання в бік від дії сумарної сили реакції  $N$  та сили тертя  $F_{fr}$ . Швидкість  $V_r$  вильоту коренеплоду складається із двох частин – із швидкості  $V_1$ , рівної проєкції лінійної швидкості точки контакту шнека на напрямок вектора сумарної сили, та швидкості  $V_2$  відбитого коренеплоду від поверхні умовно нерухомого шнека за рахунок наявності початкової швидкості транспортування  $V_t$  з врахуванням коефіцієнта відбиття  $K_v$ .

Вектор  $\vec{V}'_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix}$  визначається напрямком рівнодійної сили опору

еластичного шнека

$$\vec{F} = \vec{N} + \vec{F}_{fr} = \begin{pmatrix} X_F \\ Y_F \\ Z_F \end{pmatrix}. \quad (4.83)$$

Для визначення напрямку векторів застосуємо матриці повороту відносно осей  $X$  та  $Y$ , відповідно, на кути  $\lambda$  та  $\varphi$

$$M_\lambda = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \lambda & -\sin \lambda \\ 0 & \sin \lambda & \cos \lambda \end{pmatrix}; \quad (4.84)$$

$$M_\varphi = \begin{pmatrix} \cos \varphi & 0 & -\sin \varphi \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \varphi & 0 & \cos \varphi \end{pmatrix}. \quad (4.85)$$

Тоді відповідні вектори визначатимуться через матриці повороту. Вектор рівнодійної сили опору шнека є рівним

$$\vec{F} = M_\varphi M_\lambda \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ Nf \end{pmatrix}. \quad (4.86)$$

Вектор швидкості точки контакту шнека з коренеплодом

$$\vec{V}_s = \begin{pmatrix} X_s \\ Y_s \\ Z_s \end{pmatrix} = M_\varphi \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega R \end{pmatrix}. \quad (4.87)$$

Модуль швидкості викидання коренеплодів

$$V_1' = V_s \cos \beta, \quad (4.88)$$

де  $\beta$  – кут між векторами  $\vec{V}_1'$  і  $\vec{V}_s'$ , рівний куту між векторами  $\vec{F}$  і  $\vec{V}_s'$ , який визначається з відомої умови косинуса кута між двома векторами

$$\cos \beta = \frac{X_F X_s + Y_F Y_s + Z_F Z_s}{\sqrt{X_F^2 + Y_F^2 + Z_F^2} \sqrt{X_s^2 + Y_s^2 + Z_s^2}}. \quad (4.89)$$

Для визначення вектора швидкості вильоту  $\vec{V}'_1$  знайдемо направляючий вектор сили  $\vec{F}$  одиничної довжини

$$\vec{\mu} = \frac{\vec{F}}{N\sqrt{1+f^2}}, \quad (4.90)$$

де в знаменнику записаний модуль вектора  $\vec{F}$ .

Тоді величина вектора швидкості вильоту коренеплоду  $\vec{V}_1$  визначиться як добуток одиничного направляючого вектора  $\vec{\mu}$  на модуль величини швидкості точки контакту шнека з коренеплодом у його проекції на вісь цього вектора

$$\vec{V}_1 = \begin{pmatrix} X_1 \\ Y_1 \\ Z_1 \end{pmatrix} = \vec{\mu}\omega R_s \cos\beta = \frac{\vec{F}\omega R_s \cos\beta}{N\sqrt{1+f^2}} = \frac{\omega R_s \cos\beta}{N\sqrt{1+f^2}} M_\varphi M_\lambda \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ Nf \end{pmatrix}. \quad (4.91)$$

Швидкість коренеплоду за рахунок «дзеркального» відбиття від поверхні шнека  $\vec{V}_2 = \begin{pmatrix} X_2 \\ Y_2 \\ Z_2 \end{pmatrix}$  визначається із умови рівності кутів падіння та відбивання, а також умови компланарності цих векторів з вектором нормалі до поверхні шнека в місці контакту.

Умова компланарності зазначених векторів визначається рівністю нулю їх мішаного добутку (відповідного визначника)

$$\begin{vmatrix} X_2 & Y_2 & Z_2 \\ X_N & Y_N & Z_N \\ V_t & 0 & 0 \end{vmatrix} = 0, \quad (4.92)$$

де вектор нормалі до поверхні шнека у місці контакту визначається залежністю

$$\begin{pmatrix} X_N \\ Y_N \\ Z_N \end{pmatrix} = M_\varphi M_\lambda \begin{pmatrix} 0 \\ N \\ 0 \end{pmatrix}. \quad (4.93)$$

Умова рівності кутів падіння та відбивання після відповідних перетворень запишеться у вигляді

$$\frac{X_2 X_N + Y_2 Y_N + Z_2 Z_N}{\sqrt{X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2}} = -X_N. \quad (4.94)$$

При відбиванні від поверхні шнека з врахуванням коефіцієнта відбиття модуль швидкості  $\vec{V}_2$  набуває значення

$$V_2 = K_V V_t = \sqrt{X_2^2 + Y_2^2 + Z_2^2}. \quad (4.95)$$

Сумарна швидкість вильоту коренеплоду визначається як векторна сума двох швидкостей

$$\vec{V}_r = \begin{pmatrix} X_r \\ Y_r \\ Z_r \end{pmatrix} = \vec{V}_1 + \vec{V}_2 = \begin{pmatrix} X_1 + X_2 \\ Y_1 + Y_2 \\ Z_1 + Z_2 \end{pmatrix}. \quad (4.96)$$

На основі значення вектора швидкості  $\vec{V}_r$  обчислюємо вертикальний  $\alpha$  та горизонтальний  $\gamma$  кути вильоту та проекцію довжини траєкторії польоту  $S_L$  коренеплоду

$$\alpha = \arctg\left(\frac{Z_r}{\sqrt{X_r^2 + Y_r^2}}\right);$$

$$\gamma = \arctg\left(\frac{X_r}{Y_r}\right);$$

$$S_L = \frac{V_r^2 \sin 2\alpha}{g} = \frac{(X_r^2 + Y_r^2 + Z_r^2) \sin 2\alpha}{g}. \quad (4.97)$$

Використовуючи вищезазначені формули, для аналізу та оптимізації конструкції шнекового транспортера була створена програма обчислень швидкостей, кутів вильоту та довжини траєкторії при викиданні коренеплодів для різних кінематичних та геометричних параметрів розглянутої системи.

На рис. 4.21 - 4.24 представлено відповідні розрахункові графічні залежності вертикального та горизонтального кутів вильоту коренеплоду  $\alpha$  і  $\gamma$ , швидкості вильоту коренеплоду  $V_r$  та дальності його

польоту  $S_L$  від зміни основних конструктивних та фізичних параметрів транспортно-сепаруючої системи, а саме: кроку шнека  $T$ , кутової швидкості його обертання  $\omega$ , радіуса периферійної поверхні шнека  $R_s$ , лінійної швидкості транспортування коренеплоду до моменту його контакту з ребром шнека  $V_t$ , коефіцієнту тертя коренеплоду об поверхню шнека  $f$ , радіуса головки коренеплоду  $R_r$  та коефіцієнта його відбиття від ребра шнека  $K_V$ .

Аналіз графічних залежностей, які представлено на рис. 4.21 свідчить, що керованими домінуючими факторами, які впливають на вертикальний кут  $\alpha$  вильоту коренеплоду є величина радіуса  $R_s$  периферійної поверхні шнека, а також значення величини його кроку  $T$ .

Інші керовані фактори, а саме кутова швидкість обертання відвідного шнека  $\omega$ , лінійна швидкість  $V_t$  транспортування коренеплоду до моменту його контакту зі шнеком та коефіцієнт відбиття коренеплоду від ребра шнека  $K_V$  не мають суттєвого впливу на вертикальний кут  $\alpha$  викидання коренеплоду відвідним шнеком.

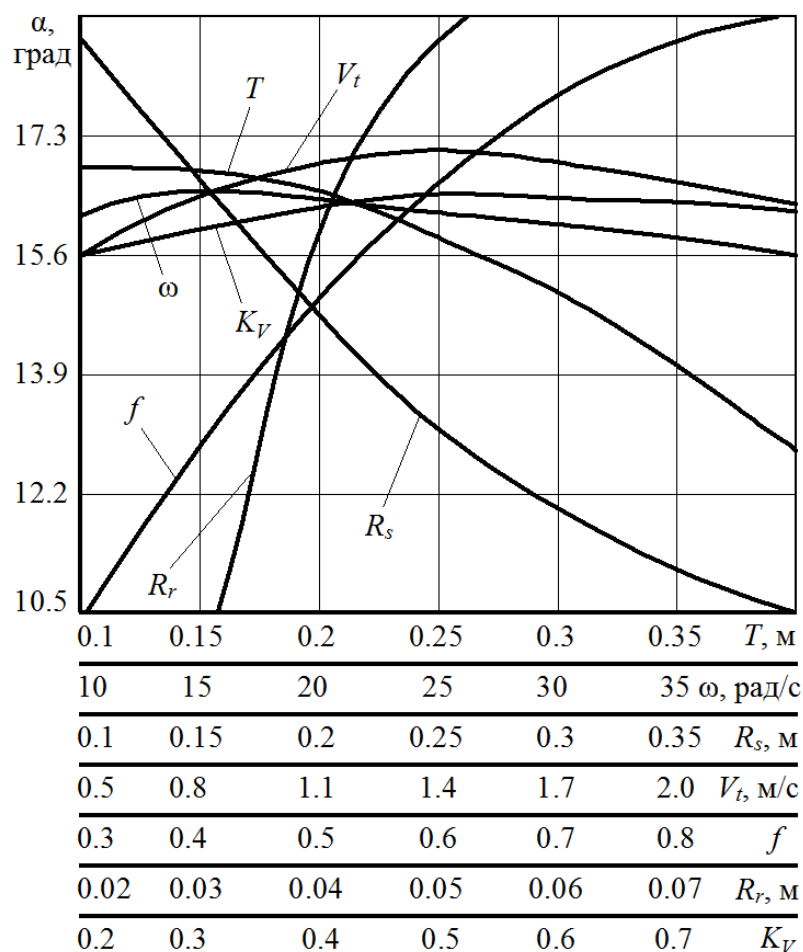


Рис. 4.21. Залежності вертикального кута  $\alpha$  вильоту коренеплоду від параметрів  $T, \omega, R_s, V_t, f, R_r$  і  $K_V$

При цьому варто зазначити, що некеровані фактори, а саме радіус головки коренеплоду  $R_r$  та коефіцієнт тертя коренеплоду об поверхню шнека  $f$  мають суттєвий вплив на кут  $\alpha$  відвідним шнеком, зростання величини яких призводить до зростання значення кута  $\alpha$ .

Аналізуючи графічні залежності (рис. 4.22), можна констатувати, що домінуючими факторами, які впливають на кут  $\gamma$  є крок шнека  $T$  та лінійна швидкість горизонтального транспортеру  $V_t$ .

Зростання величини  $T$  спричиняє зменшенню значення кута  $\gamma$ . При цьому, збільшення лінійної швидкості транспортування коренеплоду  $V_t$  навпаки сприяє зростанню величини кута  $\gamma$ .

Від'ємний знак при куті  $\gamma$  вказує на те, що коренеплід відкидається в протилежному до осі  $OX$  напрямку.

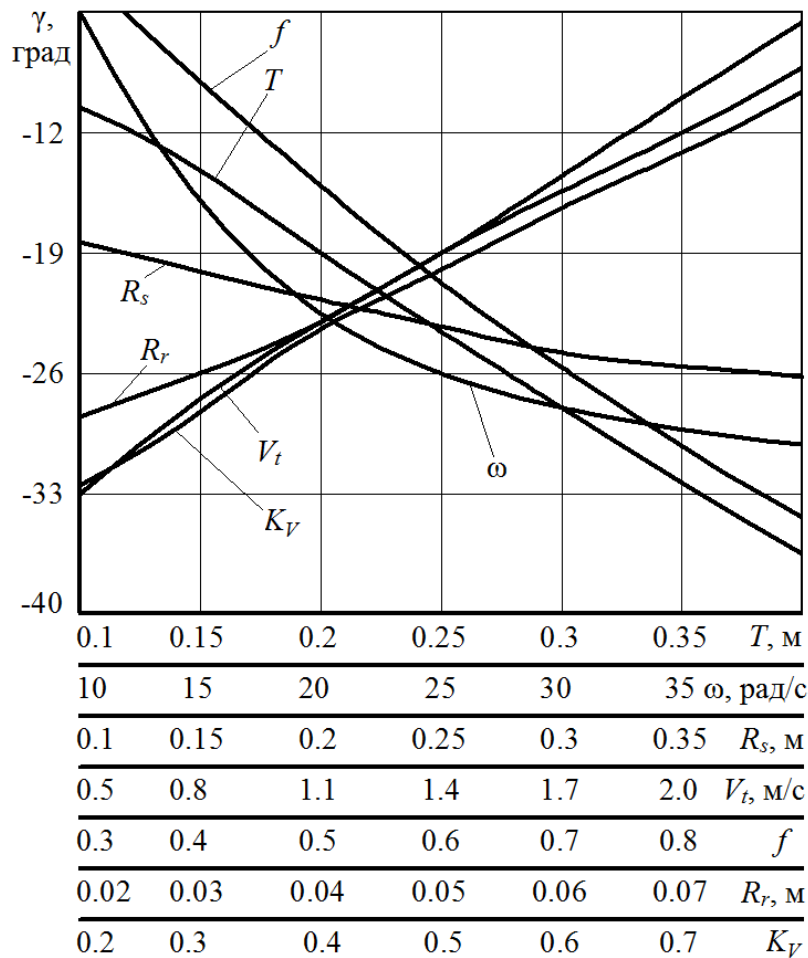


Рис. 4.22. Залежності горизонтального кута  $\gamma$  вильоту коренеплоду від параметрів  $T, \omega, R_s, V_t, f, R_r$  і  $K_V$

На відміну від попередніх факторів, які характеризуються фактично лінійними залежностями впливу на кут  $\gamma$ , кутова швидкість обертання шнека  $\omega$ , при її зростанні в межах від 10 до 25 рад/с



призводить до різкого збільшення абсолютної величини кута  $\gamma$ , а в подальшому її вплив на кут  $\gamma$  не має суттєвого значення.

Збільшення величини радіуса периферійної поверхні відвідного шнека  $R_s$  призводить до незначного зростання модуля кута  $\gamma$ .

Стосовно некерованих факторів, то підвищення вологості ґрунту та відповідно зменшення величини коефіцієнту тертя  $f$  суттєво впливає на збільшення модуля кута  $\gamma$ , в той час як зростання радіуса головки коренеплоду  $R_r$  та коефіцієнта його відбиття від ребра шнека  $K_v$  навпаки призводять до зменшення модуля кута  $\gamma$ .

З аналізу графічних залежностей впливу різних факторів на швидкість вильоту коренеплоду  $V_r$ , які представлено на рис. 4.23, можна констатувати, що на неї має суттєвий вплив лише зростання величини радіуса периферійної поверхні відвідного шнека  $R_s$ . Кутова швидкість  $\omega$  обертання шнека призводить до збільшення величини  $V_r$ , в той час коли інші фактори не мають значного впливу на зміну значення  $V_r$ .

Як і в попередньому випадку, суттєвий вплив на дальність польоту коренеплоду  $S_L$  (рис. 4.24) мають лише кутова швидкість  $\omega$  обертання відвідного шнека та радіус його зовнішньої поверхні  $R_s$ .

На основі аналізу результатів проведених теоретичних досліджень характеру руху коренеплодів після їх взаємодії з відвідним шнеком встановлено, що зростання кроку шнека від 0,1 до 0,4 м призводить до зменшення кута  $\alpha$  (від  $17^\circ$  до  $12^\circ$ ) і збільшення кута  $\gamma$  (від  $-10^\circ$  до  $-37^\circ$ ).

На основі аналізу результатів проведених теоретичних досліджень характеру руху коренеплодів після їх взаємодії з шнеком встановлено, що зростання кроку відвідного шнека від 0,1 до 0,4 м призводить до зменшення кута  $\alpha$  (від  $17^\circ$  до  $12^\circ$ ) і збільшення кута  $\gamma$  (від  $-10^\circ$  до  $-37^\circ$ ).

В діапазоні зростання кроку шнека  $T$  збільшується швидкість вильоту коренеплоду  $V_r$  і, відповідно, дальність його польоту  $S_L$ .

Дальність польоту коренеплодів повинна знаходитись в межах 0,2...0,6 м. При  $S_L < 0,2$  м сепарація коренеплодів є неефективною, внаслідок незначного струшуючого ефекту при їх взаємодії з полотном.

При  $S_L > 0,6$  м коренеплоди вдарятимуться в щитки машини, що призводитиме до підвищення їх пошкоджень.

Зростання коефіцієнта тертя  $f$  спричиняє збільшення дальності польоту коренеплоду. Однак його максимальні значення  $f = 0,8...0,9$  не призводитимуть до перевищення  $S_L$  більш як 0,5 м.

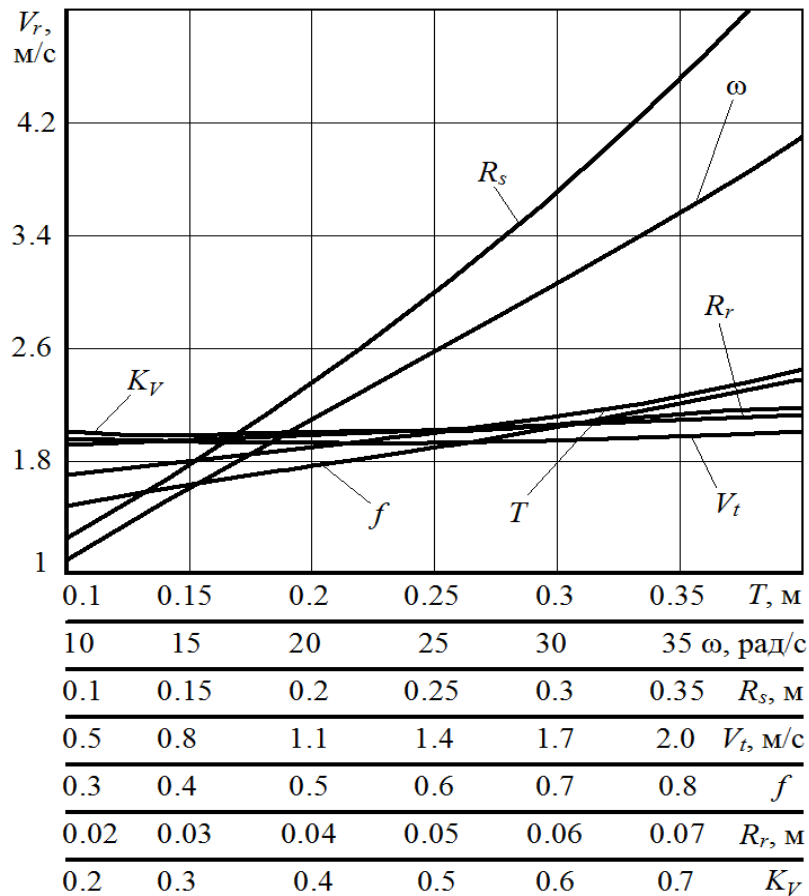


Рис. 4.23. Графічні залежності:  $V_r = f(T, \omega, R_s, V_t, f, R_r \text{ і } K_V)$

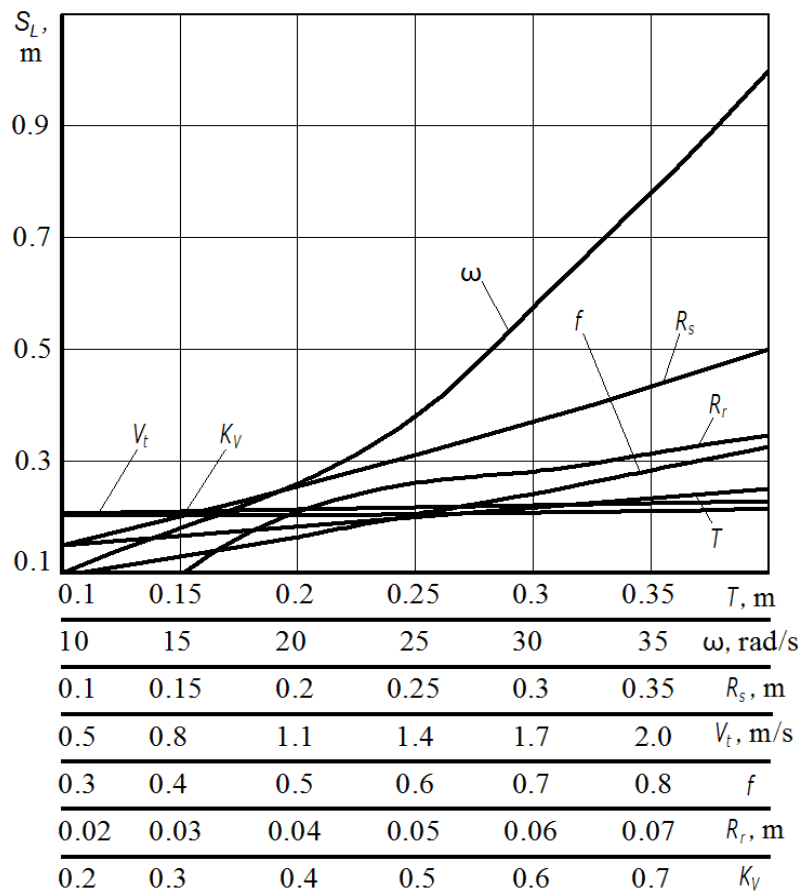


Рис. 4.24. Графічні залежності:  $S_L = f(T, \omega, R_s, V_t, f, R_r \text{ і } K_V)$

## РОЗДІЛ 5

### РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ

#### 5.1. Результати досліджень ударної взаємодії коренеплодів та їх імітаторів з робочими органами очисників

Згідно методики, що наведена в підрозділі 2.3 на стенді, принципова схема якого зображена на рис. 2.9, проведені попередні експериментальні дослідження з визначення впливу швидкості ударної взаємодії між поверхнею робочого органу та коренеплодом, при різних варіантах його орієнтації [16, 18].

Для цього підбирались коренеплоди з масою близько 0,6 кг. Дослідження проводились для центральних і бокових, а також прямих і косих ударів коренеплодів в поверхню робочого органу, згідно схем, які наведені в таблиці 2.2. При цьому, радіус півсферичної поверхні робочого органу становив 5 мм.

Метою даних досліджень було встановлення співвідношення між глибиною пошкодження тіла коренеплоду при прямому та косому ударах відповідно.

Експерименти проводились 20-ти кратній повторюваності, після чого здійснювалась статистична обробка отриманих даних з визначенням середнього квадратичного відхилення  $\sigma$  та коефіцієнту варіації  $\nu$  в кожній тоці.

Графічні залежності глибини пошкодження тіла коренеплоду  $h_k$  від швидкості ударної взаємодії  $V$  з поверхнею робочого органу при різних варіантах розташування коренеплоду в момент удару зображено на рис. 5.1.

Аналізуючи наведені графічні залежності можна констатувати, що виникненні прямого (центрального) удару, при швидкості ударної взаємодії коренеплоду з поверхнею очисного робочого органу в межах  $V = 4,43 \dots 4,5$  м/с призводить до збільшення глибини пошкодження тіла коренеплоду приблизно у 3,2...3,6 разів у порівнянні з косим (боковим) ударом.

В загальному випадку, виникнення центральних ударів коренеплодів з поверхнями робочих органів у порівнянні з боковими, призводить до збільшення глибини пошкодження тіла коренеплоду в 1,12...1,28 рази.

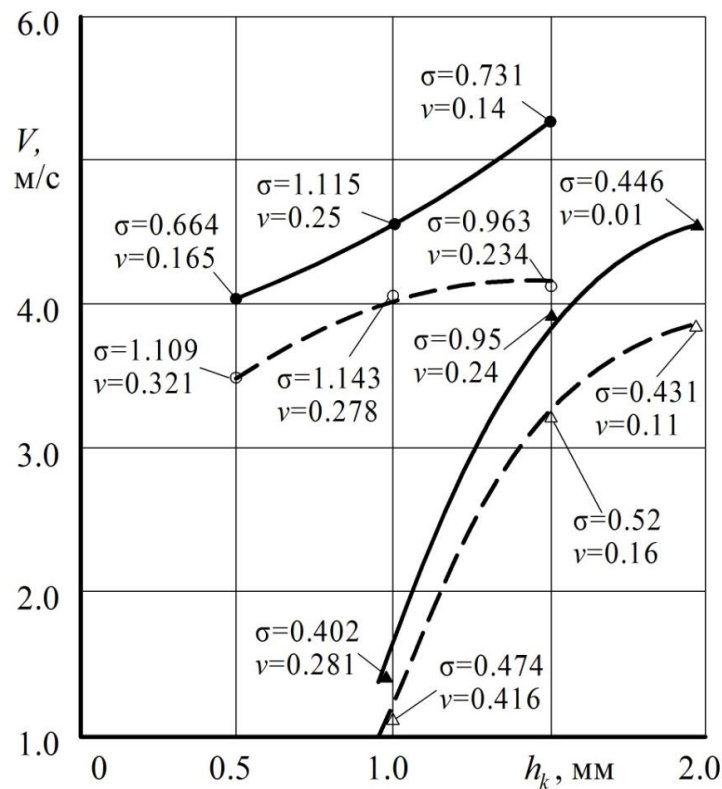


Рис. 5.1. Графічні залежності глибини пошкодження тіла коренеплоду  $h_k$  від швидкості ударної взаємодії  $V$  з поверхнею робочого органу при різних варіантах розташування коренеплоду:

— — — — — центральний удар; — — — — — боковий удар;  
 $\blacktriangle$   $\triangle$  — косий удар;  $\bullet$   $\circ$  — прямий удар

Для більш повного аналізу ступеня пошкодження тіла коренеплоду, був проведений багатфакторний експеримент, з врахуванням висоти його вільного падіння ( $h$ ), радіусу кривизни поверхні робочого органу ( $r$ ) та маси коренеплоду ( $m$ ).

У спрощеному варіанті, при обробці результатів експерименту отримано рівняння лінійної регресії глибини пошкодження тіла коренеплоду  $h_k$

$$h_k = -3.7 + 4,4h + 57,4r + 13,1m - 930,8rm. \quad (5.1)$$

Зміна величин факторів визначалась такими числовими полями:  $0,5 \leq h_k \leq 1,5$  (м);  $0,005 \leq r \leq 0,011$  (м);  $0,4 \leq m \leq 1,2$  (кг).

На основі проведеної статистичної обробки отриманих результатів встановлено, що в тій чи іншій мірі, всі фактори є домінуючими, а тому для зниження ступеня травмування коренеплодів (та подібних коренебульбоплодів), який впливає на глибину пошкодження їх тіла є жорсткість (еластичність) робочої поверхні.

Також, на основі запропонованої методики дослідження глибини пошкоджень тіла коренеплодів на основі розробленого імітатора, яка викладена в підрозділі 2.2, здійснено оцінку ступеня пошкоженості коренеплодів технологічними органами коренезбиральних машин у робочому та холостому режимі.

На основі аналізу фону плям контакту на внутрішній обгортці імітатора (рис. 2.4) встановлено, що ступінь пошкодження коренеплодів при холостому режимі роботи коренезбиральної машини КС-6Б в 1,35...1,4 рази є вищим, ніж при робочому.

Під холостим режимом роботи розуміється те, що коренеплід (імітатор) переміщається по робочих органах машини один.

При робочому режимі роботи імітатор переміщається в потоці вороху коренеплодів, що зменшує кількість безпосередніх його взаємодій із сепаруючими, транспортуючими органами та щитками.

Тому, при модернізації транспортно-сепаруючих робочих органів коренезбиральних машин в лабораторних умовах достатньо пропустити імітатор по її робочих органах і з урахуванням співвідношення між ступенем травмування коренеплодів при холостому та робочому режимах (1,35...1,4) можна здійснити попередню оцінку ступеня «агресивності» модернізованих робочих органів.

За кількістю та фоном плям контакту можна провести порівняльний аналіз, яким чином зміна тих чи інших конструктивно-кінематичних параметрів сепаруючих робочих органів буде впливати на ступінь пошкодження коренеплодів.

На основі проведених досліджень при застосуванні пластичного імітатора побудовано рівняння регресії залежності діаметру  $D_i$ , його zdeформованої частини, від змінних параметрів.

Факторне поле змінних параметрів знаходилось в таких межах: висота вільного падіння імітатора на поверхню сепаруючого робочого органу –  $1 < h < 2$  (м); крутильна жорсткість –  $0,5 < C_\phi < 3,5$  ( $10^3$ Нм/рад); обертовий момент інерції сепаруючого робочого органу –  $0,04 < J < 0,1$  (кг·м<sup>2</sup>)

$$D_i = 23,07 + 11,8h + 0,002 C_\phi + 66,7 J. \quad (5.2)$$

Встановлено, що максимальний вплив на величину  $D_i$  має висота падіння коренеплоду на робочу поверхню, далі значення  $C_\phi$ , а найменше впливає величина  $J$ .

## 5.2. Результати досліджень роботи транспортера з поворотними скребками

Відповідно до запропонованої у другому розділі розрахункової схеми процесу доочищення коренеплодів на прутковому полотні з поворотними скребками розроблена конструкція скребкового транспортера-доочисника [77, 78].

Загальний вигляд транспортера зображено на рис. 5.2. Він містить раму 2, на якій встановлені ведучий 4 і ведений 1 барабани, котрі охоплює пруткове полотно 3 з поворотними скребками. Несуча гілка пруткового полотна опирається на опорні ролики 5, а холоста гілка підтиснута натяжними регульованими роликами 6.

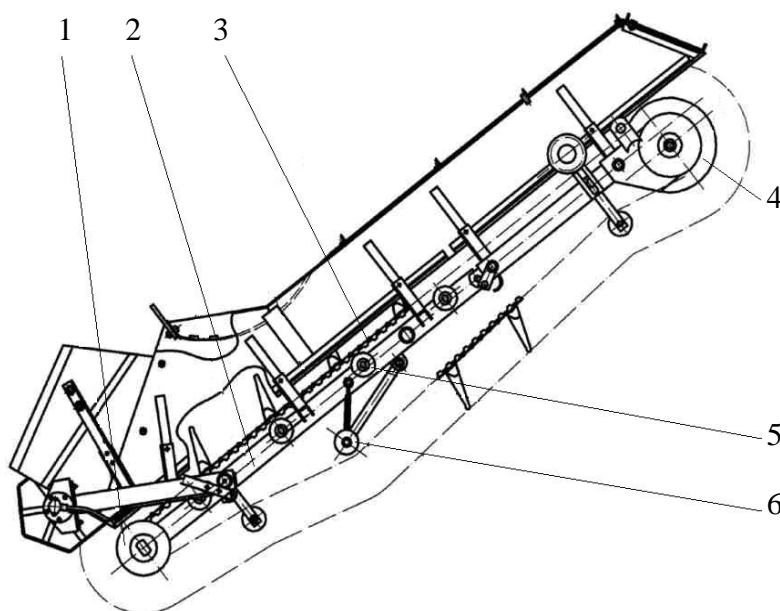


Рис. 5.2. Загальний вигляд доочисного пруткового транспортера коренеплодів з коливними скребками

Схема механізму провертання скребків для викидання коренеплодів на пруткове полотно зображена на рис. 5.3. Пруткове полотно, з певним кроком, обладнане скребками 3, збоку яких закріплені кулачки 13. В процесі переміщення скребкового полотна кулачки періодично контактують з опорним елементом 5, який з можливістю переміщення у напрямку перпендикулярному до площини пруткового полотна 2 і фіксації свого положення встановлено на рамі 1 за допомогою кронштейна 4. Переміщення опорного елемента дозволяє безступінчасто змінювати кут миттєвого провертання скребків від максимального значення до нуля.

В одній площині з поздовжньою віссю опорного елемента знизу, під несучою гілкою пруткового полотна 2 встановлено один з опорних роликів 6, який виключає прогинання полотна при взаємодії кулачка з опорним елементом і відповідно забезпечується гарантоване провертання групи скребоків.

Особливість конструкції скребоків 3 полягає у тому, що прутки 7 полотна 2 охоплюють зовнішні скоби 8, до яких, за допомогою болтів 9 і гайок 10, прикріплені внутрішні пластини 11, які впираються в нижню поверхню сусіднього прутка. До поверхні зовнішніх скоб приєднані пальці 12 і кулачок 13.

Скребки 3 у напрямку переміщення пруткового полотна 2 підтиснуті пружиною кручення 14, а кут їх нахилу до пруткового полотна в процесі зворотного провертання скребоків із зовнішніми скобами обмежений внутрішніми пластинами 11.

В процесі роботи скребки пруткового полотна, в зоні веденого барабана, захоплюють коренеплоди і транспортують їх у напрямку вивантаження.

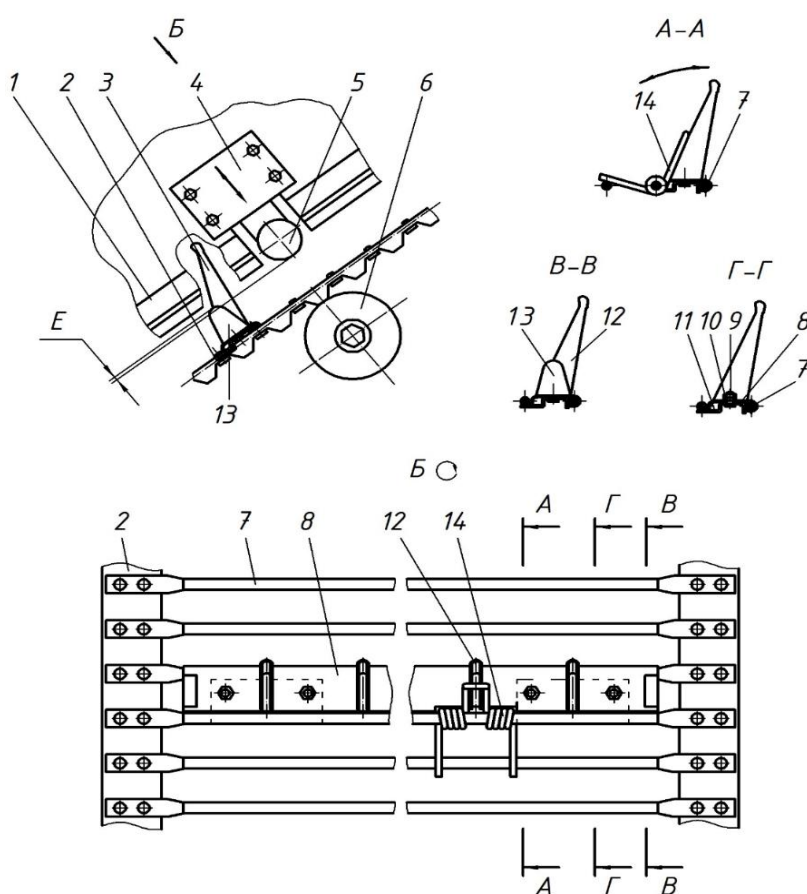


Рис.5.3. Конструктивна схема механізму провертання скребоків для викидання коренеплодів на пруткове полотно

При підході скребків 3 до опорного елемента 5 за умови наявності перекриття  $\Delta$  відбувається його взаємодія з поверхнею кулачка 13. Це призводить до провертання скребків 3 навколо осі прутка 7, з одночасною деформацією пружини 14, на певний кут, який визначається величиною перекриття  $\Delta$  і положенням виходу із зачеплення кулачка 13 відносно опорного елемента 5. Далі, під дією сили пружини 14 скребок 3 з коренеплодами здійснюють зворотній рух до контакту задньої частини внутрішньої пластини 11 із сусіднім прутком 7 полотна 2. При цьому, коренеплоди, під дією сил інерції, викидаються вперед на прутки 7 полотна 2.

Дана ударна взаємодія з пружними прутками 7 призводить до очищення коренебульбоплодів шляхом їх струшування, а також перекошування у зворотному напрямку до повторного ударного контакту із пальцями 12 скребків 3, що також сприятиме додатковому очищенню поверхні коренеплодів від налиплого ґрунту.

Переміщення опорного елемента 5 в бік полотна 2 збільшує величину перекриття  $\Delta$ , а отже і кут провертання скребка, що дозволяє підвищити інтенсивність сепарації коренебульбоплодів. При зміщенні опорного елемента 5 від полотна 2 зменшується величина перекриття  $\Delta$ , а отже і кут провертання скребків, що дозволяє зменшити інтенсивність додаткового впливу на коренебульбоплоди, аж до повного його виключення, якщо такий вплив не потрібен, наприклад при сприятливих умовах збирання. Це дозволить знизити енерговитрати на реалізацію технологічного процесу та пошкодження коренебульбоплодів.

Таким чином, зміною величини перекриття  $\Delta$  досягається регулювання інтенсивності процесу доочищення коренеплодів. Даний спосіб регулювання є досить простим, оскільки опорний елемент розташовується збоку, на рамі транспортера і оператор дискретно або безступінчасто (в залежності від конструктивного рішення) може змінювати величину  $\Delta$ .

Розташування в одній площині опорного елемента 5 та опорного ролика 6 виключить можливість прогинання пруткового полотна 2 в даній зоні в момент контакту опорного елемента з поверхнею кулачка.

На рис. 5.4 зображено загальний вигляд розташування опорного ролика і поворотних скребків доочисного транспортера в процесі транспортування та доочищення коренеплодів.





Рис. 5.4. Загальний вигляд розташування опорного ролика

Для проведення експериментальних досліджень розроблено стенд, будова та принцип роботи якого описані в розділі 2.

На рис. 5.5 представлена фотографічна розкадровка проведених дослідів з визначення траєкторії та дальності польоту коренеплодів, на основі яких побудовані відповідні залежності.

Досліди для конкретних параметрів проводились у п'ятикратній повторюваності, а відповідно точки, які вказані на графіках є їх середньозваженими значеннями.

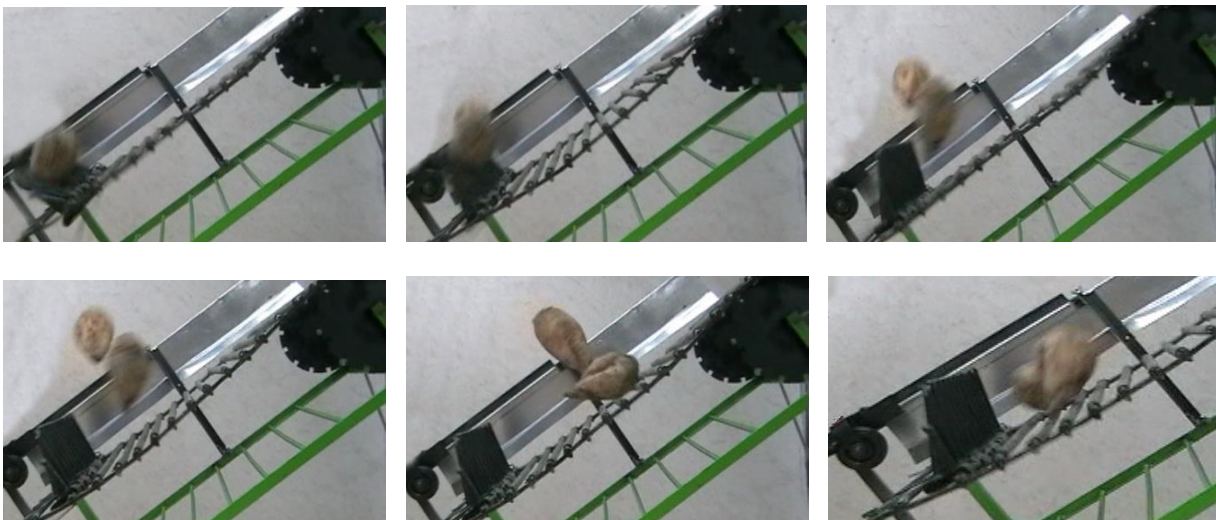


Рис. 5.5. Фотографічна розкадровка проведених дослідів з визначення траєкторії та дальності польоту коренеплодів

На рис. 5.6 і 5.7 зображено графічні залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси коренеплодів  $m$  для різних випадків їх розташування.

З аналізу залежностей, які зображено на рис. 5.6 встановлено, що зростання маси коренеплодів у вищезазначених межах призводить до зменшення їх дальності польоту.

Зростання кута нахилу транспортера від  $40^\circ$  до  $50^\circ$  призводить до збільшення абсолютної величини  $L$  на 7,4 %...2,1 % для вказаного діапазону зміни кута  $\beta$ .

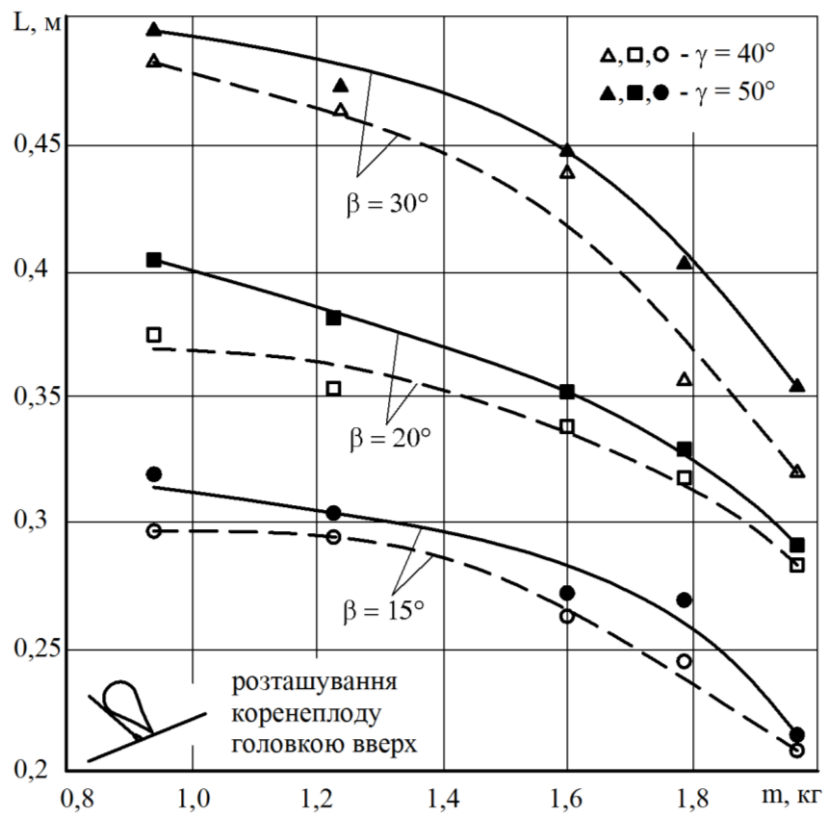


Рис. 5.6. Залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси коренеплодів  $m$  при розташуванні коренеплоду головою вгору

З проведених досліджень встановлено, що найбільший вплив на дальність польоту коренеплодів має кут  $\beta$ , далі за інтенсивністю впливу – маса коренеплодів  $m$  і найменше на величину  $L$  впливає кут нахилу транспортера до горизонту  $\gamma$ .

Аналогічні дослідження проведені при розташуванні коренеплодів на скребках головою вниз. Таке розташування спричиняє зменшення відстані центра мас коренеплодів відносно осі провертання скребоків і відповідно зменшення абсолютної величини  $L$ .

На рис. 5.7 зображено графічні залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси коренеплодів  $m$  при розташуванні коренеплоду головою вниз.

Їх аналіз показує, що тенденція зміни  $L$  в загальному зберігається, у порівнянні з попереднім випадком, однак її значення суттєво менші ніж при розташуванні коренеплодів головою доверху.

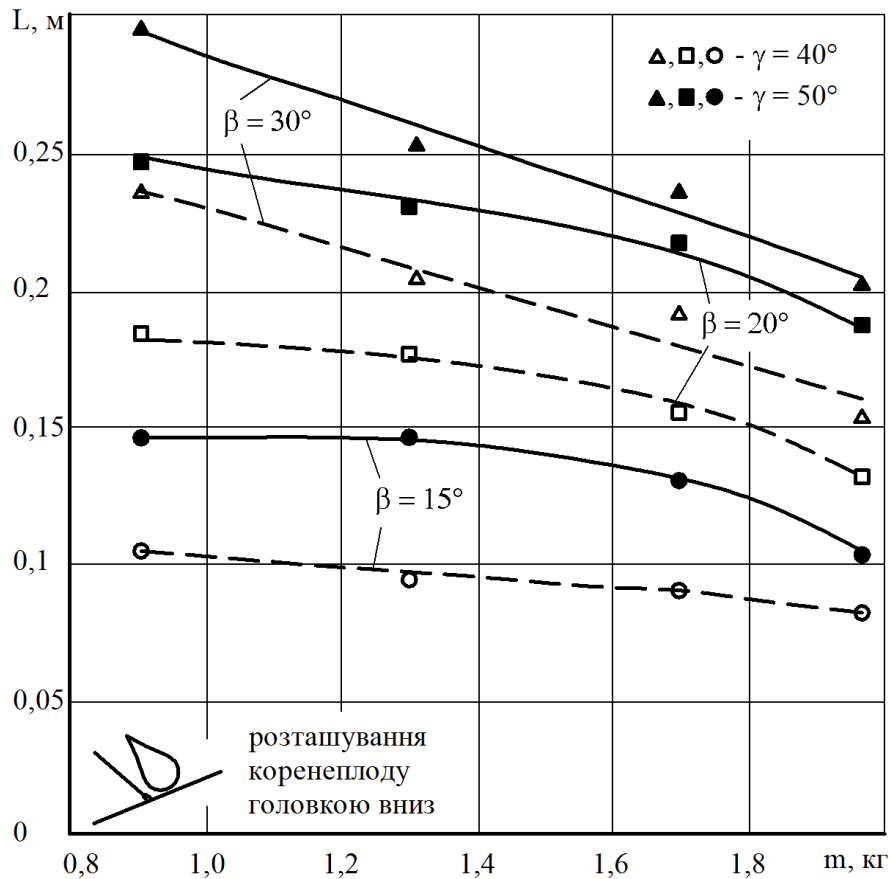


Рис. 5.7. Залежності дальності польоту коренеплодів  $L$  до їх повторної взаємодії з прутковим полотном від маси коренеплодів  $m$  при розташуванні коренеплоду головою вниз

Для кута нахилу транспортера до горизонту  $\gamma = 40^\circ$  збільшення маси коренеплоду від 0,92 до 1,96 кг призводить до зменшення  $L$  на 34 % при  $\beta = 30^\circ$ ; на 27,7 % при  $\beta = 20^\circ$ ; на 23,8 % при  $\beta = 30^\circ$ .

Зростання кута  $\gamma$  від  $40^\circ$  до  $50^\circ$  призводить до збільшення величини  $L$  на 29,7 %...18,6 % при зміні кута  $\beta$ , що значно перевищує отримані значення в порівнянні з попередньо розглянутим випадком.

Збільшення кута  $\beta$  від  $15^\circ$  до  $30^\circ$  для найменшої маси коренеплодів, які досліджували ( $m = 0,92$  кг), призводить до зростання абсолютної величини  $L$  в 2,19 рази.

Для максимальної маси коренеплодів ( $m = 1,96$ кг) зміна  $\beta$  у зазначеному діапазоні спричиняє зростання величини  $L$  в 1,95 рази.

Побудовано рівняння регресії для визначення пошкоджень тіла коренеплодів при їх взаємодії з прутковим полотном

$$\begin{aligned}
 \Pi = & -3,88 + 4,68m + 0,22\beta + 0,08\gamma - 0,067m\gamma - 0,003\beta\gamma - \\
 & - 0,11m\beta + 0,003m\beta\gamma.
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

Факторне поле зміни конструктивних і технологічних параметрів транспортно-очисної системи мало такі межі:  $15 < \beta < 35$  (град);  $0,8 < m < 1,6$  (кг);  $30 < \gamma < 50$  (град).

Поверхні відгуку залежностей пошкодження коренеплодів  $\Pi$  від різних факторів зображено на рис. 5.8.

Максимальний вплив на величину  $\Pi$  має кут  $\beta$ , далі  $m$  і найменший вплив має кут  $\gamma$ .

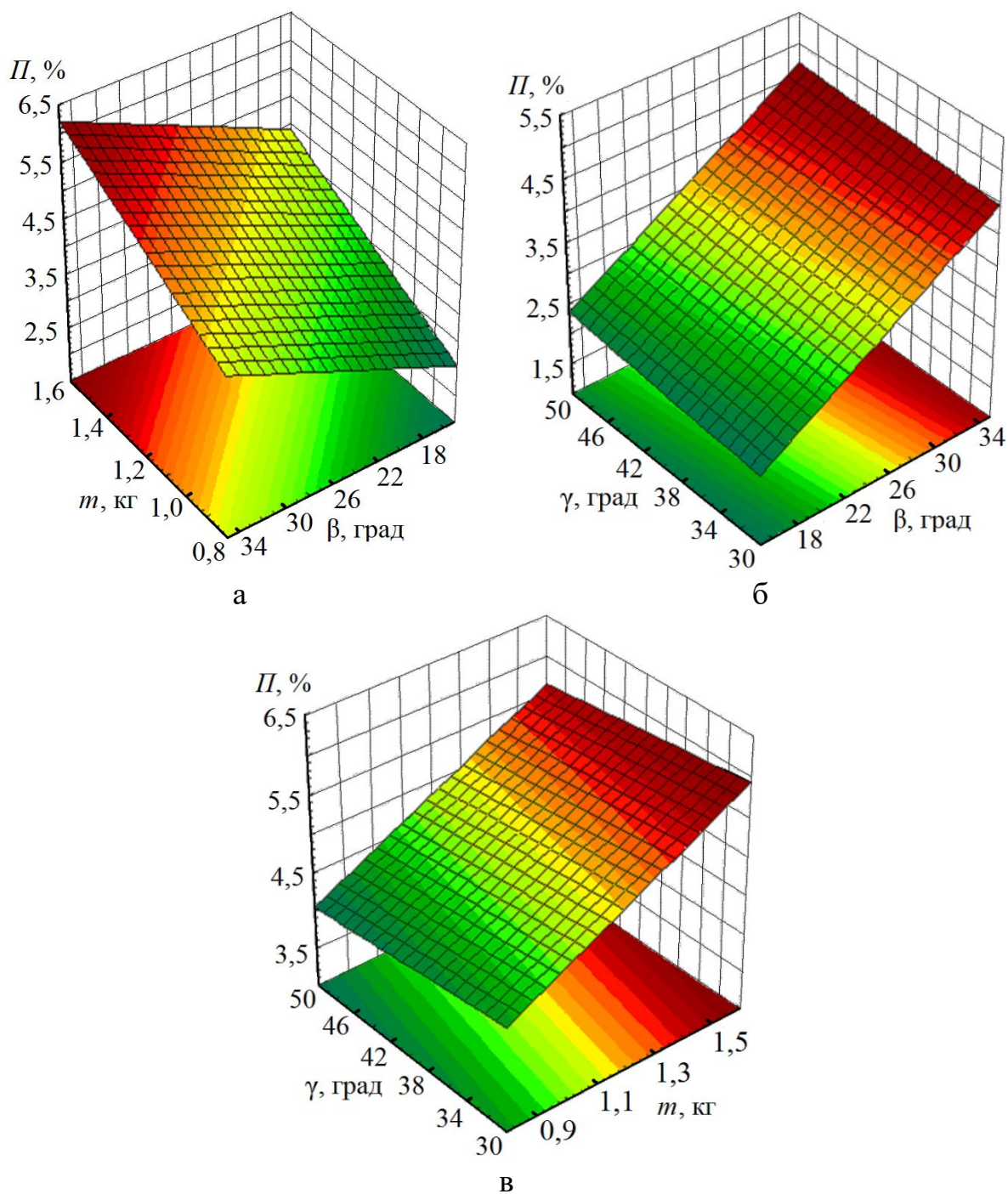


Рис. 5.8. Поверхні відгуку функціональних залежностей: а –  $\Pi = f(m, \beta)$  при  $\gamma = 50^\circ$ ; б –  $\Pi = f(\beta, \gamma)$  при  $m = 0,8$  кг; в –  $\Pi = f(m, \gamma)$  при  $\beta = 35^\circ$



### 5.3. Результати досліджень роботи транспортера з коливними скребками

Конструктивна схема скребкового транспортера-сепаратора коренеплодів зображена на рис. 5.9. Він складається з рами 2, на якій встановлені ведений 1 і привідний 8 барабани, що охоплюються прутковим полотном 7, яке обладнане скребками 6.

Активуючі елементи виконані у вигляді двох роликів 3, котрі закріплені на планках 4. Планки 4 встановлені шарнірно на кронштейнах 5 з можливістю зміни та фіксації кута  $\alpha$  їх розташування. Перший за напрямком руху транспортування ролик встановлений відносно полотна зверху, а другий – знизу. Привід транспортера здійснюється від трансмісії бурякозбиральної машини через редуктор 9.

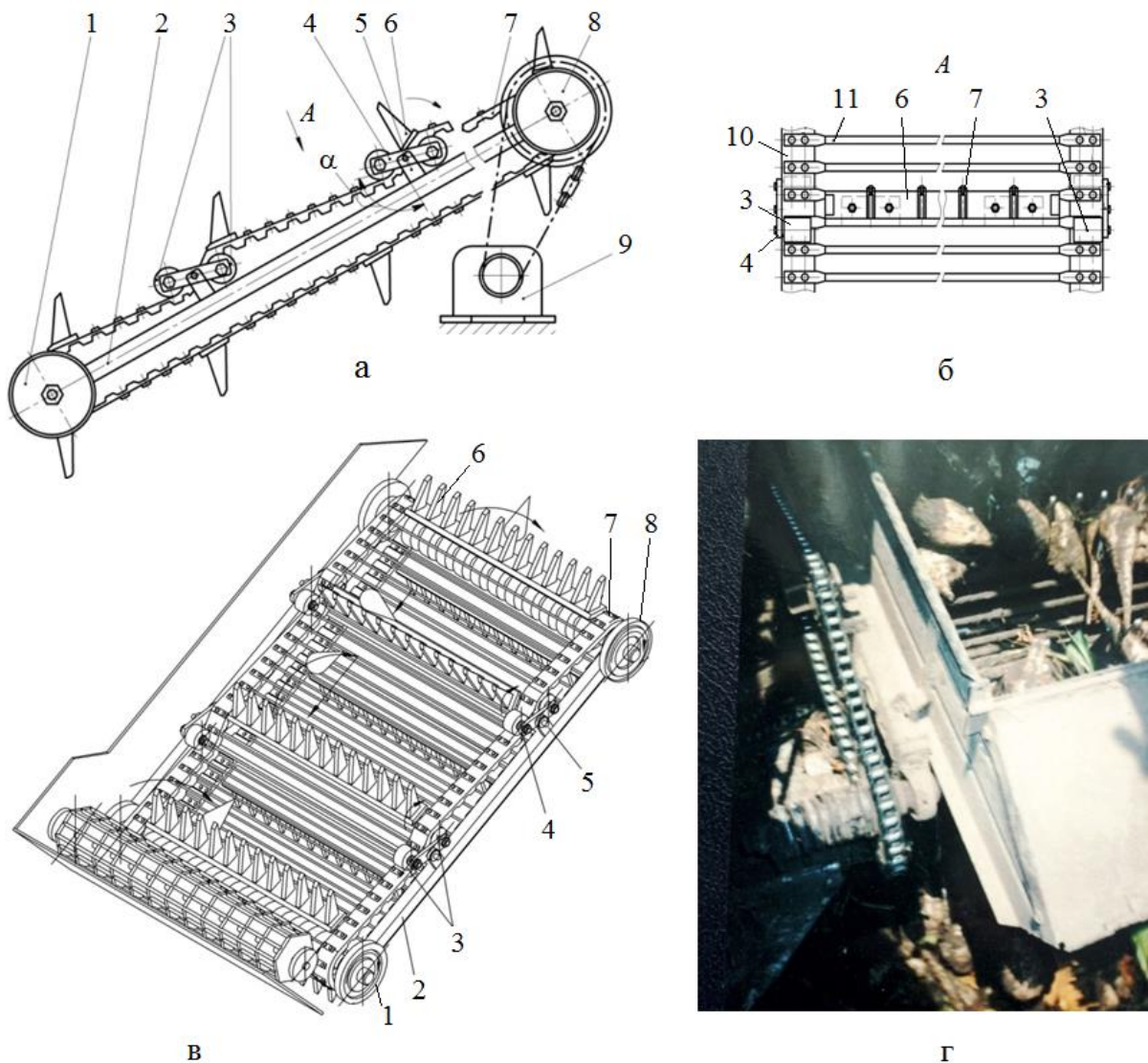


Рис. 5.9. Конструктивна схема скребкового транспортера-сепаратора коренеплодів: а – загальний вигляд; б – вид по А; в – вигляд у форматі 3D; г – загальний вигляд транспортера-сепаратора

Пруткове полотно 7 транспортера-сепаратора виконане на базі двох бокових гумово-тросових пасів 10, які з'єднані між собою прутками 11 (рис. 5.9 б).

У процесі роботи групи скребків в момент проходження зони, у якій розміщені пари роликів, здійснюють коливний рух, що призводить до викидання коренеплодів на прутки полотна, ударної взаємодії між ними та перекочування коренеплодів по полотну у зворотному напрямку (рис. 5.9 в). Це сприяє додатковому доочищенню та сепарації коренеплодів.

Відстань вільного польоту коренеплодів фіксували за допомогою знімальної апаратури як для потоку вороху, так і для окремих коренеплодів різних розмірів при змінних конструктивно-кінематичних параметрах скребкового транспортера-сепаратора.

Проведені дослідження дали можливість провести порівняння отриманих результатів теоретичних і експериментальних досліджень щодо відстані вільного польоту коренеплоду  $L_f$  після його відриву від поверхні скребка до повторного контакту із скребками пруткового полотна.

Також проведені експериментальні дослідження з визначення глибини  $D$  пошкодження тіла коренеплоду в залежності від швидкості його ударної взаємодії  $V_{src}$  з різними радіусами прутків  $R_b$  полотна та змінної маси коренеплоду  $m$ .

Дослідження проводились на установці, детальний опис якої та методика проведення експериментальних досліджень наведені в розділі 2.

Швидкість ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна  $V_{src}$  визначали шляхом їх вільного падіння до контакту з поверхнею прутків полотна з різної висоти  $h$ :  $V_{src} = \sqrt{2gh}$ , де  $g$  – прискорення вільного падіння.

Такі дослідження дали змогу встановити максимально можливу швидкість  $V_{src}$  ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна виходячи з критичної глибини пошкодження їх тіла. Тоді, виходячи з критичної величини  $V_{src}$ , накладаються обмеження на діапазон зміни значень конструктивно-кінематичних параметрів скребкового транспортера-сепаратора, які забезпечать якісне доочищення коренеплодів при мінімальних їх пошкодженнях.

За результатами проведених експериментальних досліджень отримано рівняння регресії залежності глибини пошкодження тіла коренеплоду цукрового буряку ( $D$ , мм) в залежності від його маси  $m$  та швидкості  $V_{src}$  його ударної взаємодії з прутками полотна та величини радіусу прутка  $R_b$

$$D = -1.52 - 0.47V_{src} + 0.71m + 0.89R_b + 0.36mV_{src} + 0.01R_bV_{src} - 0.16mR_b + 0.11V_{src}^2 - 0.05m^2 - 0.08R_b^2 \quad (5.4)$$

Факторне поле при побудові поверхонь відгуку визначалось таким діапазоном зміни параметрів:  $0,8 < V_{src} < 2,8$  м/с;  $5 < R_b < 7$  мм;  $0,5 < m < 1,5$  кг.

На рис. 5.10 наведено поверхні відгуку залежностей глибини пошкодження коренеплоду ( $D$ , мм) від параметрів робочого органу ( $V_{src}$ , м/с;  $R_b$ , мм;  $m$ , кг).

Аналіз поверхонь рівняння регресії та поверхонь відгуку показує, що домінуючий вплив на глибину пошкодження тіла коренеплоду має швидкість ударної взаємодії  $V_{src}$ .

Далі за інтенсивністю впливу на величину  $D$  є величина радіусу прутків полотна  $R_b$ .

Радіус головки коренеплоду цукрового буряку  $R_{rc}$ , в зазначених межах (та відповідно його маса), не мають суттєвого впливу на глибину пошкодження його тіла.

Проведені дослідження спрямовані на часткове вирішення проблеми збереження родючого шару сільськогосподарських земель, які полягають в максимальному відділенні налиплого на поверхнях коренеплодів ґрунту при їх мінімальному пошкодженні, що забезпечить можливість їх зберігання перед переробкою.

Раціональними конструктивно-кінематичними параметрами можна вважати наступні їх межі  $V = 1...1,5$  м/с;  $\gamma \leq 60^\circ$ ;  $R_r = 0,03...0,05$  м;  $\Delta = 0,006...0,01$  м;  $l = 0,2...0,4$  м;  $\beta \approx 5^\circ$ .

При різних ґрунтово-кліматичних умовах та врожайності коренеплодів цукрових буряків регульовані параметри можуть змінюватись оператором, а при більш сприятливих умовах їх збирання дана транспортно-очисна система може бути вимкнена шляхом зворотного повертання пари роликів.

Проведений аналіз показав, що розходження отриманих даних теоретичних і експериментальних досліджень з визначення відстані вільного польоту коренеплодів  $L_f$  знаходиться в межах 12...16 %.

Такі значення свідчать про достатню кореляцію проведених досліджень, однак при теоретичних розрахунках досить складно врахувати усі фактори, які впливають на процес викидання коренеплодів цукрових буряків скребками пруткового полотна транспортно-сепаруючої системи коренезбиральної машини при їх коловому повертанні.

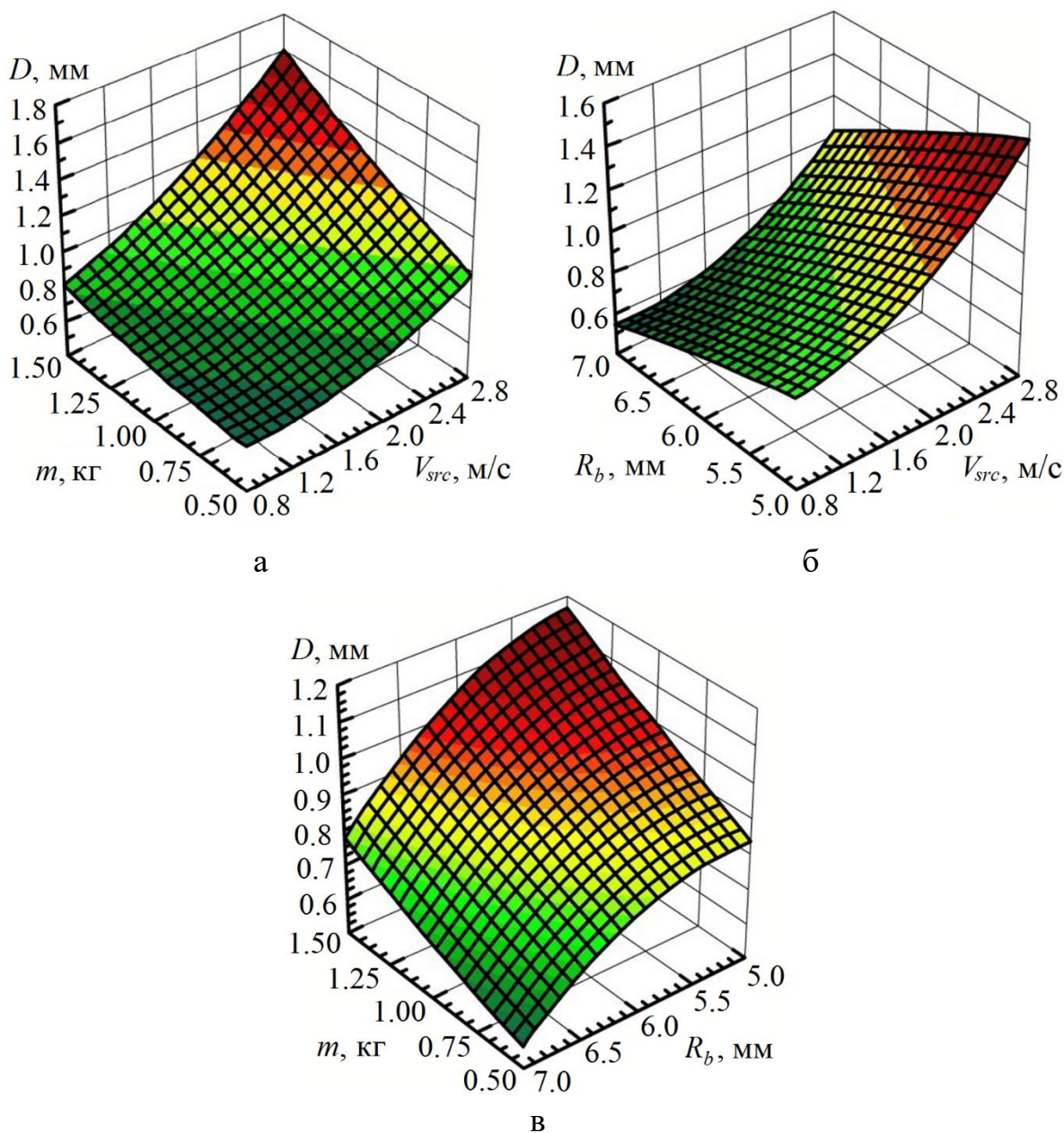


Рис. 5.10. Поверхні відгуку функціональних залежностей:  
 а –  $D = f(m, V_{src})$ ; б –  $D = f(R_b, V_{src})$ ; в –  $D = f(m, R_b)$



#### **5.4. Результати досліджень відділення домішок дволанковим прутковим транспортером**

Експериментальні дослідження з визначення втрат, пошкоджень та забрудненості коренеплодів проводились на доочисному транспортері в компоновці зі скребковим завантажувальним транспортером, схема регулювання параметрів яких зображена на рис. 5.11 а.

Транспортер-сепаратор був встановлений на причіпній трирядковій коренезбиральній машині, опис будови та принцип роботи якої наведено в роботах [62, 65].

Доочисний і завантажувальний транспортери монтуються на рамі 1 коренезбиральної машини.

Вони працюють в парі, здійснюючи переміщення та очищення коренеплодів цукрових буряків.

Доочисний транспортер містить раму, що має верхню 9 і нижню 12 секції, які шарнірно зв'язані між собою.

Основним транспортуючим елементом є полотно 8, яке приводиться у рух привідним валом 7, ведучі барабани якого виконані з пазами для зачеплення зубів полотна.

Підшипникові опори привідного вала кріпляться на рамі 1 з використанням регульованих прокладок 6, які забезпечують можливість змінювати положення доочисного транспортера відносно рами 1 та сепаруючого валу 18.

Таким чином відбувається регулювання зазору  $l$  для дослідження його впливу на якісні показники процесу роботи доочисної системи.

Поворотні 11 та розворотні 16 ролики служать для зміни напрямку руху полотна, а опорні ролики 13 забезпечують надання потрібної форми полотну 8 в зоні переходу коренеплодів з доочисного транспортера на завантажувальний.

Осі опорних роликів 13 кріпляться на боковинах 14, у яких в радіальному до осі барабанів 4 напрямку виконано чотири отвори для зміни величини концентричного зазору  $S$ .

Шляхом вибору відповідних отворів для монтажу осей роликів змінюється величина зазору  $S$  між скребками 2 завантажувального транспортера і полотном 8 доочисного транспортера-сепаратора.

Полотно 8 доочисного транспортера-сепаратора обладнане еластичними активаторами 17 для забезпечення вивантаження на зібрану частину поля відсепарованих домішок ґрунту та рослинних решток. Для фіксації транспортера на рамі коренезбиральної машини, а також зміни кутів  $\varepsilon$  та  $\varphi$  служать гвинтові тяги 10 та 15.

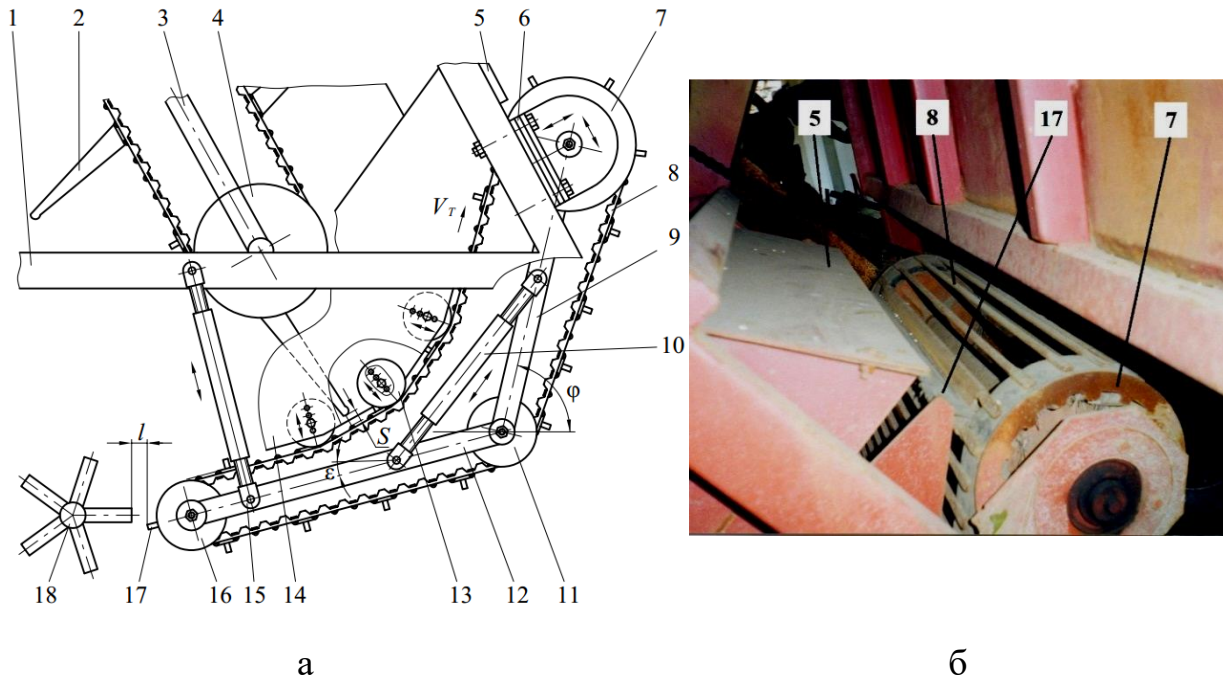


Рис. 5.11. Схема регулювання параметрів доочисного і завантажувального транспортерів (а) та загальний вигляд верхньої секції доочисного транспортера (б)

Завантажувальний транспортер складається з рами 3 та барабанів 4, які охоплює полотно зі скребками 2. Даний транспортер змонтовано на рамі 1 з можливістю його горизонтального зміщення. Кожух 5 призначений для запобігання виносу коренеплодів за межі машини при їх очищенні на вивантажувальній ланці доочисного транспортера.

Приведені експериментальні дані з урахуванням рекомендованих діапазонів кута нахилу нижньої ланки ( $\varepsilon = 10 \dots 24^\circ$ ) та кута нахилу верхньої ланки транспортера ( $\varphi = 50 \dots 80^\circ$ ).

Отримані рівняння регресії для визначення втрат ( $L_r$ ), пошкоджень ( $D_r$ ), та забрудненості ( $W_r$ ) коренеплодів цукрових буряків

$$L_r = 0,074 + 0,007\varepsilon + 0,032\varphi - 0,00024\varphi^2 + 0,00058l^2, \quad (5.5)$$

$$D_r = 4,15 + 0,05\varepsilon - 0,026\varphi - 0,0009\varepsilon S + 0,00025\varphi^2 - 0,00015\varphi S + 0,00012S^2, \quad (5.6)$$

$$W_r = 11,515 + 0,113\varphi - 14,36V_T - 0,05\varepsilon V_T - 0,0008\varphi^2 + 6,25V_T^2. \quad (5.7)$$

На рис.5.12 – 5.14 представлені поверхні відгуку функціональних залежностей  $L_r$ ,  $D_r$  та  $W_r$  коренеплодів цукрових буряків при їх переміщенні в технологічному руслі пруткового транспортера-сепаратора коренезбиральної машини.

З проведеного аналізу поверхонь відгуку втрат коренеплодів  $L_r$  встановлено, що окрім кутів  $\varepsilon$  та  $\varphi$  найбільший вплив на даний показник має величина зазору  $l$ , збільшення якої понад 45 мм призводить до суттєвого зростання втрат коренеплодів.

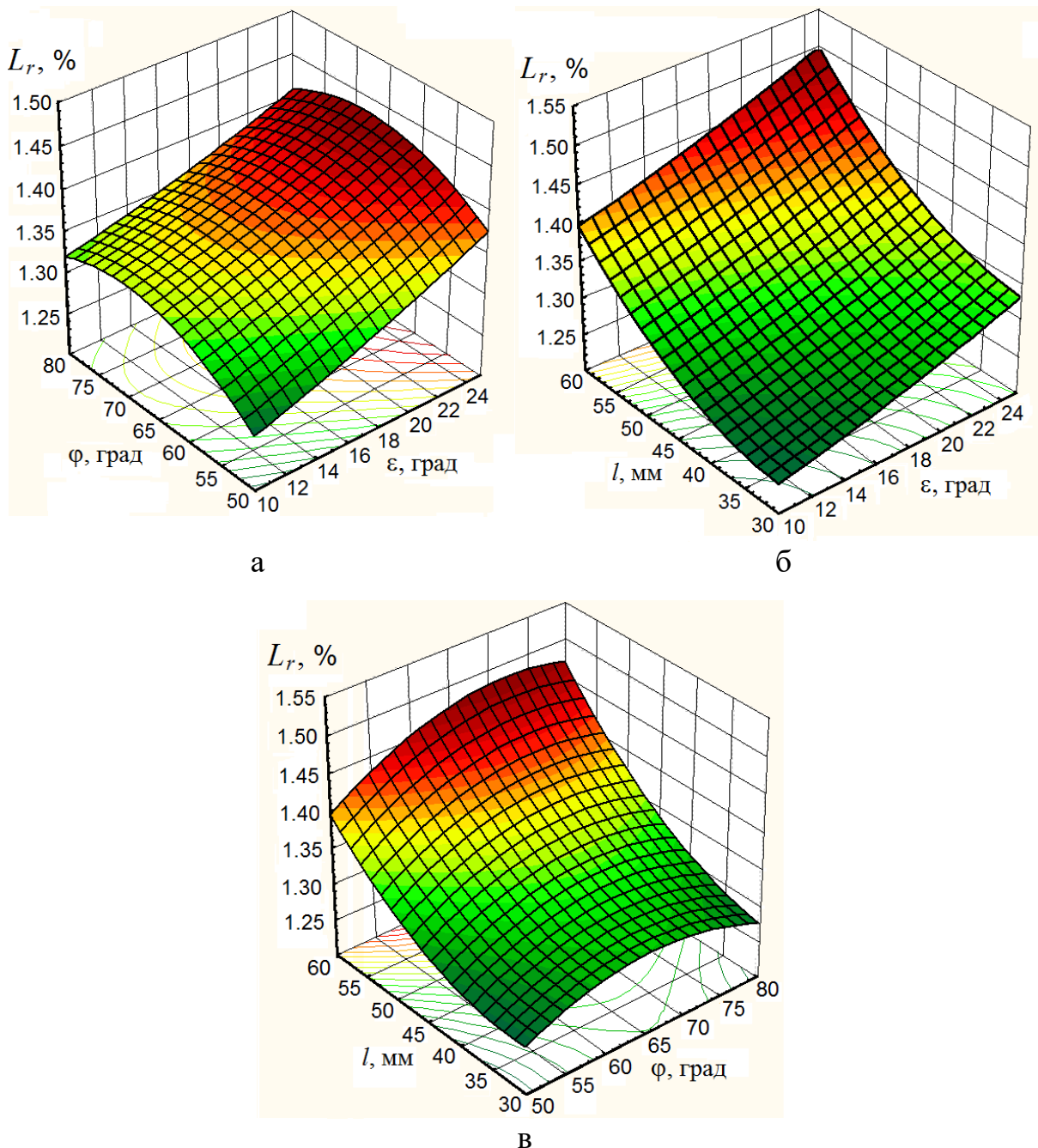


Рис. 5.12. Поверхні відгуку втрат коренеплодів при відповідних функціональних залежностях:

а –  $L_r = f(\varphi, \varepsilon)$ ; б –  $L_r = f(l, \varepsilon)$ ; в –  $L_r = f(l, \varphi)$

На основі аналізу поверхонь відгуку пошкоджень  $D_r$  коренеплодів цукрових буряків встановлено, що окрім кутів  $\varepsilon$  та  $\varphi$  на даний показник впливає величина зазору  $S$ .

Так, при значеннях величини зазору  $S = 50 \dots 60$  мм пошкодження коренеплодів є мінімальними.

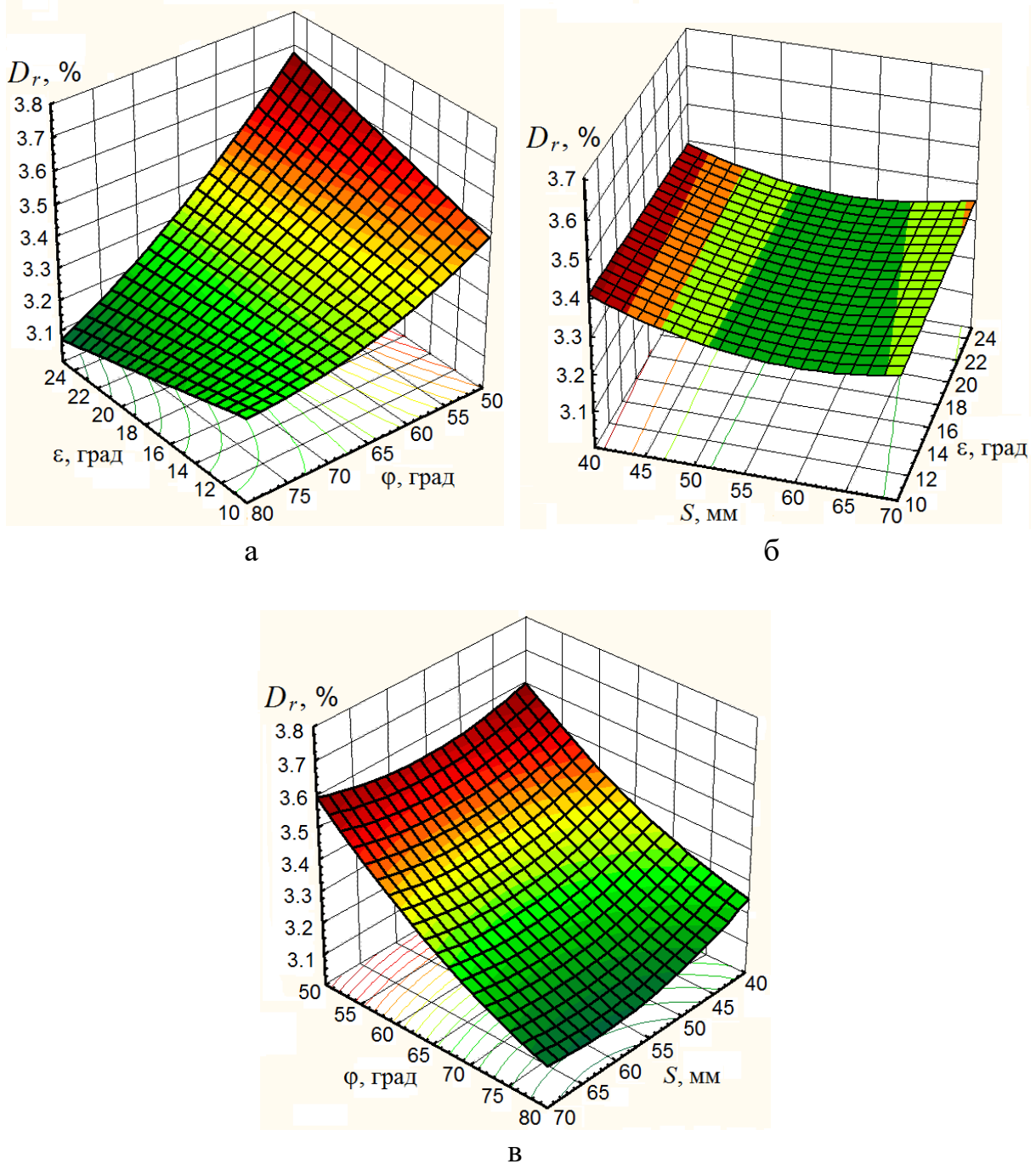


Рис. 5.13. Поверхні відгуку пошкоджень коренеплодів:  
 а –  $D_r = f(\varepsilon, \varphi)$ ; б –  $D_r = f(S, \varepsilon)$ ; в –  $D_r = f(\varphi, S)$

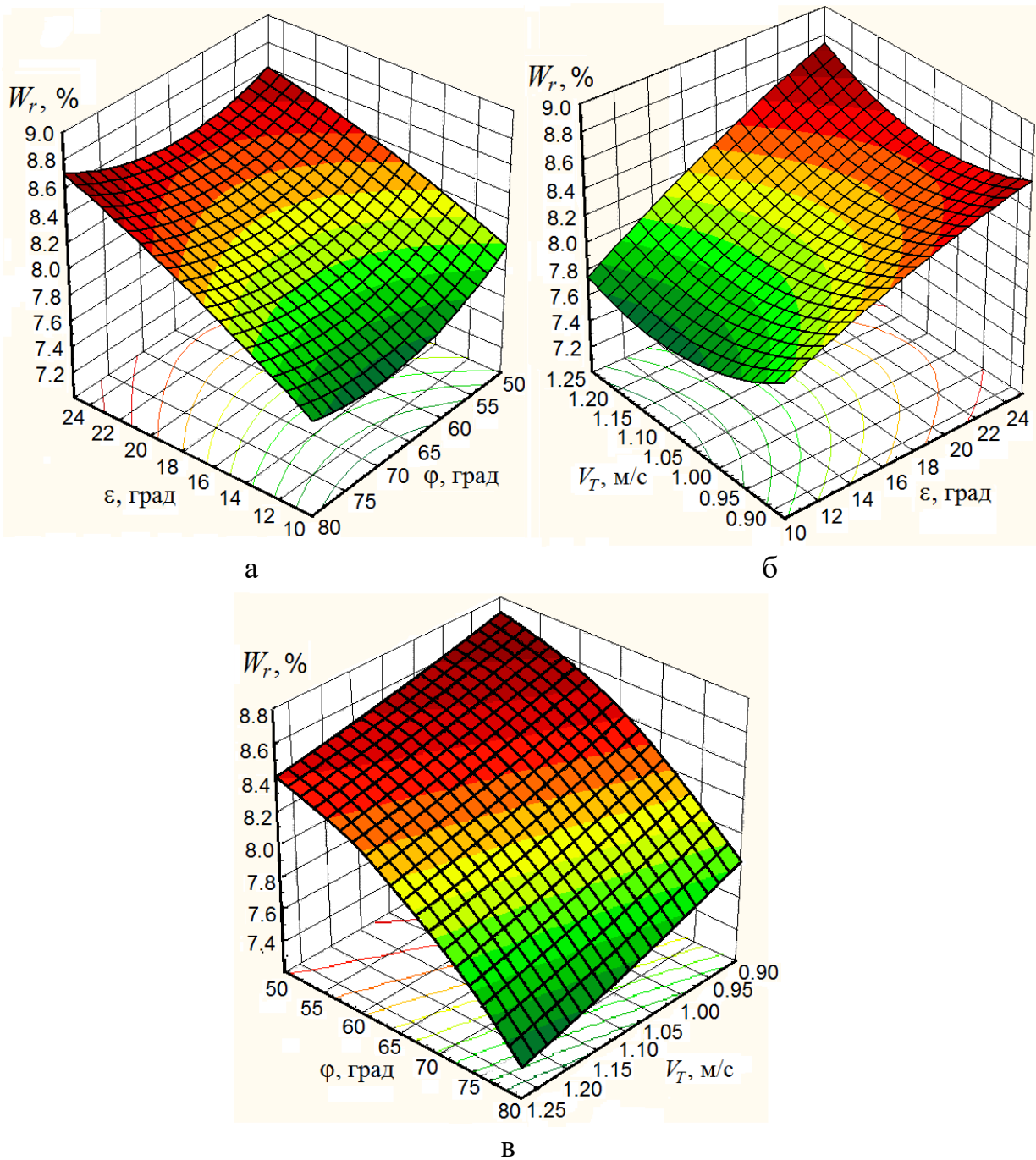


Рис.5.14. Поверхні відгуку забрудненості коренеплодів:  
а –  $W_r = f(\varepsilon, \varphi)$ ; б –  $W_r = f(V_T, \varepsilon)$ ; в –  $W_r = f(\varphi, S)$

З проведеного аналізу поверхонь відгуку функціональної залежності забрудненості коренеплодів цукрових буряків  $W_r$  встановлено, що окрім кутів  $\varepsilon$  та  $\varphi$  на даний показник суттєвий вплив має лише лінійна швидкість полотна  $V_T$ .

Найбільш якісно коренеплоди доочищуються при швидкості транспортера-сепаратора:  $V_T = 1,25$  м/с, що пояснюється активними перекочуванням коренеплодів по поверхні полотна та захоплення активаторами домішок та винесенням їх на зібрану частину поля.



## 5.5. Результати досліджень ступеня відділених домішок при переміщенні коренеплодів криволінійною трасою скребковим транспортером-сепаратором

На основі розрахункової схеми для визначення конструктивних і кінематичних параметрів криволінійного транспортера-сепаратора, яка зображена на рис. 4.4, розроблена його експериментальна модель в компоновці причіпної коренезбиральної машини, загальний вигляд якої наведено на рис. 5.15.



Рис. 5.15. Загальний вигляд криволінійного транспортера-сепаратора коренеплодів: 1 – пруткове полотно; 2 – група скребоків; 3 – бокові диски; 4 – пустотілий вал; 5 – поздовжня решітка

Експериментальні дослідження з визначення маси відсепарованих домішок, які виносяться на зібрану частину поля, проводились згідно методики, яка наведена в розділі 2.

При порівнянні теоретичних і експериментальних досліджень стосовно встановлення переміщення коренеплоду до його контакту з поздовжньою решіткою (встановлення величини зазору  $\Delta$ ) застосовувалось традиційне фото фіксуюче обладнання.

Розбіжність отриманих результатів при встановленні величини  $\Delta$  не перевищувало 17%.

Також були проведені експериментальні дослідження з встановлення маси відсепарованих домішок під поздовжньою решіткою. Отримані дані маси відсепарованих домішок встановлювали при переміщенні коренезбиральної машини на довжині гону 10 м.

При проведенні експериментальних досліджень факторні поля змінних параметрів мали наступні межі:  $V = 1,4 \leq V \leq 1,8$  м/с;  $30^\circ \leq \beta \leq 40^\circ$ ;  $0,1 \leq \Delta \leq 0,16$  м.

На основі статистичної обробки рівняння регресії для встановлення зміни маси відсепарованих домішок має вигляд

$$S_i = -7,46 - 0,98V + 1,01\Delta + 0,58\beta - 0,03V\Delta - 0,1 \cdot 10^{-3}V\beta - 0,67\Delta\beta - 0,5 \cdot 10^{-2}V^2 + 166,7\Delta^2 - 0,4 \cdot 10^{-2}\beta^2. \quad (5.8)$$

Поверхні відгуку маси відсепарованих домішок ґрунту та рослинних решток  $S_i$  наведено на рис. 5.16.

При проведенні статистичної обробки отриманих результатів коефіцієнт детермінації становив  $D = 0,978$ , коефіцієнт кореляції –  $R = 0,963$ , критерій Фішера –  $F = 82,399$ , стандартне відхилення оцінки результатів –  $S = 0,193$ .

На основі проведеного аналізу рівняння регресії та поверхонь відгуку встановлено, що максимальний вплив на величину  $S_i$  має кут  $\beta$ . Далі за інтенсивністю впливу на значення  $S_i$  йде величина зазору  $\Delta$ . Швидкість полотна транспортера має зворотній характер, і мінімально впливає на ступінь відділення домішок ґрунту та рослинних решток.

Однак даний параметр необхідно узгоджувати з попередніми транспортно-технологічними робочими органами в компоувальній схемі коренезбиральної машини, а також він повинен мати максимально допустиме значення для забезпечення якісного виконання технологічного процесу.

Відділення домішок ґрунту та рослинних решток в процесі роботи коренезбиральної машини з розробленим транспортером-сепаратором трирядної причіпної коренезбиральної машини на довжині гону 10 м в середньому складає 6...7 кг (при міжрядному посіві коренеплодів 0,45 м).

Таким чином, на 1 га відсепаровані домішки ґрунту та рослинних решток складуть близько 4,4...5,2 т.

Річне завантаження трирядної причіпної коренезбиральної машини на збиранні коренеплодів цукрових буряків становить близько 80 га. Тоді, додатково відділені домішки ґрунту і рослинні рештки, які залишаються безпосередньо на полі складуть близько 350...416 т, що дозволяє досягти економічного ефекту, котрий формується за рахунок суттєвого зменшення транспортних витрат на перевезення невідсепарованого ґрунту на цукрові заводи та є позитивним в екологічному плані.

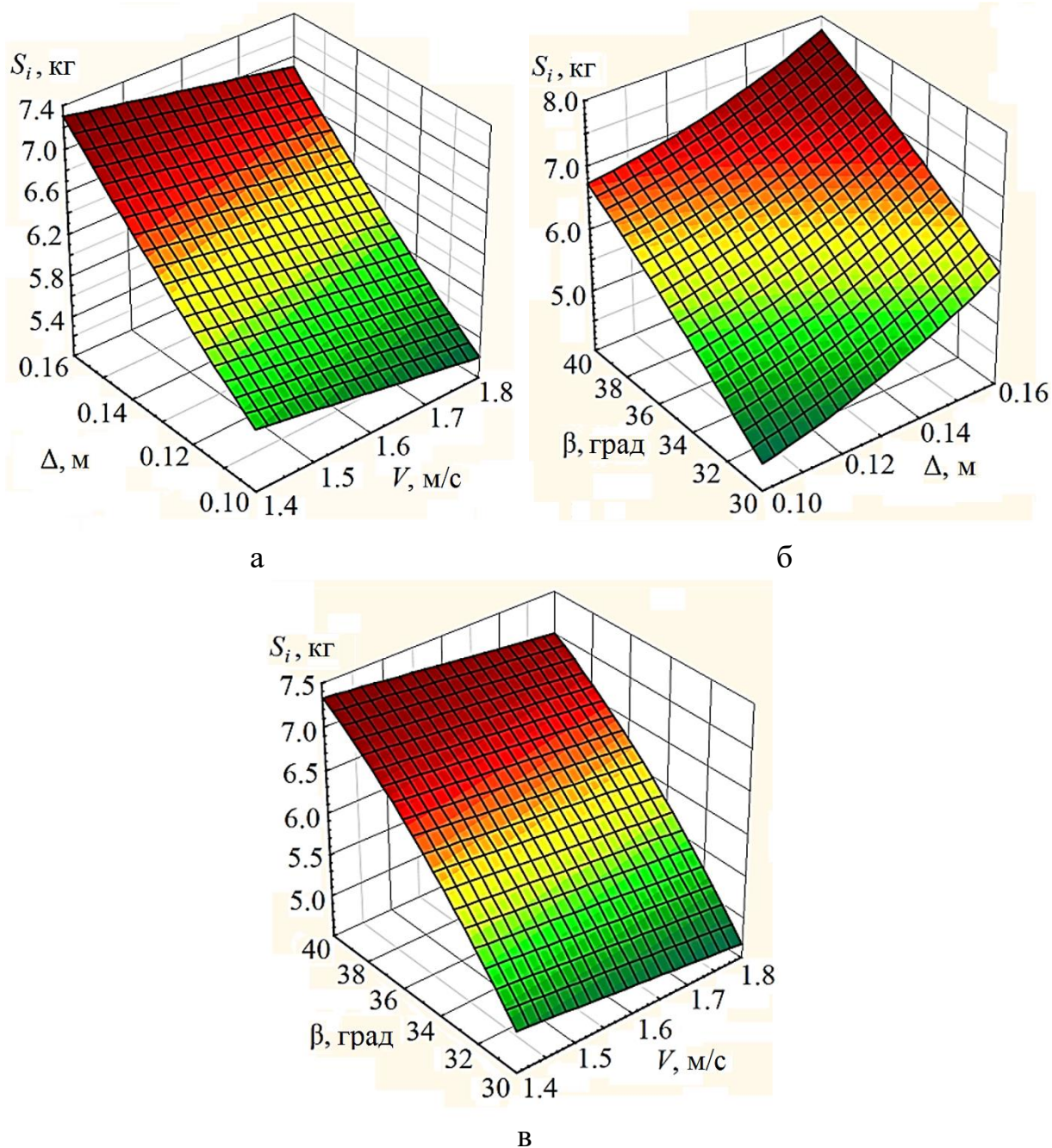


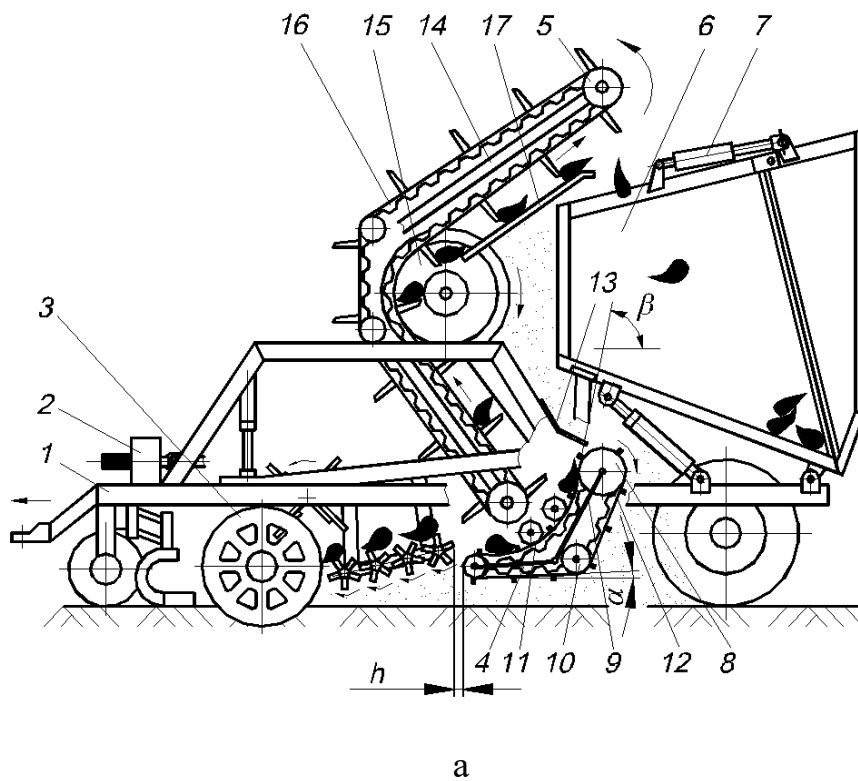
Рис. 5.16. Поверхні відгуку маси відсепарованих домішок  $S_i$ :  
а –  $S_i = f(\Delta, V)$ ; б –  $S_i = f(\beta, \Delta)$ ; в –  $S_i = f(\beta, V)$



## 5.6. Результати досліджень причіпної коренезбиральної машини з активним процесом доочищення коренеплодів

За результатами проведених теоретичних (підрозділи 4.1 і 4.2) та експериментальних (підрозділи 5.4 і 5.5) досліджень модернізована напівпричіпна бункерна коренезбиральна машина МКП-3 [14, 65], принципова схема та загальний вигляд якої зображено на рис. 5.17.

Машина обладнана спеціальною системою завантаження і може агрегатуватись з тракторами класу 14 кН або 20 кН.



a



б

Рис. 5.17. Принципова схема (а) та загальний вигляд (б) напівпричіпної коренезбиральної машини МКП-3

Вона містить раму 1, трансмісію 2, дисковий викопуючий пристрій 3, приймальний дволанковий транспортер-очисник 4, Г-подібний завантажувальний транспортер 5, бункер 6, який виконаний з двох частин та гідросистеми 7.

Приймальний транспортер 4 складається з рами 9, верхня та нижня секція якої можуть переміщатися відносно рами машини незалежно одна від іншої, привідного валу, ведучі барабани 8 якого виконані з пазами для зачеплення зубців полотен з діаметром 240 мм, та розворотних роликів 10 з діаметром 140 мм і опорних роликів 11.

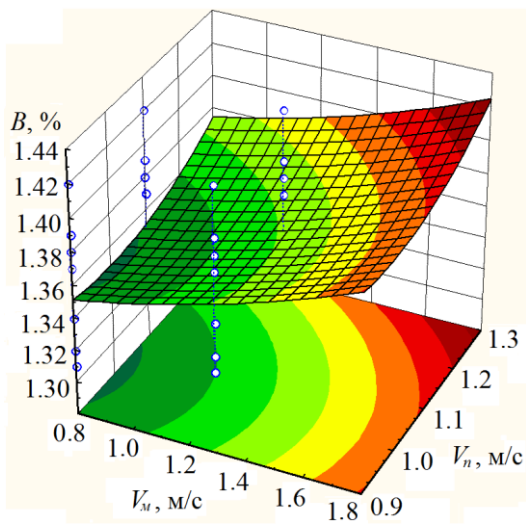
Завантажувальний транспортер містить раму 14, яка виконана жорсткою, а кут між її верхньою та нижньою частинами складає  $90^\circ$ . Конструктивні параметри опорних та привідних елементів аналогічні тим, які застосовані в приймальному транспортері. Для зміни напрямку транспортування вороху служить ступінчатий барабан 15.

В процесі роботи копач викопує коренеплоди, частково очищає їх на бітерних валах від ґрунту та рослинних решток і передає на приймальний транспортер.

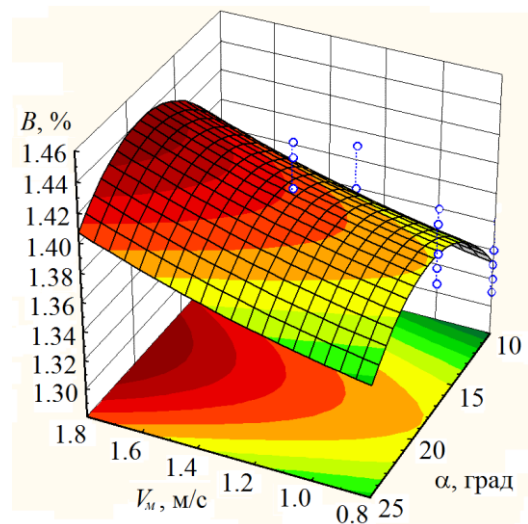
Величина кута  $\beta$  вибрана таким чином, що коренеплоди не можуть утримуватись на полотні і скочуються вниз, а домішки виносяться на зібрану частину поля позаду машини. Випадковому винесенню коренеплодів перешкоджає кожух 13.

При проведенні досліджень змінними були наступні параметри: швидкість руху коренезбиральної машини  $V_m = 0,79 \dots 1,85$  м/с; швидкість руху приймального транспортера  $V_n = 0,88 \dots 1,25$  м/с; кут нахилу нижньої секції приймального транспортера  $\alpha = 10 \dots 25^\circ$ ; кут нахилу верхньої секції приймального транспортера  $\beta = 10 \dots 25^\circ$ . За результатами проведених експериментальних досліджень [79] отримані поверхні відгуку втрат  $B$ , пошкоджень  $T$  і забрудненості  $B$  коренеплодів від вищезазначених параметрів, які зображено на рис. 5.18 - 5.20.

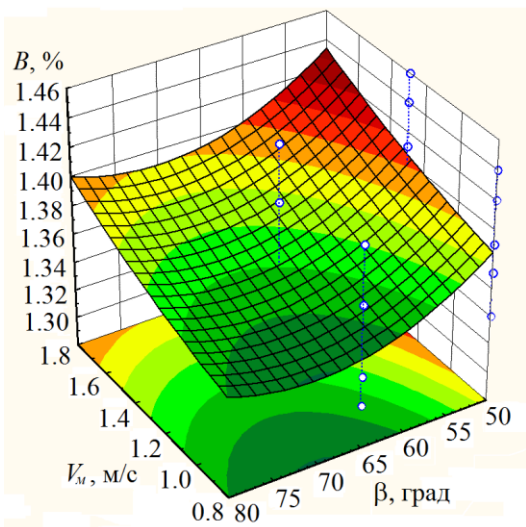
Показники якості роботи у відсотках експериментального зразка коренезбиральної машини визначено згідно з стандартною методикою відносно загальної маси коренеплодів однієї проби, а аналіз показників проведено згідно з встановленими агротехнічними вимогами (АТВ) до коренезбиральних машин: втрати коренеплодів – не більше 1,5 %; пошкодження коренеплодів – не більше 15 %, у тому числі сильно пошкоджених – до 8 %; загальна маса домішок – не більше 8 %.



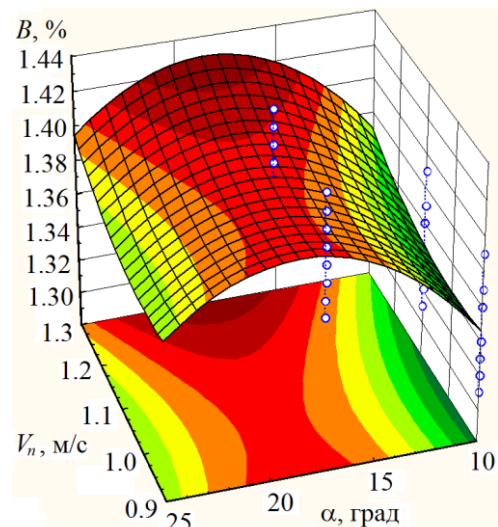
а



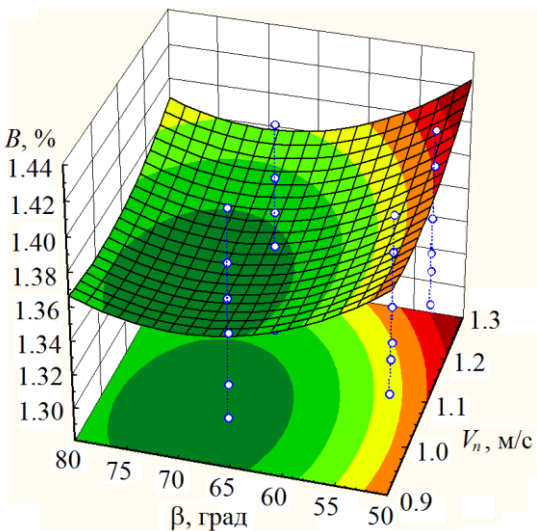
б



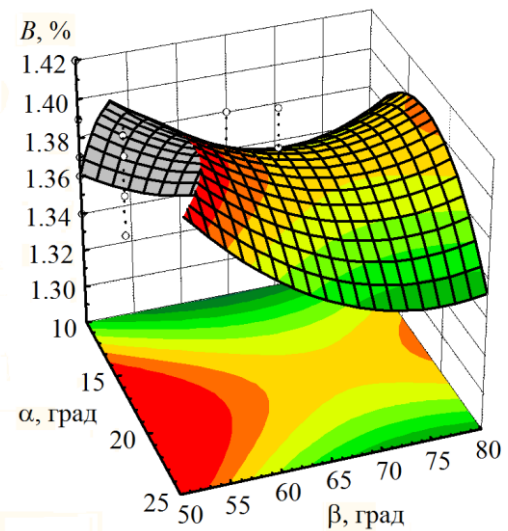
в



г

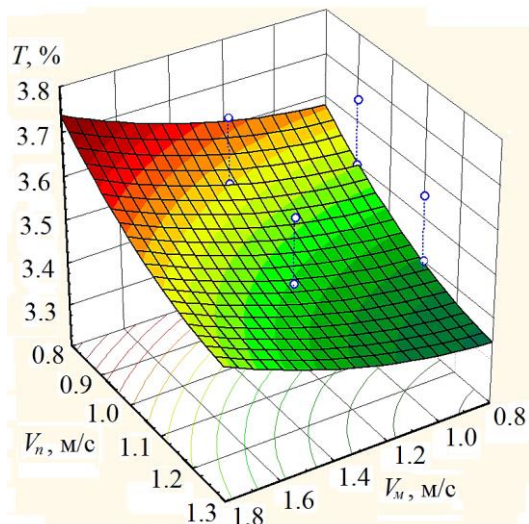


д

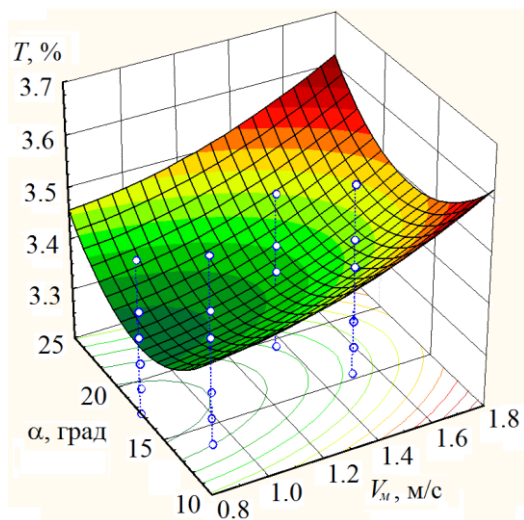


е

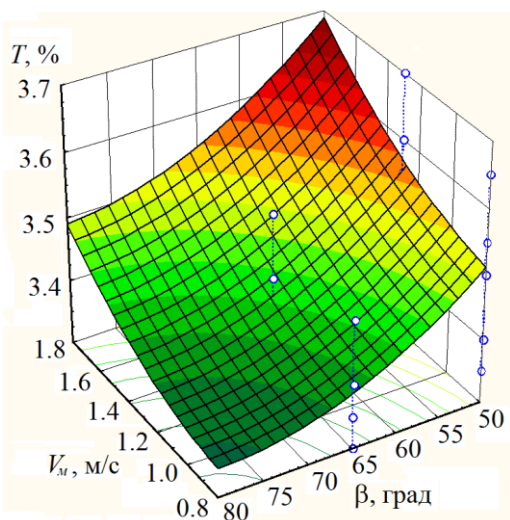
Рис. 5.18. Поверхні відгуку втрат  $B$ , % коренеплодів від:  
 а –  $B = f(V_m, V_n)$ ; б –  $B = f(V_m, \alpha)$ ; в –  $B = f(V_m, \beta)$ ;  
 г –  $B = f(V_n, \alpha)$ ; д –  $B = f(\beta, V_n)$ ; е –  $B = f(\alpha, \beta)$



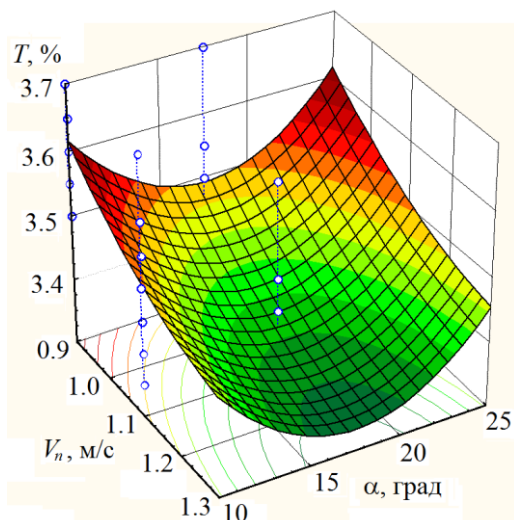
а



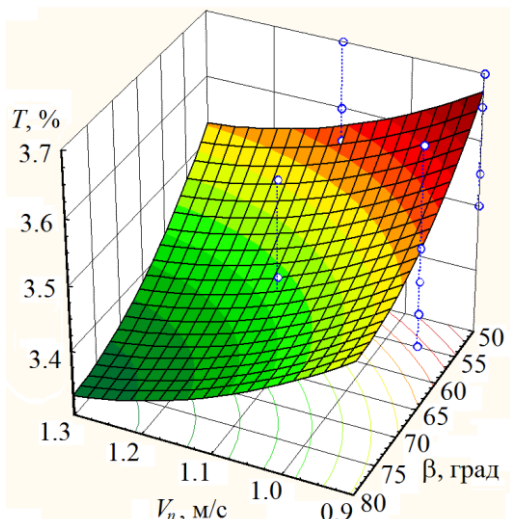
б



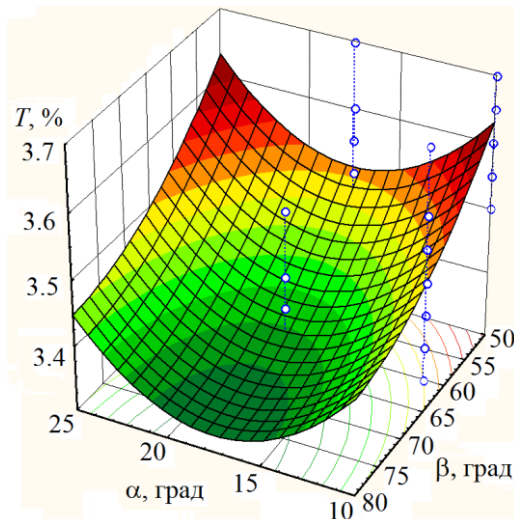
в



г



д



е

Рис. 5.19. Поверхні відгуку пошкоджень  $T$ , % коренеплодів від:  
 а –  $T = f(V_n, V_m)$ ; б –  $T = f(\alpha, V_m)$ ; в –  $T = f(\beta, V_m)$ ;  
 г –  $T = f(\alpha, V_n)$ ; д –  $T = f(V_n, \beta)$ ; е –  $T = f(\alpha, \beta)$



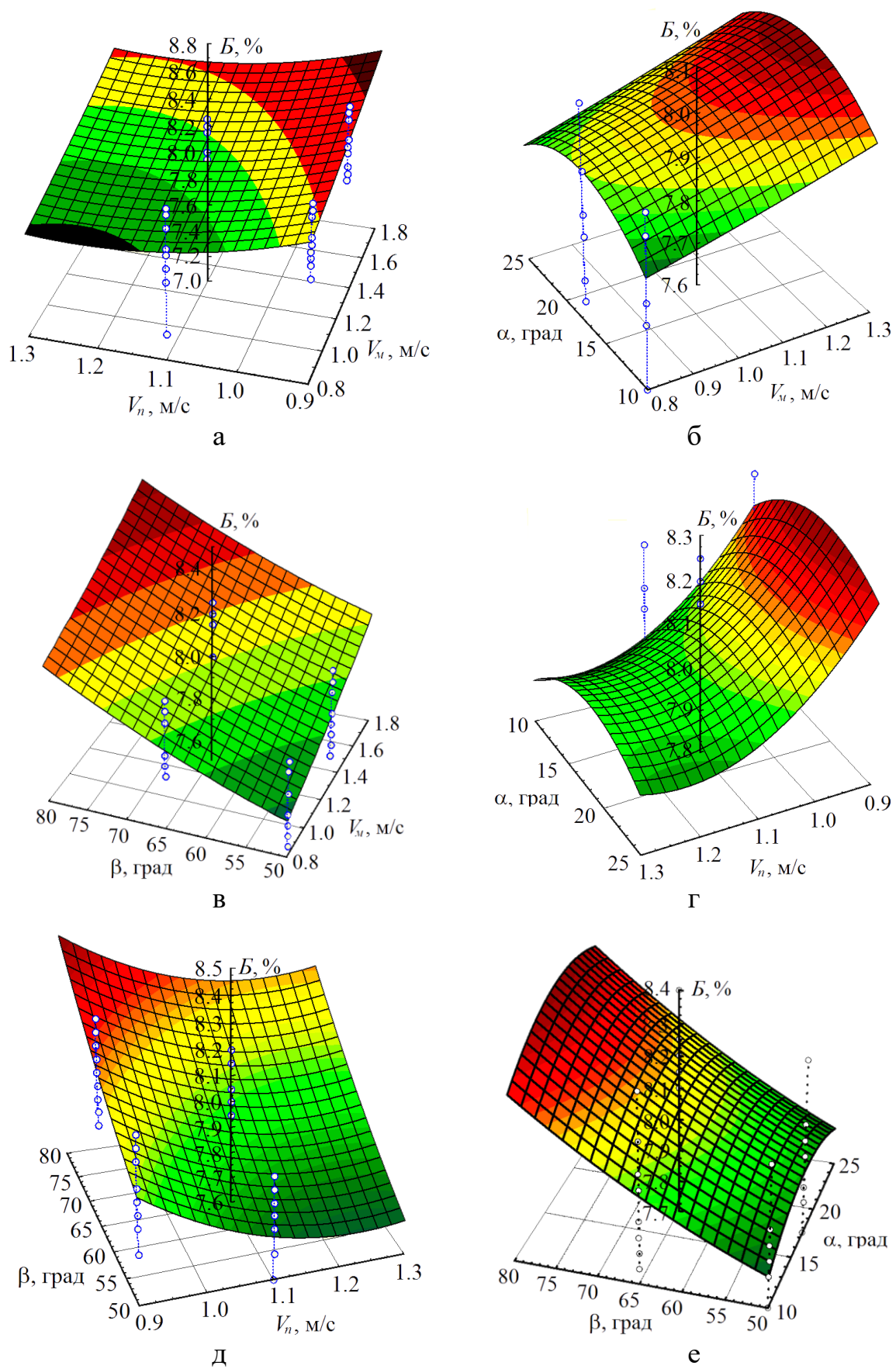


Рис. 5.20. Поверхні відгуку забруднення  $B$ , % коренеплодів від:  
а –  $B = f(V_n; V_m)$ ; б –  $B = f(\alpha; V_m)$ ; в –  $B = f(\beta; V_m)$ ; г –  $B = f(\alpha; V_n)$ ;  
д –  $B = f(\beta; V_n)$ ; е –  $B = f(\alpha; \beta)$

На основі проведеного аналізу поверхонь відгуку та їх двомірних перерізів було встановлено, що втрати  $B$  і пошкодження  $T$  коренеплодів не перевищують відповідні показники згідно з АТВ у межах діючих факторів і знаходяться у діапазоні  $B = 1,28...1,44 \%$ ,  $T = 3,2...3,8 \%$ . Залежно від зміни швидкості руху коренезбиральної машини  $V_m$  та полотна приймального транспортера  $V_n$  існує прямий функціональний зв'язок щодо втрат  $B$  коренеплодів – зі збільшенням  $V_m$  і  $V_n$  втрати  $B$  зростають, що цілком логічно пояснюється у першому випадку збільшенням секундної подачі вороху коренеплодів, а у другому – збільшенням кінематичного контактного впливу робочих органів на коренеплоди. Зміна пошкоджень коренеплодів  $T$  залежно від зміни швидкості руху полотна приймального транспортера  $V_n$  та кута нахилу верхньої секції приймального транспортера  $\beta$  має зворотний характер – зі збільшенням  $V_n$  від 0,9 до 1,3 м/с пошкодження  $T$  зменшуються від 3,6 до 3,2 %, а зі збільшенням  $\beta$  від 50 до 80° від 3,6 до 3,3 %.

Мінімальні значення втрат коренеплодів  $B = 1,28...1,3 \%$  спостерігались при швидкості руху машини в межах  $V_m = 0,8...1,2$  м/с, швидкості руху полотна приймального транспортера  $V_n = 0,9...1,3$  м/с, куті нахилу нижньої секції приймального транспортера  $\alpha = 10...12^\circ$ ; куті нахилу верхньої секції приймального транспортера  $\beta = 60...75^\circ$ .

Мінімум апроксимуючої функції  $T = f(V_m, V_n, \alpha, \beta)$ , яка характеризує зміну положень коренеплодів і значення якої знаходиться у межах  $T = 3,2...3,3 \%$  ) отримано за таких меж зміни діючих факторів: швидкість руху коренезбиральної машини  $V_m = 0,8...1,3$  м/с; швидкість руху полотна приймального транспортера  $V_n = 1,1...1,3$  м/с; кут нахилу нижньої секції транспортера  $\alpha = 10...15^\circ$ ; кут нахилу верхньої секції транспортера  $\beta = 70...80^\circ$ .

При швидкості руху машини  $V_m$  більше ніж 1,5 м/с, швидкості руху полотна приймального транспортера  $V_n \leq 1,2$  м/с, куті нахилу нижньої та верхньої секцій приймального транспортера  $\alpha \geq 20^\circ$  і  $\beta \geq 70^\circ$  забрудненість  $B$  коренеплодів перевищує встановлену межу у 8 %, при цьому найменші значення  $B = 7,2...7,6 \%$  одержано за найменших значень  $V_m$  і  $\beta$  та найбільшого значення швидкості руху полотна приймального транспортера  $V_n$ .

У діапазоні зміни кута нахилу нижньої секції транспортера  $\alpha = 10...25^\circ$  зміна значення  $B$  має несуттєвий характер.

## 5.7. Результати досліджень доочищення коренеплодів транспортером-сепаратором з поздовжнім коливанням скребкового полотна

Згідно запропонованої схеми механізму розтискання ланок планетарного пружно-запобіжного механізму з ексцентричним розташуванням сателітів (рис. 4.12) розроблена його конструкція (рис. 5.21), який вмонтований у привідний вал вивантажувального транспортера-сепаратора коренезбиральної машини КС-6Б [64].

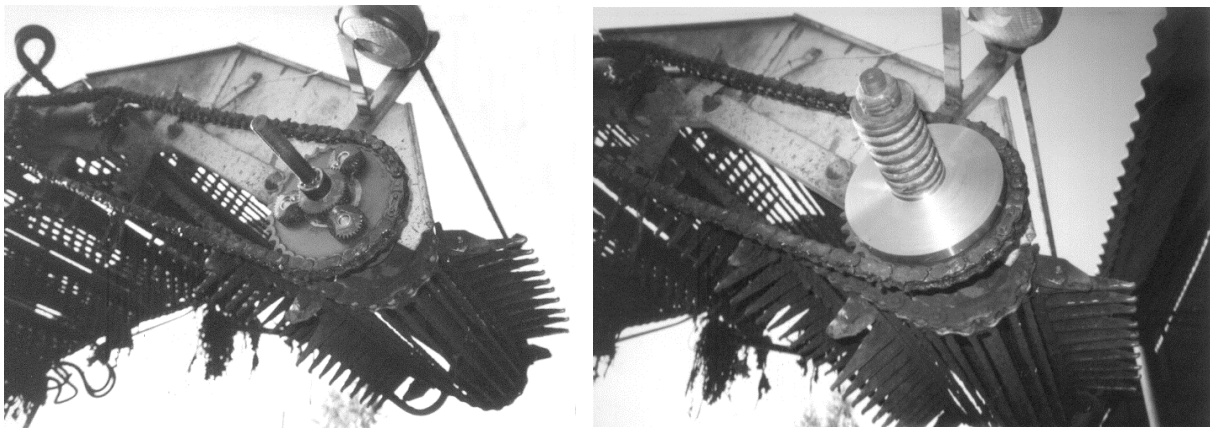


Рис. 5.21. Загальний вигляд планетарного пружно-запобіжного механізму з ексцентричним розташуванням сателітів, який вмонтований у привідний вал вивантажувального транспортера-сепаратора коренезбиральної машини КС-6Б

Згідно методики, яка наведена в розділі 2, були проведені польові дослідження скребкових транспортерів-сепараторів, в приводі ведучого барабану, в якому застосовувався планетарний пружно-запобіжний механізм та гальмівний елемент полотна транспортера-сепаратора.

Оскільки експлуатаційні параметри планетарного механізму пропорційного залежать від крутного моменту стаціонарного режиму роботи скребкового полотна, а також моменту опору, що створює гальмівний елемент, то в процесі регулювання проводилась зміна крутного моменту механізму та моменту опору гальмівного елемента.

Співвідношення між діапазонами максимального крутного моменту, який передає механізм  $T_{\max}$  і моментом опору  $T_o$ , що створює гальмівний пристрій (плече моменту опору рівне радіусу привідного барабану – 0,1 м) є наступними:  $T_{\max} < 230 \text{ Нм} - T_o = 0 \text{ Нм}; (F_o = 0 \text{ Н}); T_{\max} < 260 \text{ Нм} - T_o = 15 \text{ Нм}; (F_o = 150 \text{ Н}); T_{\max} < 290 \text{ Нм} - T_o = 30 \text{ Нм}; (F_o = 300 \text{ Н}); T_{\max} < 320 \text{ Нм} - T_o = 45 \text{ Нм}; (F_o = 450 \text{ Н}).$

Результати досліджень, які проводились при збиранні цукрових буряків представлені графічними залежностями на рис. 5.22.

Під час проведення досліджень твердість ґрунту складала 2,4 МПа, вологість – 16 %, а врожайність коренеплодів – 340 ц/га.

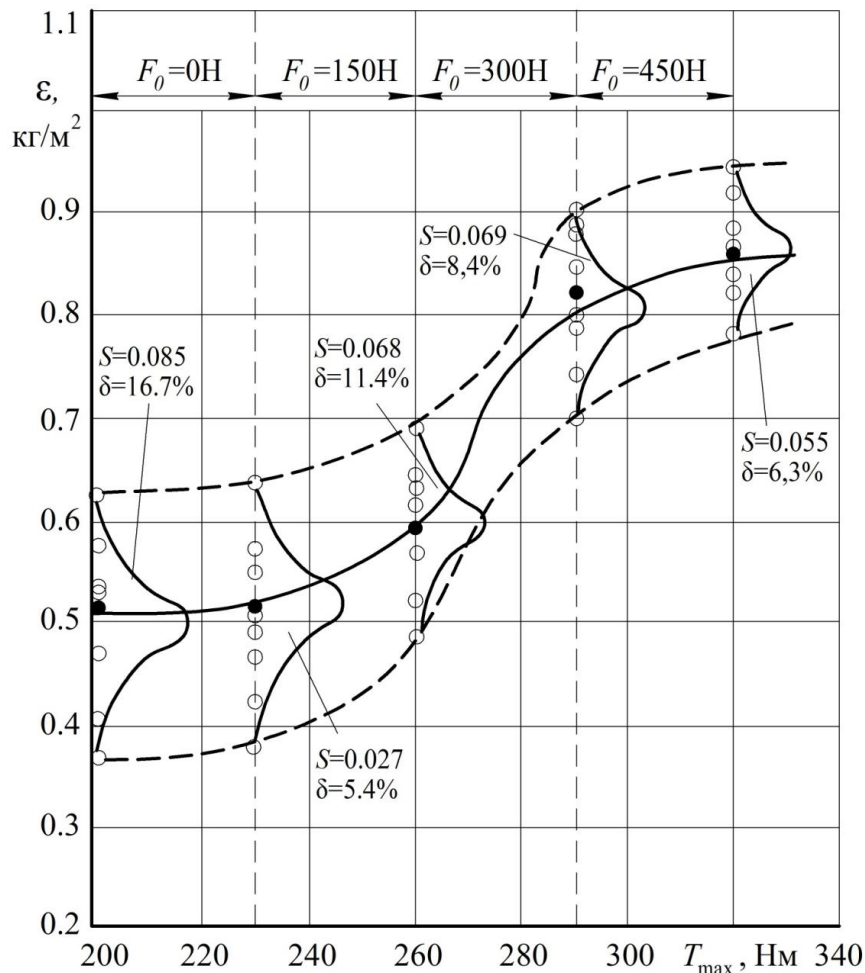


Рис. 5.22. Залежності питомої маси відсепарованих домішок транспортером від силових параметрів пружно-запобіжного пристрою і гальмівного елемента

На графічних залежностях вісь ординат вказує на питому масу домішок ґрунту, які просипались між прутками на рядно та були зважені, а вісь абсцис відображає зміну максимального крутильного моменту пружно-запобіжного пристрою.

За результатами обробки статистичних даних, встановлено, що їх розподіл відповідає нормальному закону з визначенням середнього квадратичного відхилення та коефіцієнту варіації.

З аналізу отриманих залежностей можна констатувати, що для випадку незначних крутих моментів, що передає механізм (200...230 Нм) і відсутності процесу гальмування зі сторони пружних



стопорів маса відсепарованих домішок під вивантажувальним транспортером знаходиться в межах  $0,5 \text{ кг/м}^2$ .

Збільшення крутного моменту на механізмі та відповідно моменту опору призводить до різкого зростання питомої маси відсепарованих домішок до  $0,8 \text{ кг/м}^2$ .

Середнє квадратичне відхилення від серії дослідів змінюється в межах від  $0,055$  до  $0,085$ , а коефіцієнт варіації від  $6,3 \%$  до  $16,7 \%$ .

Однак подальше збільшення силових параметрів вузла приводу і вузла гальмування ( $T_{\max} > 320 \text{ Нм}$ ;  $F_o > 500 \text{ Н}$ ) не сприяє покращенню ступеня сепарації коренеплодів таким транспортером-сепаратором.

Необхідно зауважити, що збільшення крутного моменту на планетарному пружно-запобіжному механізмі супроводжувалось половинним підвищенням величини зусилля опору на гальмівному елементі, оскільки при його зростанні рівномірно до привідного пристрою спостерігалось буксування полотна.

В цьому випадку сателіти перекочувались відносно центральної шестерні із зворотно-поступальним рухом натискного диску. Тому зусилля опору та відповідно момент опору, який створює гальмівний елемент експериментальним шляхом зменшувались до величини, при якій виключались можливі буксування полотна.

Встановлено, що при зростанні крутного моменту понад  $320 \text{ Нм}$  та зусилля опору більш як  $500 \text{ Н}$  в момент гальмування та коливань полотна відбувались значні вібраційні навантаження як на раму транспортера, так і на коренеплоди, які за рахунок збільшення частоти і амплітуди коливань отримували значні переміщення по поверхні полотна, що призводило до їх удару в неробочу сторону наступної групи скребків. Такий ефект спостерігався візуально, а тому наступні дослідження з підвищення силових факторів процесу переміщення полотна було припинено.

На основі проведених досліджень можна зробити висновок, що процес переходу від пасивного транспортування до умови відриву коренеплодів від поверхні скребків забезпечує якісне підвищення ступеня сепарації коренеплодів. Однак розосередження вороху коренеплодів по поверхні полотна призводить до підвищення енерговитрат, пошкоджень коренеплодів, а тому даний підхід необхідно застосовувати лише в екстремальних умовах.

## 5.8. Результати дослідження маси вивантажених домішок на зібрану частину поля

Спосіб доочищення коренеплодів з вивантаженням домішок ґрунту та рослинних решток на зібрану частину поля реалізований в конструктивно-технологічній схемі транспортно-сепаруючої системи коренезбиральної машини КС-6Б [11, 74], яка зображена на рис. 5.23.

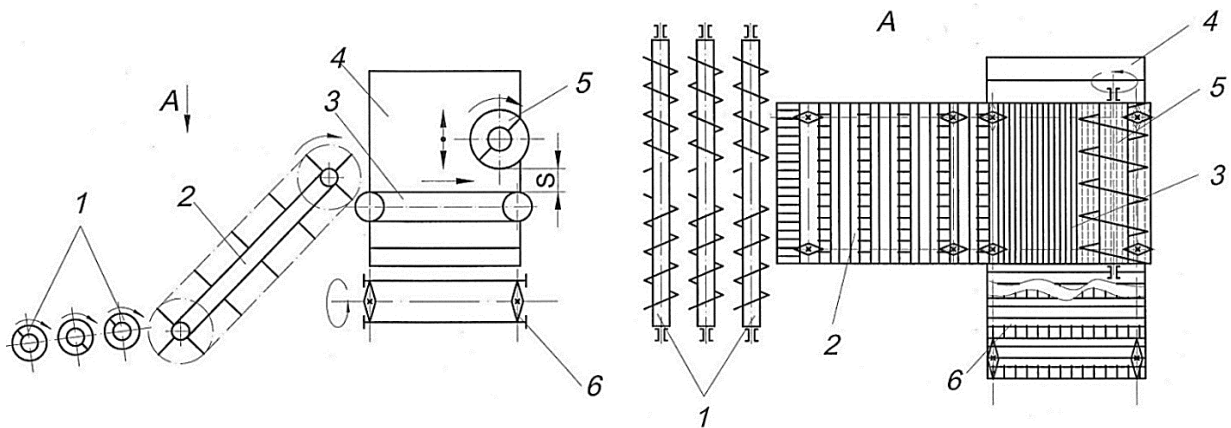


Рис. 5.23. Конструктивно-технологічна схема експериментальної транспортно-сепаруючої системи коренезбиральної машини КС-6Б

Вона містить послідовно розташовані очисні шнеки 1 та поздовжній скребковий транспортер 2.

В зоні вивантаження коренеплодів зі скребкового транспортера 2 горизонтально встановлений поздовжній прутковий транспортер 3, над робочою ланкою якого з певним зазором  $S$  розташований поперечний відвідний шнек 5. Шнек закріплений з можливістю регулювання зазору  $S$  у вертикальному напрямку в залежності від врожайності коренеплодів та їх розмірно-масових характеристик.

Під поздовжнім прутковим транспортером розташований вивантажувальний скребковий транспортер 6, горизонтальна ланка якого переходить у вертикально нахилену.

Паралельно до вертикально нахиленої ланки вивантажувального транспортера зі сторони відведення коренеплодів шнеком розташований похилий щиток 4, нижня частина якого встановлена над горизонтальною ланкою вивантажувального транспортера.

Процес роботи транспортно-сепаруючої системи здійснюється наступним чином. Після сепарації очисними шнеками коренеплоди разом з рослинними рештками та домішками ґрунту подаються на

завантажувальний поздовжній скребковий транспортер і переміщуються на поздовжній прутковий транспортер.

В процесі переміщення коренеплоди, потрапляючи в зону поперечного відвідного шнека, взаємодіють з його еластичними гвинтовими накладками, які переводять їх на похилий щиток.

Далі коренеплоди скочуються на приймальну ланку вивантажувального скребкового транспортера.

При цьому, рослинні рештки та домішки ґрунту через зазор  $S$  виносяться на зібрану частину поля.

Загальний вигляд коренезбиральної машини КС-6Б із транспортно-сепаруючою системою зображено на рис. 5.24.

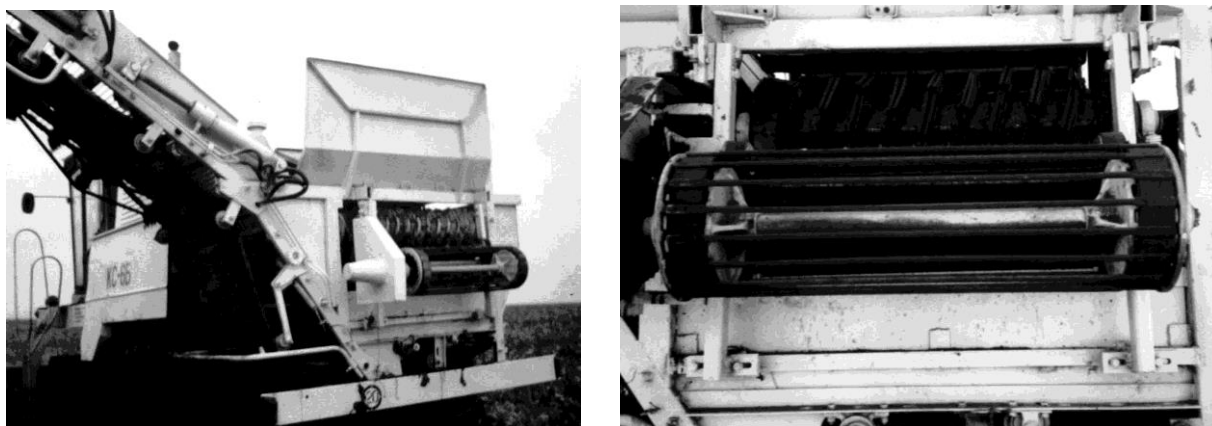


Рис. 5.24. Загальний вигляд коренезбиральної машини КС-6Б із розробленою транспортно-сепаруючою системою

При проведенні експериментальних досліджень з визначення впливу основних конструктивно-кінематичних параметрів доочисного пристрою на якісні показники виконання технологічного процесу машиною викопані коренеплоди із залікової ділянки (довжина гону 10 м) завантажувались в причіп трактора (рис. 5.25 а).

Після цього визначалась частка сильно пошкоджених коренеплодів (глибина пошкодження тіла коренеплоду понад 5 мм) і домішок ґрунту з рослинними рештками. Втраченими коренеплодами вважались такі, які знаходились безпосередньо на поверхні поля, тобто випали в зазор між відвідним шнеком і прутковим полотном.

Стан поверхні поля та втрачені коренеплоди після проходження коренезбиральної машини із заданими різними величинами зазору  $S$  між поверхнею обертання відвідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера зображено на рис. 5.25 б.



а



б

Рис. 5.25. Відібрані коренеплоди (а) та загальний вигляд поля і втрачених коренеплодів після проходження коренезбиральною машиною залікової ділянки

Для визначення впливу основних факторів на ступінь втрат, пошкоджень і забрудненості коренеплодів проведений багатофакторний експеримент. Встановлено вплив кутової швидкості відвідного шнека  $\omega$  (рад/с), лінійної швидкості пруткового полотна  $V_T$  (м/с) та величини зазору між поверхнею обертання відвідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера  $S$  (м) на ступінь втрат  $B$  (%), пошкоджень  $T$  (%) та забрудненості  $B$  (%) коренеплодів.

За результатами статистичної обробки результатів експериментів отримані відповідні рівняння регресії

$$B = -0,413 - 0,012 \omega + 0,163 V_T + 25,2 S, \quad (5.9)$$

$$T = 1,61 + 0,09 \omega + 0,45 V_T, \quad (5.10)$$

$$B = 6,868 - 25,267 S. \quad (5.11)$$

Факторне поле мало такий діапазон зміни параметрів:  $11,4 \leq \omega \leq 25,2$  (рад/с);  $1,24 \leq V_T \leq 2,52$  (м/с);  $0,02 \leq S \leq 0,05$  (м).

Аналізуючи дані залежності можна стверджувати, що втрати коренеплодів функціонально залежать від параметрів  $\omega$ ,  $V_T$ ,  $S$ , в той час як їх пошкодження лише від  $\omega$  і  $V_T$ . На забрудненість вороху коренеплодів суттєво впливає лише величина зазору  $S$ . Збільшення абсолютної величини  $V_T$  призводить до зростання відсотку втрачених і пошкоджених коренеплодів, що є небажаним. Оскільки лінійна швидкість скребкового полотна завантажувального транспортера становить 1,24 м/с, то

мінімально допустима швидкість пруткового полотна транспортера повинна бути не меншою  $V_T = 1,24$  м/с. В іншому випадку, це може призводити до виникнення накопичень вороху коренеплодів, що може викликати зупинку технологічного процесу.

Також проведені польові дослідження з визначення впливу конструктивно-кінематичних параметрів транспортно-сепаруючої системи на ступінь втрат і доочищення коренеплодів.

Метою даних експериментальних досліджень було встановлення рівня інтенсивності впливу досліджуваних параметрів на кількість втрат коренеплодів  $B$  (%) і винесених домішок  $D$  (%) безпосередньо за доочисним пристроєм.

Так, при врожайності коренеплодів 247 ц/га, при проходженні машиною КС-6Б залікової ділянки буряки викопувались з площі  $10 \text{ м} \times 2,7 \text{ м} = 27 \text{ м}^2$  і їх вага відповідно становила 66,7 кг. Тому, якщо маса коренеплодів, які пройшли між шнеком і поверхнею горизонтального транспортера та були винесені на зібрану частину поля, після проходження машиною 10 м становила 0,67 кг, то це відповідало 1 % їх втрат.

На рис. 5.26 представлено графічні залежності втрат коренеплодів  $B$  від величини зазору  $S$  між поверхнею обертання відвідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера при різних співвідношеннях їх кінематичних параметрів.

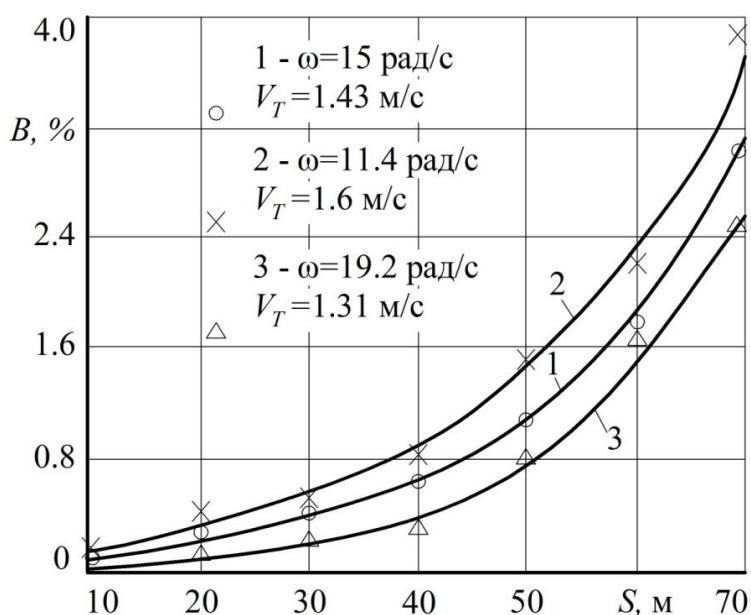


Рис. 5.26. Залежності втрат коренеплодів від величини зазору  $S$  між поверхнею обертання відвідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера

В результаті аналізу залежностей встановлено, що при величині зазору  $S$  до 30 мм втрати коренеплодів знаходились в межах 0,2 %...0,5 %. Причому більша частина цих втрат (понад 60 %) представляла собою некондиційні коренеплоди (коренеплоди із діаметром до 40 мм) та сколені хвостові частини коренеплодів. При зазорі  $S = 40$  мм частка некондиційних коренеплодів та їх частинок складала 20 %...30 % від загальних втрат, які знаходились в межах 0,3 %...0,8 %.

Подальше збільшення величини зазору  $S$  призводило до різкого зростання втрат коренеплодів, що є недопустимим.

Варто зазначити, що зменшення відношення  $\omega/V_T$  сприяє збільшенню втрат коренеплодів. Так при  $S = 30...40$  мм зменшення відношення  $\omega/V_T$  від 14,66 до 7,13 спричиняє збільшення втрат коренеплодів у 2,5...2,7 рази.

Характер впливу кутової швидкості обертання відвідного шнека  $\omega$  на величину втрат коренеплодів представлено на рис. 5.27.

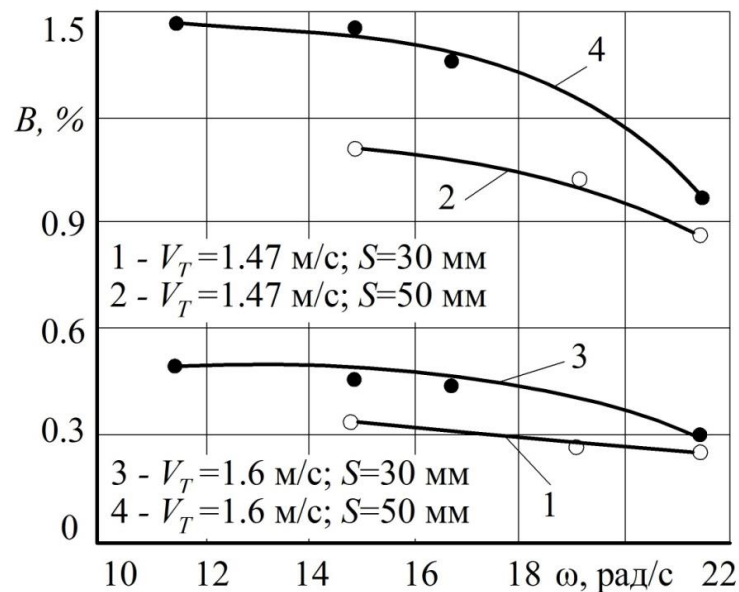


Рис. 5.27. Залежності втрат коренеплодів від кутової швидкості обертання  $\omega$  відвідного шнека

За результатами аналізу даних залежностей можна констатувати, що зростання кутової швидкості обертання шнека при незмінних параметрах  $V_T$  і  $S$  забезпечує зменшення кількості втрачених коренеплодів. Однак таке зменшення в даному факторному полі зміни  $\omega$  не є суттєвим. Так для  $S = 30$  мм і  $V_T = 1,47$  м/с при зміні  $\omega$  від 14,66 до 21,47 рад/с втрати коренеплодів зменшуються на 0,1%, а для  $S = 30$  мм і  $V_T = 1,6$  м/с при зміні  $\omega$  від 11,41 до 21,47 рад/с – на 0,2 %.

Дещо нижчий рівень втрат коренеплодів спостерігається при  $S = 50$  мм, оскільки зростання частоти обертання шнека сприяє більш активному відведенню кондиційних коренеплодів і зменшує ймовірність їх проходження між витками шнека. Так для  $S = 50$  мм і  $V_T = 1,47$  м/с при зміні  $\omega$  від 14,66 до 21,47 рад/с втрати коренеплодів зменшуються на 0,25 %, а для  $S = 30$  мм і  $V_T = 1,6$  м/с при зміні  $\omega$  від 11,41 до 21,47 рад/с – на 0,5 %, що є суттєвим.

Необхідно відзначити, що збільшення лінійної швидкості транспортера призводить до зростання втрат коренеплодів. Однак вибір раціональних конструктивно-кінематичних параметрів робочих органів доочисного пристрою необхідно вибирати комплексно враховуючи також кількість винесених домішок за межі технологічного русла машини.

На рис. 5.28 зображені залежності відсепарованих домішок  $D$  від величини зазору  $S$  між поверхнею обертання відповідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера.

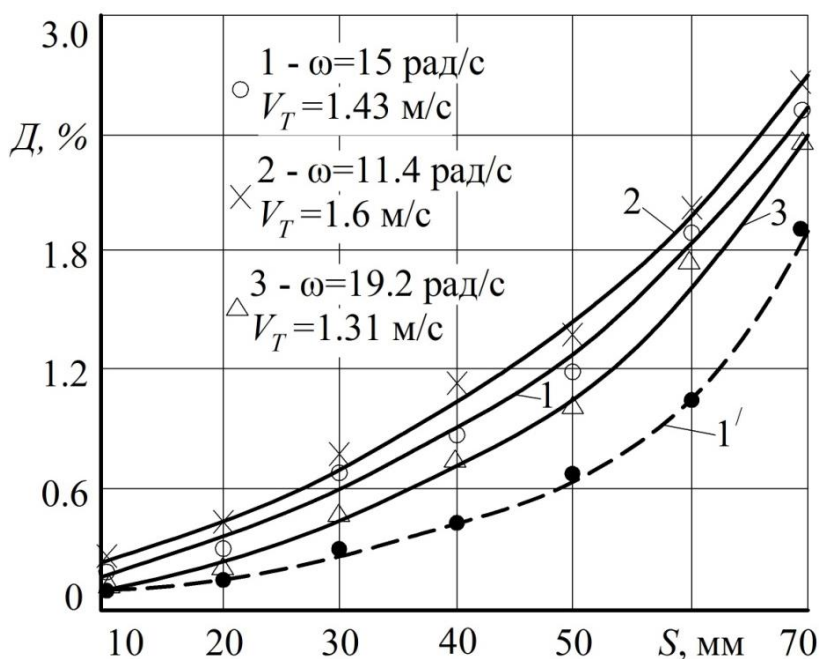


Рис. 5.28. Залежності відсепарованих домішок від величини зазору  $S$  між поверхнею обертання відповідного шнека та прутковим полотном горизонтального транспортера

З аналізу графічних залежностей встановлено, що зростання зазору  $S$  в межах від 30 мм до 40 мм призводить до збільшення кількості відсепарованих домішок в середньому на 0,2 %.

Враховуючи те, що в даному діапазоні зміни  $S$  втрати також зростають в середньому на 0,2 %, встановлення зазору  $S = 40$  мм є недоцільним. Рекомендованим можна вважати зазор  $S = 30$  мм.

Варто відзначити, що зі збільшенням зазору  $S$  зростає частка рослинних решток (графік 1') у відсепарованих домішках.

Зростання кутової швидкості обертання шнека  $\omega$  несуттєво впливає на ступінь відокремлення домішок, про що свідчать графічні залежності, які зображені на рис. 5.29.

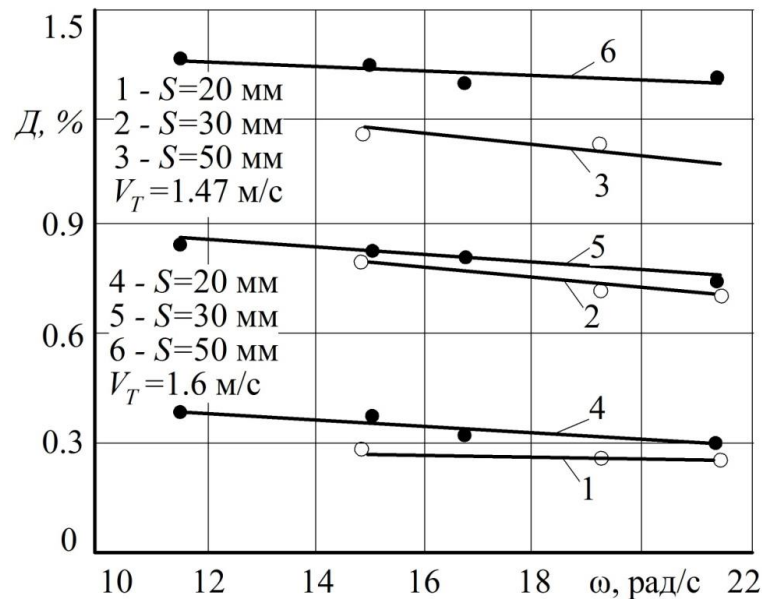


Рис. 5.29. Залежності відсепарованих домішок  $D$  від частоти обертання  $\omega$  відвідного шнека

Комплексно аналізуючи рис. 5.27 і рис. 5.29 можна встановити, що зростання відношення  $\omega/V_T$  з однієї сторони спричиняє зменшення втрат коренеплодів, а з іншої – зменшення кількості відсепарованих домішок. Тому раціональним відношенням можна вважати  $\omega/V_T \approx 10$ .

Проведені експериментальні дослідження з визначення впливу параметрів ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна на глибину їх пошкодження. На основі статистичної обробки отриманих результатів побудоване рівняння лінійної регресії

$$P_k = -10,67 + 3,18 V_y + 6,08 m, \quad (5.12)$$

де  $V_y$  – швидкість ударної взаємодії коренеплодів з прутками полотна;  $m$  – маса коренеплодів.

Факторне поле визначалось таким діапазон зміни параметрів:  $3,2 \leq V_y \leq 4,2$  (м/с);  $0,4 \leq m \leq 1,2$  (кг).



## ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

На підставі аналізу відомих конструкцій коренезбиральних машин, зокрема, їх транспортно-технологічних систем та робочих органів, що призначені для очищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток, а також результатів теоретичних і експериментальних досліджень встановлено, що процеси доочищення коренеплодів при їх механізованому збиранні потребують суттєвого вдосконалення. Перспективним напрямком для досягнення цієї мети є надання прутковим та скребковим транспортерам коренезбиральних машин ощадливого сепаруючого ефекту.

Викладені в монографії теоретичні та експериментальні дослідження спрямовані на вдосконалення систем доочищення коренеплодів коренезбиральних машин і дозволяють підібрати раціональні конструктивно-кінематичні параметри компоувальних схем та робочих органів для покращення процесів сепарації коренеплодів при їх механізованому збиранні.

Запропонована методика проведення досліджень дозволяє моделювати ймовірність взаємодії різних поверхонь коренеплодів цукрових буряків з робочими органами очисників з використанням імітаторів, а також стендове обладнання для проведення експериментальних досліджень.

Наведена математична модель ударної взаємодії коренеплоду з прутками полотна транспортера-сепаратора із встановленням впливу зусиль їх ударної взаємодії та коефіцієнтів динамічності на ступінь пошкодження тіла коренеплоду цукрового буряку.

На основі проведених експериментальних досліджень встановлено, що у реальних діапазонах керованих та некерованих факторів на ступінь пошкодження коренеплодів цукрових буряків найбільше впливає жорсткість робочої поверхні сепаруючого робочого органу та швидкість ударної взаємодії.

За результатами теоретичних досліджень розробленого транспортера-сепаратора з поворотними скребками отримано залежності зміни крутного моменту на приводі його ведучої ланки від додаткового тягового зусилля та характеру руху коренеплодів в зоні міжскребкового простору до повторної взаємодії з прутками полотна.

За результатами експериментальних досліджень встановлено раціональні значення кутів нахилу транспортера-доочисника в залежності від його кінематичних характеристик та параметрів коренеплодів цукрових буряків.

На основі проведених теоретичних досліджень роботи транспортера-сепаратора з коливними скребками встановлено залежності характеру руху коренеплодів цукрових буряків в процесі їх доочищення від конструктивно-кінематичних параметрів транспортера, розмірно-масових характеристик коренеплодів, а також ґрунтово-кліматичних умов.

Результати експериментальних досліджень показали, що домінуючий вплив на глибину пошкодження тіла коренеплоду має швидкість його ударної взаємодії з прутками полотна. Наступною за інтенсивністю впливу на глибину пошкодження тіла коренеплоду має величина радіусу прутків полотна.

На підставі аналізу результатів досліджень процесу роботи дволанкового пруткового транспортера встановлено, що для гарантованого утримання коренеплодів будь-яких розмірів на приймальній ланці доочисного транспортера у зоні завантаження, кут  $\gamma$  її нахилу повинен знаходитися в межах  $0 \dots 30^\circ$ .

Враховуючи можливе пружне кутове зміщення активатора, яке за даними експериментів під еквівалентним навантаженням не перевищує  $\Delta\gamma = 5^\circ$ , рекомендований кут нахилу приймальної ланки до горизонту повинен становити  $\gamma < 25^\circ$ .

За результатами експериментальних досліджень встановлено, що найбільш якісно коренеплоди доочищаються при швидкості транспортера-сепаратора  $V_T = 1,25$  м/с, що пояснюється активними перекошуванням коренеплодів по поверхні полотна, ефективним захопленням домішок активаторами та їх винесенням на зібрану частину поля.

Проведені теоретичні дослідження процесу транспортування та доочищення коренеплодів при їх переміщенні криволінійною трасою скребковим транспортером-сепаратором показали, що максимальний вплив на величину зазору  $\Delta$ , через який здійснюються винесення домішок, має радіус  $R$  бокових дисків.

Наступним за інтенсивністю впливу на величину  $\Delta$  є радіус трубчатого валу  $r$ , зростання величини якого в межах 0,08...0,12 м призводить до зменшення значення  $\Delta$  від 0,2 до 0,09 м.

Третім за інтенсивністю впливу на величину  $\Delta$  є кут  $\beta$  нахилу вивантажувальної ланки полотна до горизонту, зростання якого в межах 30...50° спричиняє збільшення значення  $\Delta$  від 0,115 до 0,198 м.

Мінімальний вплив на величину зазору  $\Delta$  має швидкість пруткового полотна транспортера  $V$ . Зростання лінійної швидкості полотна  $V$  від 1,5 до 1,9 м/с призводить до збільшення величини  $\Delta$  на 0,07 м/с.

Зміна коефіцієнту тертя в парі коренеплід-скребок, який в значній мірі залежить від ґрунтово-кліматичних умов збирання коренеплодів цукрових буряків, а також прокручування коренеплодів при їх переміщенні по поверхні скребок, суттєво впливає на вибір величини зазору  $\Delta$ .

Проведені теоретичні та експериментальні дослідження процесу переміщення коренеплодів цукрових буряків на криволінійній ділянці скребкового транспортера-сепаратора з піднімальною на вивантажувальну ланку дають можливість попередньо вибрати його раціональні конструктивно-кінематичні параметри в межах:  $V = 1,5 \dots 1,5$  м/с;  $R = 0,25 \dots 0,35$  м;  $\beta = 35 \dots 50^\circ$ .

За результатами проведених теоретичних і експериментальних досліджень процесу доочищення коренеплодів транспортером-сепаратором з поздовжніми коливаннями скребкового полотна встановлені раціональні конструктивні, кінематичні та динамічні параметри системи доочищення коренеплодів цукрових буряків, а саме амплітуди та частоти коливань пруткового полотна при його тимчасовому гальмуванні, кута нахилу транспортера-доочисника до горизонту, а також коефіцієнту тертя в парі коренеплід-скребкове полотно, що характеризує змінні ґрунтово-кліматичні умови збирання цукрових буряків.

З метою надання скребковому полотну транспортера поздовжніх коливань в конструкцію його приводу були введені пружно-захисні механізми, які володіли відповідними конструктивними, кінематичними і силовими параметрами.

Для забезпечення винесення домішок ґрунту та рослинних решток на зібрану частину поля позаду коренезбиральної машини розроблена

транспортно-очисна система, теоретичні дослідження якої дозволили визначити раціональні межі її конструктивних та кінематичних параметрів.

На підставі аналізу результатів проведених експериментальних досліджень були встановлені рекомендовані значення вищезгаданих параметрів для забезпечення якісних показників процесу доочищення коренеплодів цукрових буряків при їх механізованому збиранні.

Разом з тим слід зазначити, що значення параметрів, які наведені в монографії носять відносний характер, оскільки врахувати зміну усіх некерованих факторів (вологість, твердість, структура та реологічні властивості ґрунту, різний мікро-, та макрорельєф поля), які безпосередньо впливають на показники роботи коренезбиральної машини практично неможливо.

Тому, при застосуванні запропонованих підходів необхідно передбачати можливість регулювання конструктивно-технологічних параметрів машини в достатніх межах для адаптації до реальних умов збирання коренеплодів цукрових буряків.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Погорелый Л. В. Свеклоуборочные машины : конструирование и расчет / Л. В. Погорелый, Н. В. Татьяна В. В. Брей и др.; под. общ. ред. Л. В. Погорелого. Київ : Техніка, 1983. 168 с.
2. Хайліс Г. А. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів / Г. А. Хайліс, А. Ю. Горбовий, З. О. Горошко, та ін. Луцьк : Ред.-вид. відділ ЛДТУ, 1998. 268 с.
3. Царенко О. М. Механіко-технологічні властивості сільськогосподарських матеріалів: підручник / О. М. Царенко, Д. Г. Войтюк, М. В. Швайко та ін.; під ред. С. С. Яцуна. Київ : Мета, 2003. 448 с.
4. Ковалев Н. Г., Хайліс Г.А., Ковалев М. М. Сельскохозяйственные материалы (виды, состав, свойства). Москва : ИК «Родник», журнал «Аграрная наука», 1998. 208 с.
5. Хелемендик М. М. Підвищення механіко-технологічної ефективності трудомістких процесів у буряківництві : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.04, 05.20.01. Тернопіль : ТПІ, 1996. 48 с.
6. Зубенко В. Ф. Сахарная свекла. Київ : Урожай, 1979. 416 с.
7. Мартиненко В. Я. Механіко-технологічні основи підвищення ефективності робочих органів гичкозбиральних машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТДТУ, 2000. 287 с.
8. Юхин Г. П. Некоторые физико-механические свойства кормовой свеклы. Механизация и электрификация сельского хозяйства. 1976. №4. С. 48-49.
9. Іллевіч С. В. Унікальний коренеплід. Київ : Урожай, 1991. 176 с.
10. M. Becker, M. Varrelmann, D. Christ, Impact of genotype, harvest technology and harvesting conditions on storage rot formation and invert sugar accumulation during longterm storage of sugar beet, Zuckerindustrie. Sugar industry. 141, (2016) p. 322-330.
11. Гандзюк М. О. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів доочисника коренеплідів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Луцьк : ЛДТУ, 2001. 146 с.
12. Брей В. В. Исследование и разработка механизированного процесса извлечения из почвы корней сахарной свеклы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04. Киев : 1972. 32 с.
13. Гевко Р. Б. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів робочих органів коренезбиральних машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. Київ : НАУ, 1999. 362 с.
14. Гевко Р. Б. Напрямки вдосконалення бурякозбиральної техніки / Р. Б. Гевко, І. Г. Ткаченко, С. В. Синій та ін. Луцьк : ЛДТУ, 1999. 168 с.
15. Гевко Р. Б. Викопувально-очисні пристрої коренезбиральних машин : конструювання і розрахунок. Тернопіль : Поліграфіст, 1997. 120 с.

16. Булгаков В. М., Павелчак О. Б., Гевко Р. Б., Ткаченко І. Г. Методика оцінки ступеня пошкодження коренеплодів коренезбиральною машиною. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 7. Київ : НАУ, 2000. С. 14-19.

17. ДСТУ 2258-93. Машина бурякозбиральні. Загальні технічні умови. Київ : Держстандарт України, 1993. 18 с.

18. Павелчак О. Б. Розробка конструкцій та обґрунтування параметрів очисників коренеплодів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Луцьк : ЛДТУ, 2000. 166 с.

19. Павелчак О. Б., Ткаченко І. Г., Гладь Ю., Б., Гевко Р. Б. Вибір раціональних параметрів транспортера-сепаратора. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. “Механізація сільськогосподарського виробництва”. Том 8. Київ : НАУ, 2000. С. 41-47.

20. Барановський В. М. Механіко-технологічні основи розробки адаптованих коренезбиральних машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТНТУ, 2013. 402 с.

21. Барановський В. М. Основні етапи та загальні принципи сучасних тенденцій розвитку коренезбиральних машин. Вісник Тернопільського державного технічного університету. Тернопіль : ТДТУ, 2006. Т. 11, № 2. С. 67-75.

22. Барановський В. М. Транспортно-технологічні системи очисних робочих органів адаптованої коренезбиральної машини. Сільськогосподарські машини. Вип. 24. Луцьк : ЛНТУ, 2013. С. 18-28.

23. Барановський В. М. Основи розробки адаптованих транспортно-технологічних систем коренезбиральних машин / В.М. Барановський, М.І. Підгурський, М.Р. Паньків та ін. Тернопіль : ТНТУ, 2014. 351 с.

24. Скальський О. Б. Обґрунтування параметрів комбінованого копача коренеплодів цикорію : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Львів : ЛНАУ, 2019. 189 с.

25. Шкільнюк В. Р., Гевко Р. Б. Обґрунтування параметрів скребкового транспортера-очисника. Вісник Тернопільського державного технічного університету. Т. 7, № 1. Тернопіль : ТДТУ, 2002. С. 53-59.

26. Аванесов Ю. Б., Бессарабов В. И., Русанов И. И. Свеклоуборочные машины. Москва : Колос, 1979. 351 с.

27. Хвостов В. А. Отделение почвенных примесей системой корнеизвлекающих и сепарирующих рабочих органов : Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и послеуборочной обработки корнеклубнеплодов. Москва : НПО ВИСХОМ, 1990. С. 61-65.

28. Булгаков В. М., Лінник М. К., Гурченко О. П. Розрахунок основних параметрів технологічного процесу збирання буряків Збірник

наукових праць Національного аграрного університету. “Теорія і розрахунків сільськогосподарських машин”. Том 6. Київ : НАУ, 2000. С. 219-224.

29. Булгаков В. М. Совершенствование технологического процесса и машин для уборки корнеплодов свеклы : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01; 05.20.04. Москва : АО ВИСХОМ, 1993. 61 с.

30. Гевко Б. М. Научные основы разработки винтовых транспортирующих механизмов сельскохозяйственных машин : дис. ... д-ра техн. наук : 05.05.11. Ростов-на-Дону : 1987. 450 с.

31. Гевко Б. М., Рогатынский Р. М. Винтовые подающие механизмы сельскохозяйственных машин. Львов : Вища школа. Изд-во при Львов. ун-те, 1989. 176 с.

32. Гевко Б. М. Механізми з гвинтовими пристроями / Б.М. Гевко, М.Г. Данильченко, Р.М. Рогатинський, М.І. Пилипець, А.В. Матвійчук. Львів : Світ, 1993. 208с.

33. Шабельник Б. П. Механико-технологические основы процесса очистки корнеплодов от почвы на корнеуборочных машинах : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.01. Ростов-на-Дону : РИСХМ, 1986. 43 с.

34. Рогатинський Р. М. Механіко-технологічні основи взаємодії шнекових робочих органів з сировиною сільськогосподарського виробництва : дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.04. Київ : НАУ, 1997. 425 с.

35. Сарапулов А. К. Исследование процесса очистки корней от земли при уборке сахарной свеклы : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.20.01. Киев: УСХА, 1965. 20 с.

36. Сычев И. П. Основы повышения надежности рабочих органов свекловичных машин : автореф. дис. ... д-ра техн. наук : 05.20.04; 05.20.11. Москва : НПО ВИСХОМ, 1995. 44 с.

37. Погорілий М. Л. Підвищення технологічної ефективності коренезбиральних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Київ : НАУ, 2001. 125 с.

38. Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б., Павелчак О. Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора. Зб. Наукові нотатки. Вип. 7. Луцьк : ЛДТУ, 2000. С. 260-266.

39. Павх І. І. Обґрунтування параметрів сепараторних стрічкових транспортерів коренезбиральних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Луцьк: ЛДТУ, 2000. 166 с.

40. Туник І. Г. Розробка та обґрунтування параметрів доочисних транспортерів коренезбиральних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Луцьк : ЛДТУ, 2000. 149 с.

41. Фльонц І. В. Обґрунтування параметрів поздовжніх транспортерів-сепараторів коренезбиральних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця : ВНАУ, 2011. 149 с.

42. Данильченко М. Г. Розробка і дослідження шнекових та роторних очисників коренеплодів коренезбиральних комплексів : дис. ... канд. техн. наук : 05.20.04. Тернопіль : ТПІ, 1992. 153 с.

43. Козиброда Я. И. Совершенствование технологического процесса машин для уборки ботвы сахарной свеклы : дис. ... канд. техн. наук в форме науч. доклада : 05.20.01; 05.20.04. Москва : НПО по сельскохозяйственному машиностроению, 1992. 26 с.

44. Кобець О.М. Обґрунтування робочого процесу і параметрів робочих органів для видалення гички кормових буряків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця : ВДАУ, 2007. 173 с.

45. Паньків М. Р. Обґрунтування конструктивно-технологічних параметрів гвинтово-еліпсного очисника коренезбиральних машин : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль: ТДТУ, 2003. 160 с.

46. Виговський А. Ю. Обґрунтування технологічного процесу і параметрів комбінованого очисника вороху кормових буряків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТДТУ, 2006. 232 с.

47. Дубчак Н. А. Обґрунтування параметрів і режимів роботи очисника вороху кормових буряків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТНТУ, 2011. 215 с.

48. Рамш В. Ю. Обґрунтування параметрів комбінованого очисника вороху цукрових буряків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТНТУ, 2012. 237 с.

49. Хомик Н. І. Дослідження пруткових транспортерів коренезбиральних машин з врахуванням особливостей навантаження : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль : ТДТУ, 2003. 180 с.

50. Труханська О. О. Обґрунтування параметрів і режимів роботи комбінованої системи очистки коренеплодів : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Вінниця : ВНАУ, 2015. 219 с.

51. Влас Н. Є. Обґрунтування параметрів гвинтового циліндричного сепаратора з радіально зміщеними геометричними осями шнеків : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Тернопіль: ТДТУ. 2004. 182 с.

52. Поліщук В.А. Розробка та обґрунтування пружно-захисних механізмів бітерів копачів: : дис. ... канд. техн. наук : 05.05.11. Луцьк : ЛДТУ, 1998. 134 с.

53. Поліщук В. А., Гевко Р. Б. Підвищення надійності захисту робочих органів коренезбиральних машин. Вісник Національного аграрного університету. Том 2 "Перспективні технології вирощування та збирання цукрових буряків". Київ : НАУ, 1997. С. 79-82.

54. Петров Г. Д., Верещагин Н. И., Гречишкин Н. А. Источники механических повреждений клубней картофеля при уборке комбайнами : Рабочие органы и устройства для возделывания, уборки и



послеуборочной обработки корнеклубнеплодов. Москва : НПО ВИСХОМ, 1990. С. 3-11.

55. Синій С. В., Гевко Р.Б., Ткаченко І. Г. Методика визначення ступеня очищення та пошкодження коренебульбоплодів : матеріали міжнародної науково-практичної конференції “Сучасні технології промислового комплексу”, випуск 3. Херсон : ХНТУ, 2017. С. 218-222.

56. Гевко Р. Б., Поліщук В. А., Синій С. В. Зниження пошкоджень коренеплодів при їх взаємодії з бітерним валом дискового копача. Сільськогосподарські машини : Зб. наук. праць. Вип. 3. Луцьк : Волинське відділення ІАУ, 1997. С. 2-12.

57. Синій С. В. Гевко Р. Б., Ткаченко І.Г. Лабораторна установка для дослідження ступеня очищення і пошкодження коренебульбоплодів : Матеріали III міжнародної науково-практичної конференції “Імпортозамінні технології вирощування, зберігання і переробки продукції садівництва та рослинництва”, 24-25 травня 2017 року. Умань : УНУС, 2017. С. 53-55.

58. Тимошенко С. П., Янг Д. Х., Уивер У. Колебания в инженерном деле : перевод на русский язык, Москва : Машиностроение, 1985. 474 с.

59. Писаренко С. Г. Сопротивление материалов : учебник для вузов / Под общ. ред. акад. АН УССР Г.С. Писаренко. 4-е изд., перераб. и доп. Київ : Вища школа, Головное изд-во, 1979. 696 с.

60. Гевко Р. Б., Фльонц І. В., Павелчак О. Б. Визначення конструктивно-силових параметрів скребкового сепаруючого транспортера. Вісник інженерної академії України. №3-4. Київ : 2008. С. 180-185.

61. Nevko R., Brukhanskyi R., Flonts I., Synii S., Klendii O. Advances in methods of cleaning root crops. Bulletin of the Transilvania University of Brasov. Series II. Transilvania University press Brasov, Romania. 2018. Vol. 11(60). № 1. p. 127-138.

62. Nevko R. B., Tkachenko I. G., Rogatynskyi R. M., Synii S. V., Flonts I. V., Pohrishchuk V. V. Impact of parameters of an after-cleaning conveyor of a root crop harvester on its performance. INMATEH : Agricultural Engineering. 59/3. 2019. 41-48.

63. Ткаченко І. Г. Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б., Павелчак О.Б. Обґрунтування параметрів транспортера-сепаратора. Наукові нотатки : Міжвузівський збірник. Вип. 7. Луцьк : ЛДТУ, 2000. С. 260-266.

64. Павелчак О. Б., Ткаченко І. Г., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б. Вибір раціональних параметрів транспортера-сепаратора. Збірник наукових праць Національного аграрного університету. Том 8. Київ : НАУ, 2000. С. 41-47.

65. Nevko R. B., Tkachenko I. G., Synii S. V., Flonts I. V. Development of design and investigation of operation processes of small-scale root crop and potato harvesters. INMATEH : Agricultural Engineering. 49/2. 2016. p. 53-60.

66. Гевко Р.Б., Павх І.І. Кінетостатичний аналіз планетарної пружно-захисної муфти гвинтового конвеєра. Київ : Машинознавство, 1999. № 1. С. 28-30.

67. Нагорняк С. Г., Луцив И. В. Предохранительные механизмы металлообрабатывающего оборудования. Київ : Техніка, 1992. 71 с.

68. Гевко Р. Б. Разработка конструкций и определение функционально-эксплуатационных характеристик шариковых предохранительных муфт : дис. ... канд. техн. наук : 05. 20.02. Львов : ЛПИ, 1990. 180 с.

69. Гевко І. Б. Науково прикладні основи створення гвинтових транспортно технологічних механізмів : дис. ... д-ра техн. наук : 05.02.02. Національний університет "Львівська політехніка", 2013. 322 с.

70. Поляков В. С., Барбаш И. Д., Ряховский О. А. Справочник по муфтам. Ленинград : Машиностроение (Ленинградское отделение), 1974. 352 с.

71. Гевко Р. Б., Гладь Ю. Б., Шинкарик М. І., Клендій О. М. Динамічний розрахунок запобіжного пристрою шнекового транспортера. Вісник інженерної академії України. № 2. Київ : 2014. С. 163-168.

72. Гевко Р. Б. Підвищення технологічного рівня процесів завантаження та перевантаження матеріалів у гвинтових конвеєрах / Р.Б. Гевко, Р.М. Рогатинський, Р.І. Розум, М.Б. Клендій та ін. Тернопіль : Осадца Ю.В., 2018. 180 с.

73. Столярчук В. Ф., Рачинец Н. Ф., Гладь Б. М. Исследование движения и динамики машин, оборудования электроприводом. Львов : Изд-во Львовского ун-та, 1972, 171 с.

74. Гандзюк М. О., Гевко Р. Б., Осуховський В. М. Шляхи покращення очистки коренеплодів бурякозбиральними машинами. Збірник наукових праць Національного аграрного університету "Механізація сільськогосподарського виробництва". Том ІХ. Київ : НАУ, 2000. С. 162-166.

75. Гандзюк М. О., Гладь Ю. Б., Гевко Р. Б. Кінематичний аналіз доочисного пристрою коренезбиральної машини. Сільськогосподарські машини : Збірник наукових статей. Випуск 8. Луцьк : Редакційний відділ ЛДТУ, 2001. С. 44-53.

76. Nevko R. B., Tkachenko I. G., Hlado Y. B., Synii S. V., Gandziuk M. O., Trokhaniak O. M. Mathematical model of a root harvester after-cleaning system. Bulletin of the Karaganda university, Kazakhstan. №4 (96). 2019. p. 81-89.

77. Фльонц І. В., Ткаченко І. Г., Гевко Р. Б., Павелчак О. Б. Удосконалення транспортера сепаратора для коренебульбоплодів. Сільськогосподарські машини : зб. наук. статей. Вип. 16. Луцьк : ЛДТУ, 2007. С. 168-172.

78. Синій С. В., Гевко Р. Б., Фльонц І. В., Клендій О. М. Підвищення ефективності процесів очищення коренеплодів. Сільськогосподарські машини : зб. наук. статей. Вип. 40. Луцьк : ЛНТУ, 2018. С. 89-100.

79. Гевко Р. Б., Синій С. В. , Паньків М. Р., Варголяк М. А. Розробка та аналіз роботи машин для енергоощадних технологій збирання коренебульбоплодів. / Вісник інженерної академії України, № 3-4. Київ : 2014. С. 46-52.

## ЗМІСТ

ВСТУП .....	3
РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ СПОСОБІВ ТА РОБОЧИХ ОРГАНІВ ДЛЯ СЕПАРАЦІЇ ВОРОХУ КОРЕНЕПЛОДІВ .....	5
1.1. Механіко-технологічні властивості коренеплодів та вимоги до їх механізованого збирання .....	5
1.2. Аналіз конструкцій робочих органів і технологічних процесів очищення коренеплодів від домішок ґрунту та рослинних решток .....	10
1.3. Аналіз результатів теоретичних та експериментальних досліджень процесів очищення коренеплодів .....	26
РОЗДІЛ 2. МЕТОДИКА ПРОВЕДЕННЯ ТЕОРЕТИЧНИХ І ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	40
2.1. Моделювання ймовірності взаємодії поверхонь коренеплодів з робочими поверхнями очисників .....	40
2.2. Методики проведення досліджень за допомогою імітаторів коренеплодів .....	53
2.3. Стендове обладнання та методика проведення експериментальних досліджень .....	63
РОЗДІЛ 3. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ ЇХ ВИКИДАННІ СКРЕБКАМИ НА ПРУТКОВЕ ПОЛОТНО ТРАНСПОРТЕРА .....	76
3.1. Математична модель ударної взаємодії коренеплоду з прутками полотна .....	76
3.2. Результати теоретичних досліджень роботи транспортера з поворотними скребками .....	86
3.3. Результати теоретичних досліджень роботи транспортера з коливними скребками .....	97
РОЗДІЛ 4. РЕЗУЛЬТАТИ ТЕОРЕТИЧНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ ПРИ ЇХ ПЕРЕМІЩЕННІ В ТЕХНОЛОГІЧНОМУ РУСЛІ КОРЕНЕЗБИРАЛЬНОЇ МАШИНИ ...	106
4.1. Дослідження процесу транспортування та винесення домішок дволанковим прутковим транспортером-сепаратором .....	106

4.2. Дослідження процесу транспортування та доочищення коренеплодів при їх переміщенні криволінійною трасою скребковим транспортером-сепаратором.....	114
4.3. Дослідження процесу доочищення коренеплодів транспортером-сепаратором з поздовжніми коливаннями скребкового полотна .....	122
4.4. Дослідження процесу доочищення коренеплодів з вивантаженням домішок на зібрану частину поля .....	149
<b>РОЗДІЛ 5. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ .....</b>	<b>165</b>
5.1. Результати досліджень ударної взаємодії коренеплодів та їх імітаторів з робочими органами очисників .....	165
5.2. Результати досліджень роботи транспортера з поворотними скребками .....	168
5.3. Результати досліджень роботи транспортера з коливними скребками .....	175
5.4. Результати досліджень відділення домішок дволанковим прутковим транспортером .....	179
5.5. Результати досліджень ступеня відділених домішок при переміщенні коренеплодів криволінійною трасою скребковим транспортером-сепаратором .....	184
5.6. Результати досліджень причіпної коренезбиральної машини з активним процесом доочищення коренеплодів .....	187
5.7. Результати досліджень доочищення коренеплодів транспортером-сепаратором з поздовжнім коливанням скребкового полотна .....	193
5.8. Результати дослідження маси вивантажених домішок на зібрану частину поля .....	196
<b>ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ .....</b>	<b>203</b>
<b>ЛІТЕРАТУРА .....</b>	<b>207</b>

**ГЕВКО Р. Б., ТКАЧЕНКО І. Г., РОГАТИНСЬКИЙ Р. М.,  
СИНІЙ С. В., ГЛАДЬО Ю. Б., ГРАДОВИЙ В. В.**

**СИСТЕМИ ДООЧИЩЕННЯ КОРЕНЕПЛОДІВ  
ПРИ ЇХ МЕХАНІЗОВАНОМУ ЗБИРАННІ**

Монографія

Підписано до друку 14.04.2020.  
Формат 60x 84/16. Гарнітура Times New Roman.  
Папір офсетний 80 г/м<sup>2</sup>. Друк електрографічний.  
Умов.-друк. арк. 15,11. Обл.-вид. арк. 13,27  
Тираж 300 примірників. Замовлення № 04/20/3-7.

**Видавець та виготувач:**  
ФОП Осадца Ю.В  
м. Тернопіль, вул. 15 Квітня, 2Д/10  
тел. (097) 988-53-23



*Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої  
справи до державного  
реєстру видавців, виготівників і  
розповсюджувачів видавничої продукції  
серія ТР № 46 від 07 березня 2013 р.*