

НУБІП України

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

01.05 – КМР. 204 “С” 2022.02.04. 016 ПЗ

ДУБРОВІНОЇ ОЛЬГИ ОЛЕКСАНДРІВНИ

2023 р.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

УДК

НУБІП України

ПОГОДЖЕНО

Декан факультету

конструювання та дизайну

(назва факультету (ННІ))

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

механіки

(назва кафедри)

Рижко З.В.

(підпис)

(ПІБ)

“ ”

20

р.

Булгаков В.М.

(підпис)

(ПІБ)

“ ”

20

р.

НУБІП України

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему

Дослідження стійкості плоскопаралельного руху та

обґрунтування параметрів задньоначепленої гнучкозбиральної машини

Спеціальність

133 Галузеве машинобудування

(код і назва)

Освітня програма

Машини та обладнання сільськогосподарських машин

(назва)

Орієнтація освітньої програми

освітньо-наукова

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

НУБІП України

Гарант освітньої програми

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Ловейки В.С.

(підпис)

(ПІБ)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

д.т.н., професор

(науковий ступінь та вчене звання)

Булгаков В.М.

(підпис)

(ПІБ)

НУБІП України

Виконала

(підпис)

Дубровіна О.О.

(ПІБ студента)

НУБІП України

КИЇВ 2023

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ
ФАКУЛЬТЕТ КОНСТРУЮВАННЯ ТА ДИЗАЙНУ

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри механіки

д.т.н., професор

Булгаков В.М.

(науковий ступінь, вчене звання)

(підпис)

(ПІБ)

20

року

НУБІП України

ЗАВДАННЯ

ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТУ

Спеціальність Дубровіна Ольга Олександрівна
(прізвище, ім'я, по батькові)
133 Галузеве машинобудування
(код і назва)
Освітня програма Машини та обладнання сільськогосподарських машин
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова

(освітньо-професійна або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Дослідження стійкості плоскопаралельного руху та обґрунтування параметрів задньоначепленої/гичкозбиральної машини

затверджена наказом ректора НУБІП України від 20 р. № 0

Термін подання завершеної роботи на кафедру 15.05.2023р.

(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи _____

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. _____
2. _____
3. _____

Перелік графічного матеріалу (за потреби) _____

Дата видачі завдання “15” вересня 2021 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ Булгаков В.М.
(підпис) (прізвище та ініціали)

Завдання прийняла до виконання _____

(підпис)

Дубровіна О.О.

(прізвище та ініціали студента)

НУБІП України

ЗМІСТ

НУБІП України

РЕФЕРАТ..... 5

НУБІП України

ВСТУП..... 7

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ..... 9

1.1 Загальні відомості про гичкозбиральні машини..... 9

1.2. Постановка проблеми..... 15

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА АНАЛІЗ

СТІЙКОСТІ РУХУ..... 20

2.1. Розрахункова математична модель задньначіпленої асиметричної

НУБІП України

гичкозбиральної машини..... 20

2.2. Аналіз стійкості руху у горизонтальній площині асиметричного

гичкозбирального машинно-тракторного агрегату..... 36

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ..... 42

НУБІП України

Охорона праці..... 49

Висновки..... 51

Список використаних джерел..... 52

НУБІП України

Додатки..... 53

НУБІП України

РЕФЕРАТ

Магістерська кваліфікаційна робота на тему «Дослідження стійкості плоскопаралельного руху та обґрунтування параметрів задньоначіпленої гичкозбиральної машини» представлена на 52 аркушах А4 друкованого тексту, та складається з вступу, 4 розділів, висновків, списку використаних джерел та додатків.

Мета магістерської кваліфікаційної роботи: визначення оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів, що сприятимуть підвищенню стійкості виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряку, на підставі розроблення основних положень теорії плоскопаралельного руху задньоначіпленої асиметричної гичкозбиральної машини.

Об'єкт дослідження: технологічний процес збирання корнеплодів цукрового і кормового буряка, конструкційно-технологічні схеми машин і їх робочих органів.

Предмет дослідження – закономірності плоскопаралельного руху органів гичкозбиральної машини і взаємозвязки конструктивних параметрів машини для збирання гички з цукрових буряків.

Методи дослідження: дослідження були виконані з використанням методів моделювання функціонування сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, які базуються на основних положеннях теоретичної механіки, вищої математики та теорії автоматичного керування. У подальшому отримані диференціальні рівняння руху задньоначіпленої асиметричної гичкозбиральної машини розв'язані з використанням методів числових розрахунків на ПК.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні **завдання**:

1. Розробити загальну структурно-технологічну модель аналізу і оцінки технології вирощування та збирання цукрових буряків і визначити шляхи вдосконалення гичкозбиральних машин.
2. Визначити основні напрямки вдосконалення конструкції машин гичкозбиральних машин.

3. Дослідити закономірності взаємодії робочих органів з ґрунтом (корецоплодом), розробити та обґрунтувати параметри задньонапіленої гичкозбиральної машини.

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

ВСТУП

На сьогоднішній день цукровий буряк є однією з найважливіших технічних культур та являється головною сировиною для цукрової промисловості. Цукрові буряки вирощуються в багатьох країнах світу. На Європу припадає близько 80 % усіх посівних площ і валового збору цукрових буряків. Найбільші площі посівів цукрових буряків зосереджені в Польщі, Франції, Україні, Німеччині, США, Італії, Чехії, Румунії, Словаччині, Угорщині, Англії, Бельгії. Метою вирощування цукрових буряків є отримання врожаю митих буряків з якомога меншими втратами на біогазовій установці або на цукровому заводі, а отже – забезпечення створення максимальної доданої вартості. Збирання цукрового буряку можна вважати успішним, якщо воно проводиться в оптимальні строки за найбільшої маси і цукристості коренеплодів, та з мінімальними втратами, найменшим травмуванням і незначним забрудненням.

Для початку збирання врожаю потрібно обов'язково визначити правильну послідовність дій. Першими збирають буряки «слабких» типів, щоб вихід цукру був значно вищим, також потрібно використовувати сухі дні, адже вологі умови спричиняють пошкодження в структурі та збільшують забрудненість.

Крім цього необхідним є використання широких шин та системи регулювання тиску в шинах, щоб захистити ґрунт під час збирання врожаю.

Від якості роботи гичкозбиральних машин, наявності транспортних засобів, відстані перевезення на приймальний пункт коренеплодів та вологості ґрунту залежить вибір способу збирання цукрових буряків (наявність у воросі коренеплодів гички, ґрунту, решток бур'янів більше допустимих норм).

Підвищення якості збирання цукрового буряку цілком обумовлено і залежить від першої операції, яка пов'язана зі зрізуванням та збиранням гички цукрового буряку. Виконання даного технологічного процесу здійснюють як гичкозбиральні модулі бурякозбиральних комбайнів так і гичкозбиральні машини як окремі сільськогосподарські машини, що агрегатуються за допомогою тракторів. При цьому широко застосовуються гичкозбиральні машини, які фронтально навішуються на агрегуючий трактор, так і причіпні

асиметричні знаряддя, у яких агрегуючий трактор рухається вже по зібраній ділянці поля. Метою даної роботи є дослідження оптимальних кінематичних і конструктивних параметрів, що сприятимуть підвищенню стійкості виконання технологічного процесу збирання гички цукрового буряку, на підставі розроблення основних положень теорії плоскопаралельного руху задньоначіпленої асиметричної гичкозбиральної машини. Дані дослідження були виконані з використанням методів моделювання функціонування сільськогосподарських машин і машинних агрегатів, які базуються на основних положеннях теоретичної механіки, вищої математики та теорії автоматичного керування. У подальшому отримані диференціальні рівняння руху задньоначіпленої асиметричної гичкозбиральної машини розв'язані з використанням методів числових розрахунків на ПК. В результаті проведеного аналітичного дослідження побудована еквівалентна схема, на підставі якої досліджена нова розрахункова математична модель плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального агрегату в горизонтальній площині за умови, коли зв'язок колісного трактора та задньоначіпленої гичкозбиральної машини здійснюється за допомогою циліндричного шарніру. За результатами проведеного математичного моделювання отримана система лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, що описує попереднє переміщення центра мас агрегуючого колісного трактора і поворот його повздожньої осі симетрії на деякий кут навколо вказаного центра мас, а також кут відхилення задньоначіпленої гичкозбиральної машини від повздожньої осі симетрії трактора у довільний момент часу. Отримана система диференціальних рівнянь після її розв'язання на ПК надала можливість встановити стійкість і керованість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при виконанні ним технологічного процесу збирання гички цукрового буряку.

РОЗДІЛ 1. АКТУАЛЬНІСТЬ РОЗРОБКИ

1.1 Загальні відомості про гичкозбиральні машини

Збирання цукрових буряків - завершальний етап технології їх вирощування, який значною мірою визначає якість продукції, врожайність та витрати праці. Це здобувається організацією злагодженої роботи всіх вузлів збирального конвеєра від самого поля до бурякоприймального пункту.

Зберігання цукрових буряків у полі у кагатах навіть кінець вересня, початок жовтня призводить до значної втрати ваги та цукристості. Гичку буряків не можна зберігати без спеціальної підготовки до тимчасового зберігання в польових умовах. Тому при організації збиральних та транспортних робіт необхідно завчасно розробити заходи, що забезпечать своєчасну доставку буряків до бурякоприймальних пунктів, а також гички - до місць силосування та заготівлі кормів.

Безпосередньо від гичкозбиральних машин або гичкозавантажувачів до гичкоприймальних пунктів буряки перевозять вантажними автомобілями великої та середньої вантажопідйомності, сідельними тягачами, автопоїздами зі змінними причепами або ж з напівпричепами та тракторами з причепами.

Гичкозбиральні машини за конструкцією ріжучих апаратів бувають із дисковим ножом і пасивним копіром; активним копіром і пасивним ножом; ротаційним барабаном із шарнірними ножами.

За конструкцією викопуючих робочих органів гичкозбиральних машин розрізняють на дискові, вилочні активні, вилочні пасивні та вібраційні.

За організацією розвантаження коренеплодів ці машини бувають бункерні й безбункерні та з бункером-накопичувачем.

Також, при збиранні цукрового буряку важливим є дотримання агротехнічних вимог. Робота гичкозбиральних машин на збиранні цукрових буряків повинна відповідати деяким основним вимогам, а саме: поверхня зрізу повинна бути гладкою і прямою, площа зрізу головки коренеплоду не повинна проходити вище 2 см верхньої основи головки та не нижче зони кріплення

черешків нижніх зелених листків; кількість коренеплодів із необрізаними листками і високообрізаними не має бути більше 5%; втрача бадилля не більше 18%; наявність зеленої маси в купі не більше 3%; коренеплоди не повинні бути пошкодженими більше 12%; кількість коренеплодів із низьким і косим зрізом не більше 15%.

Розглянемо конструкцію гичкозбиральної машини БМ-6Б (Рис. 1.1.)



Рисунок 1.1 – Шестирядна гичкозбиральна машина БМ-6Б

Шестирядна гичкозбиральна машина БМ-6Б призначена для збирання гички цукрових буряків в основній зоні бурякосіяння на посівах із міжряддям 45 см. Технічна характеристика машини наведена в Таблиці 1.1.

Таблиця 1.1

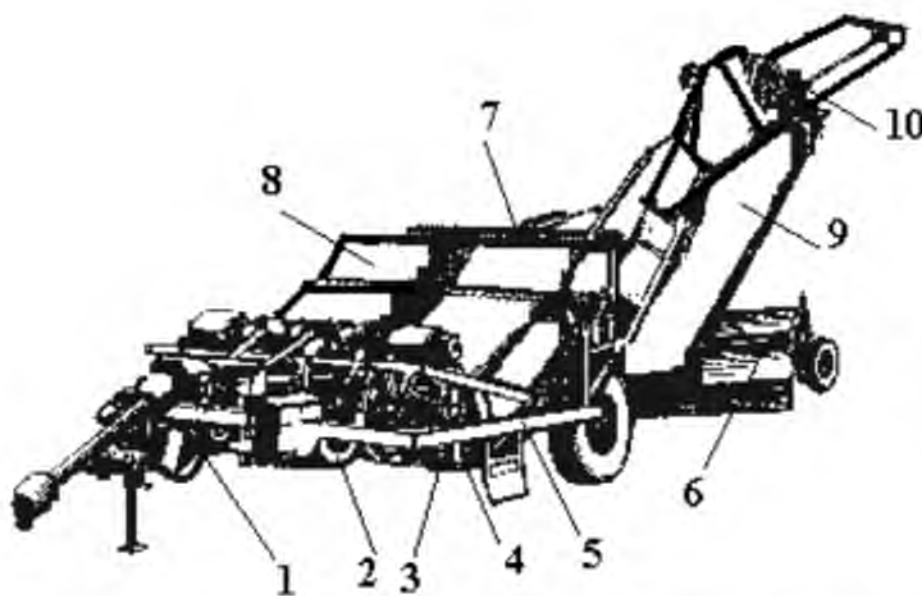
Технічна характеристика БМ-6Б.

Параметр	Розмірність	Значення
Конструктивна ширина захвата	м	2,7
Число збиральних рядків	-	6
Споживча потужність	л.с.	60
Робоча швидкість	км/год	5...9
Продуктивність за 1 годину чистого часу	га	1,35...2,43
Кількість обслуговуючого персоналу	-	1 тракторист

БМ-6Б складається з основної рами 5 з причепом (рис. 1.2), гідрокерування 1 ботвореза, який містить у собі рухому раму, різальні апарати 4, копювальні пристрої 3, приймальні транспортери бадилля 8, горизонтальний транспортер 7, навантажувальний елеватор 9 із ботворезвиралкою 10, очисника головок коренеплодів 6, ботвореза.



а)



б)

Рисунок 1.2 – Гичкозбиральна машина БМ-6Б

а – загальний вигляд; б – основні складові машини;
 1 - конір-водій; 2- копіювальне колесо; 3 - копіювальний механізм, 4 -
 ріжучий апарат; 5 - основна рама; 6 - очищувач головок коренеплодів; 7 -
 горизонтальний транспортер; 8 - приймальний транспортер; 9 -
 навантажувальний елеватор; 10 - розкидач.

Пристрій для зрізання гички призначений для обрізання гички на
 коренеплодах. Він складається з двох окремих секцій, підвішених шарнірно до
 основної рами. Секції передньою частиною спираються на пневматичні
 копіювальні колеса 3 (Рис. 1.3), регульовані за висотою. На рамі кожної секції
 змонтовано три різальні апарати 1 з копіювальними 2 механізмами і
 приймальний транспортер 5.

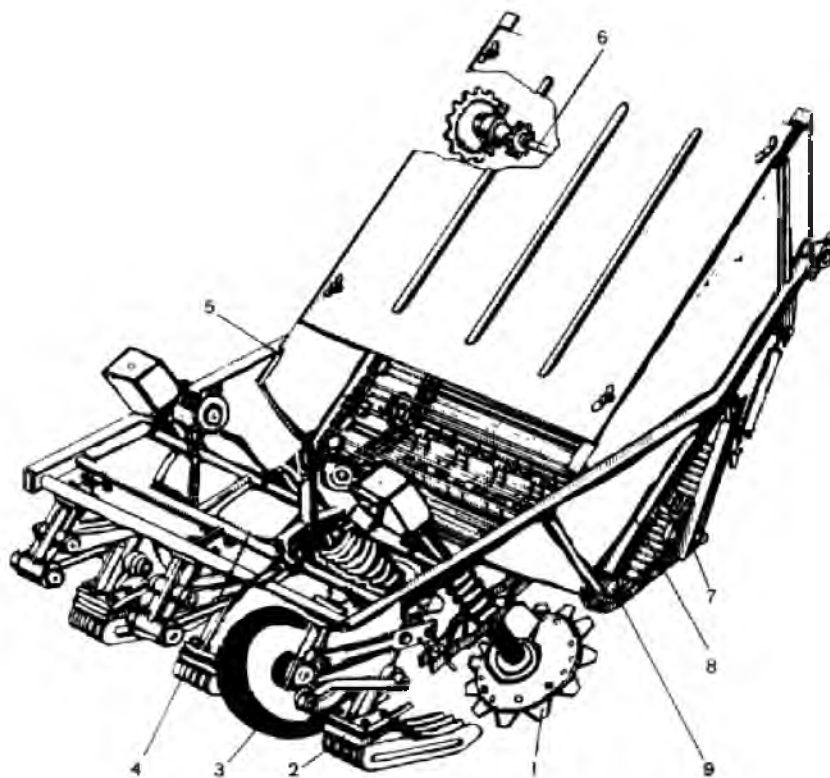


Рисунок 1.3. – Гичкорізальний пристрій:

1 - різальний апарат; 2 - копіювальний механізм; 3 - копіювальне колесо;
 4 - вертикальний приводний диск; 5 - плечо приймального транспортера; 6 -

ведучий вал; 7 - натяжний пристрій; 8 - рухома рамка; 9 - ведена зірочка
 приймального транспортера

Копіювальний механізм копіює положення головок коренеплодів буряків у вертикальній площині. Під час руху машини копір щупами 2 (рис. 1.4), насуваючись на головку коренеплоду, піднімає ніж 1 на необхідну висоту зрізу. Механізм має пасивний профільований гребінчастий копір і шарнірний чотириланковий механізм із пружиною. Механізм підвіски ножа забезпечує кінематичний зв'язок ножа з копіювальним механізмом і рамою гичкозрізного апарата.

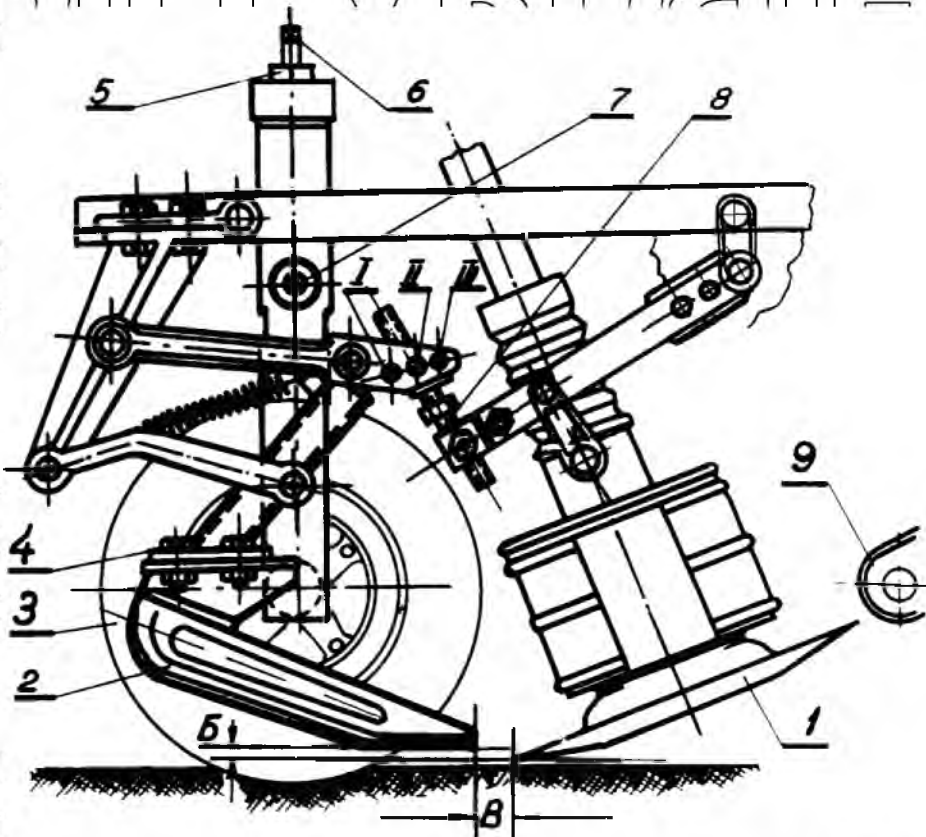


Рисунок 1.4 – Копіювальний механізм:

1 - ніж; 2 - копір; 3 - опорне колесо; 4 - болт кріплення копирів; 5 - фіксувальна гайка; 6 - регульовальна головка; 7 - стопор; 8 - регульовальна тяга; 9 - приймальний транспортер

Ріжучі апарати (рис. 1.5) призначені для обрізання гички з коренісходів і відкидання зрізаної гички на полотни приймального транспортера.

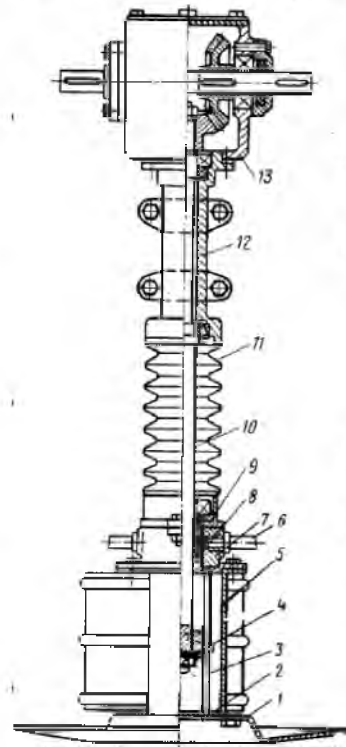


Рисунок 1.5 – Різальний апарат:

1 - ніж; 2 - диск; 3 - палець; 4 - гайка;

5 - ковпак; 6 - палець; 7 - стопор; 8 - хвостовик пальця; 9 - сальник;

10 - вал; 11 - кожух; 12 - стійка ножа; 13 - редуктор

У кожній із двох секцій машини змонтовано по три ріжучі апарати на кронштейнах у передній частині рами гичкоріза, з'єднаних між собою ланцюговими напівмуфтами.

Ріжучі апарати комплектуються двома комплектами суцільнозубчастих і одним комплектом сегментних ножів. Привід ріжучих апаратів здійснюється карданною передачею від центрального циліндричного редуктора.

Кожен різальний апарат складається з конічного редуктора 13, стійки 12, вертикального вала 10, корпусу 7, підшипника, гумової манжети, втулки, ковпака 5, пальців 6, маточини і ножа 1.

Приймальний транспортер призначений для приймання й очищення бадилля від землі та транспортування бадилля на горизонтальний поперечний транспортер. Приймальний транспортер прутковий. Він складається з рами, полотна, ведучого вала, підтримувальних роликів і ведених зірочок. Зірочки, підтримувальні ролики і ведучий вал укомплектовані підшипниками з одноразовим змащенням.

Полотно складається з двох замкнутих паралельних гілок втулково-роликового ланцюга, які з'єднані між собою прутками і скребками з пружинними пальцями. Натяг полотна здійснюється за допомогою впливу пружин на важіль із натяжним роликом.

Транспортер горизонтальний призначений для додаткового очищення гички від ґрунту і транспортування її до вивантажувального транспортера. Він складається з ведучого вала, ведених натяжних зірочок, підтримувальних роликів, бітера та полотна. Натягнення полотна здійснюється за допомогою ведених натяжних зірочок. З метою поліпшення очищення гички від ґрунту над поперечним прутковим транспортером у зоні траєкторії польоту гички, яку подають бітери, встановлено рушій потоку гички, який змінює траєкторію його польоту і забезпечує поділ ґрунту та гички.

Навантажувальний елеватор призначено для приймання гички, що надходить від горизонтального транспортера, очищення її від землі та навантаження в транспорт, що йде поруч. Він складається з трубчастої рами, на якій змонтовано ведучий вал, ролики, що підтримують, ведені зірочки, полотно, металевий пристрій, що складається з двох лопатевих бітерів, що обертаються назустріч, і направляючий козирок.

1.2. Постановка проблеми

Серед сучасних актуальних проблем галузі буряківництва є якісне збирання гички, яке здійснюється шляхом найбільш повного зрізання та збирання зеленої маси, що використовується в подальшому, та обрізання головок коренеплодів без пошкоджень і втрат маси коренеплодів (цукроносною маси).

якщо мова йде про збирання цукрових буряків). Це майже у рівній ступені відноситься до збирання гички цукрового та кормового буряку, моркви інших коренебульбоплодів, які збираються роздільним способом – спочатку зрізання гички на кореню і подальше викопування коренеплодів з ґрунту. Виконання технологічного процесу збирання гички здійснюють як гичкозбиральні модулі бурякозбиральних комбайнів так і гичкозбиральні машини як окремі сільськогосподарські машини, що агрегуються за допомогою тракторів, як правило просапної конструкції. В світі широко застосовуються як гичкозбиральні машини, що фронтально навішуються на агрегуючий трактор, так і причіпні асиметричні машини, у яких агрегуючий трактор рухається вже по зібраній ділянці поля. Особливо широко такі асиметричні агрегати використовують при збиранні гички кормового буряку.

Слід зауважити, що на сьогодні у сільськогосподарському виробництві багатьох країн світу причіпні асиметричні сільськогосподарські машини випускаються і такі асиметричні агрегати успішно використовуються. Це, насамперед, стосується агрегування причіпних асиметрично розташованих збиральних машин, таких як згадані машини для збирання гички цукрового та кормового буряку, валкові жнивarki, ротаційні косарки, причіпні силосозбиральні комбайни тощо.

За гострої необхідності виконання згаданих процесів саме за такою схемою та за умови забезпечення високої його якості асиметричні причіпні збиральні машини мають один суттєвий недолік, що пов'язаний з виникаючим нестійким рухом у поперечно-горизонтальній площині, який потрібно якимось чином долати. Виникаючі в цьому разі умови нестійкого руху агрегуючого трактора й установленної позаду асиметричної збиральної машини обумовлені дією розворотного моменту збоку зовнішніх сил, що діють на колеса та робочі органи в процесі виконання заданого технологічного процесу.

Проведені численні наукові дослідження та подальші конструкторські напрацювання надали можливість подолання вказаного недоліку шляхом

використання різних технічних прийомів. Серед відомих способів розв'язання цієї проблеми є можливість вказати на два, найбільш розвинутих, варіантів агрегування асиметричних сільськогосподарських машин з агрегуючими тракторами, які здатні до забезпечення агрегованій машині відносно помітний стійкий рух. Перший із них передбачає жорстке з'єднання асиметричної машини та агрегуючого трактора, яке й використовується під час виконання технологічного процесу їх роботи. Забезпечуючи в цілому умови стійкого руху асиметричної машини, існуючий розворотний момент створює такі умови, за яких керовані колеса агрегуючого трактора повинні постійно повертатися у бік, протилежний напрямку поперечного уводу. В даному випадку керованість такого асиметричного машинно-тракторного агрегату стає значно гіршою, що не тільки ускладнює умови його експлуатації, але і в цілому може призвести до зниження якості виконання заданого технологічного процесу. Перший варіант найбільш придатний для використання нескладних та легких асиметричних машин та тракторів значної маси, наприклад косарки з невеликою шириною захвату.

У другому випадку зв'язок задньовстановленої асиметричної сільськогосподарської машини і агрегуючого трактора у процесі виконання технологічного процесу здійснюється за допомогою циліндричного шарніру, тобто створюються умови відносних рухів трактора та машини. За цих умов керованість даного машинно-тракторного агрегату значно поліпшується, однак необхідні додаткові умови, за яких агрегована асиметрична машина в процесі технологічного руху не повинна відхилитися у горизонтальній площині під дією виникаючого розворотного моменту. Тобто такий спосіб агрегування є більш ефективним, але він спонукає шукати можливість якимось чином знижувати виникаючий розворотний момент, або створювати умови його компенсації «моментом протидії».

Таким чином, виникає гостра необхідність пошуку умов підвищення стійкого руху будь-якого асиметричного машинно-тракторного агрегату, одним

з яких є теоретичні дослідження його рухів у поперечно-горизонтальній площині, тобто плоскопаралельного руху.

При проведенні таких теоретичних досліджень необхідно пам'ятати, що стійкий рух і високоякісне функціонування того або іншого асиметричного сільськогосподарського машинно-тракторного агрегату потрібно розглядати у вигляді його реакції на вхідні керуючі та збурювальні впливи. При цьому реакції самого машинно-тракторного агрегату на керуючі впливи характеризують його керованість, а реакції на збурювальні впливи – стійкість руху.

Нами розроблена нова гичкозбиральна машина роторного типу, яка може використовуватись у вигляді фронтально встановленої і задньоначепленої агрегатованої машини. Конструктивно-технологічна схема використання гичкозбиральної машини, начепленої позаду агрегатуючого колісного трактора представлена на рис. 1.6. Таким чином, представлений машинно-тракторний агрегат, у якого до агрегатуючого колісного трактора асиметрично причеплена гичкозбиральна машину з шириною захвату у 3 рядки, є асиметричним.

При цьому технологічний процес зрізання гички здійснюється за допомогою роторного гичкозрізаючого апарату, який здійснює суцільний зріз всієї маси у межах ширини захвату. Відносно головок коренеплодів гичкозрізаючий апарат встановлюється в процесі роботи за допомогою двох опорно-копіювальних пневматичних коліс, які рухаються у міжряддях. Завантаження зрізаної зеленої маси гички здійснюється за допомогою завантажувального пристрою дугоподібної форми у кузов транспортного засобу, який рухається по зібраній ділянці бурякового поля поруч з гичкозбиральним агрегатом.

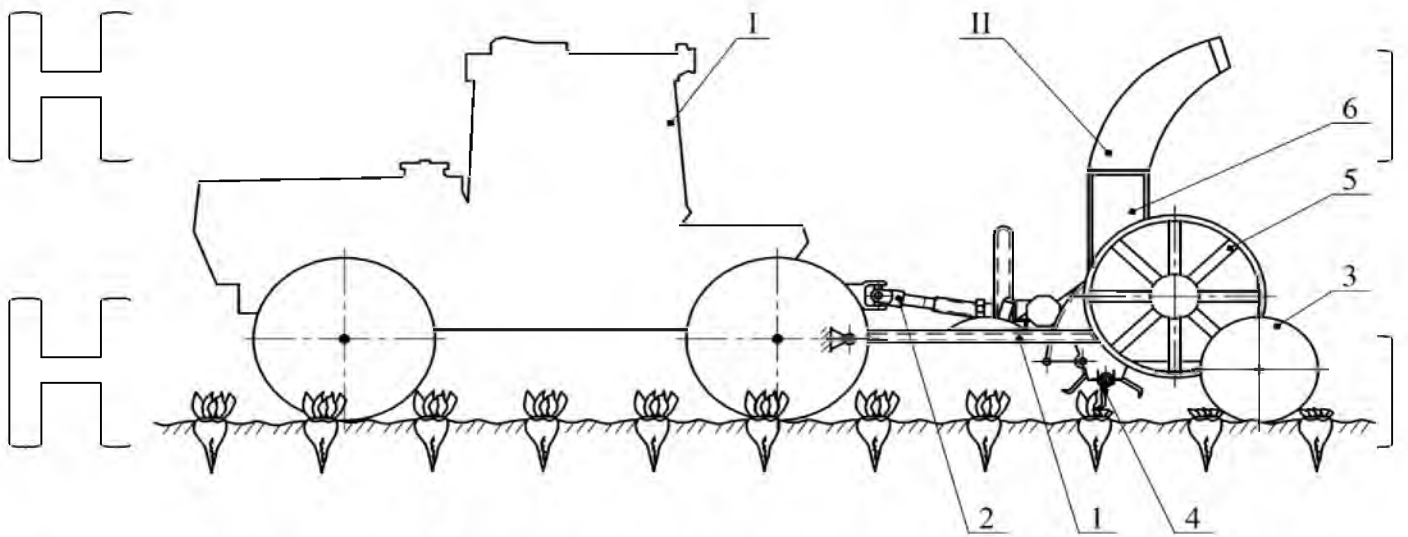


Рисунок 1.6 – Конструктивно-технологічна схема асиметричного гичкозбирального агрегату у поздовжньо-вертикальній площині

I – колісний трактор; II – причіпна асиметрична гичкозбиральна машина;

1 – рама; 2 – привід; 3 – опорно-копіювальне пневматичне колесо;

4 – роторний гичкозрізаючий апарат; 5 – транспортуючий робочий орган;

6 – завантажувальний пристрій

Таким чином, пошук умов стійкого руху даного асиметричного гичкозбирального агрегату є актуальним і складним завданням, розв’язування якого дасть можливість значно підвищити його техніко-експлуатаційні властивості.

НУБІП України

РОЗДІЛ 2. РОЗРАХУНОК МАТЕМАТИЧНОЇ МОДЕЛІ ТА АНАЛІЗ СТІЙКОСТІ РУХУ

2. 1. Розрахункова математична модель задньоначіпленої асиметричної гичкозбиральної машини

Основні положення теорії плоскопаралельного руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату розглянемо на прикладі агрегатуючого колісного трактора, позаду якого причеплена гичкозбиральна машина. При цьому агрегатуючий трактор рухається по збірній частині бурякової плантації, а гичкозбиральна машина, яка розташована праворуч від трактора, рухається по ділянці посівів цукрових буряків і зрізає та збирає рослинну масу гички і грузить її, через завантажувальний пристрій, у кузов транспортного засобу, що рухається поруч з трактором (або розкидає по полю). Зв'язок колісного агрегатуючого трактора і вказаної гичкозбиральної машини у процесі роботи даного машинно-тракторного агрегату здійснюється за допомогою вертикального циліндричного шарніру, заднього причіпного механізму трактора.

Таким чином, даний збиральний машинно-тракторний агрегат є асиметричним, оскільки встановлена позаду агрегатуючого трактора гичкозбиральна машина зміщена вправо від його повздовжньої осі.

Для аналітичного дослідження даного машинно-тракторного агрегату необхідно спочатку побудувати його еквівалентну схему, розглядаючи рух усіх його точок тільки в площині, що паралельна площині поверхні поля. Насамперед

слід відразу зауважити, що даний асиметричний гичкозбиральний машинно-тракторний агрегат є складною динамічною системою і внаслідок асиметричності його рух у горизонтальній площині буде безсумнівно нестійким.

Крім того для дослідження вказаного руху його необхідно формалізуючи деякі властивості такого машинно-тракторного агрегату прийняти деякі припущення. Вказані припущення, жодним чином не спотворюють реальний процес, але значно спростять аналітичні дослідження. А саме головними припущеннями будуть такі:

1. Поверхня поля, по якій рухається даний гичкозбиральний агрегат, є горизонтальною, а тому креном і диферентом даного машинно-тракторного агрегату нехтуємо.

2. Колієний агрегатуєчий трактор представлений у вигляді твердого тіла, ще має повздовжню площину симетрії, яка проходить через його центр мас.

3. Коливання тягового опору причіпної гичкозбиральної машини не здійснюють істотного впливу на швидкість поступального руху даного агрегату, унаслідок чого в першому наближенні вона може мати постійне значення.

4. Взаємодія пневматичних шин ходових коліс агрегатуєчого трактора й опорних копіювальних коліс причіпної гичкозбиральної машини з поверхнею ґрунту, особливо у бічних напрямках, повністю відповідає так званій гіпотезі «бічного уводу» пневматичних шин коліс.

5. Оскільки при русі даного агрегату спостерігаються малі величини гіроскопічних та стабілізуючих моментів пневматичних шин ходових коліс агрегатуєчого трактора і опорних копіюєчих коліс гичкозбиральної машини, а також моменти їхнього скручування щодо вертикальних осей, то вони не будуть враховуватись.

6. Кути уводу пневматичних шин ходових коліс агрегатуєчого трактора, які розташовані на одній геометричній осі, а також бічні сили, що діють на них, будемо вважати досить малими.

7. Будемо вважати малими й рівними між собою кути поворотів лівого і правого керованих коліс агрегатуєчого трактора, оскільки основний рух даного

гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при виконанні технологічного процесу збирання гички цукрового буряку є підстави вважати прямолінійним.

З врахуванням вказаних припущень агрегатуючий колісний трактор на еквівалентній схемі зображуємо у довільному положенні. При цьому обираємо та позначаємо відповідними літерами основні його точки: центр мас трактора – точка S ; середина мосту керованих коліс – точка A ; середина мосту ведучих коліс – точка B ; точка причепа агрегатованої гичкозбиральної машини позначена точкою C . При цьому цапфи керованих коліс агрегатуючого трактора, внаслідок їхніх малих розмірів, входять у загальну довжину мосту передніх коліс.

Далі прийнемо для даної динамічної системи і покажемо на еквівалентній схемі системи координатних осей, відносно яких й будемо розглядати її рухи.

Так, насамперед, з поверхнею бурякового поля жорстко зв'яжемо систему нерухомих декартових координат $XOYZ$, що позначає площину (вісь Z не показана) в якій відбувається плоскопаралельний рух даного машинно-тракторного агрегату. Через центр мас агрегатуючого трактора (точка S) проведемо окрему просторову систему координатних осей $X_TSY_TZ_T$, у якій вісь

SY_T збігається з повздожньою віссю трактора, вісь SX_T спрямована вправо по ходу руху трактора, а вісь SZ_T спрямована вертикально вгору. Для зазначення напрямку руху передніх керованих коліс трактора виберемо рухому систему координат X_AAY_A з центром, що розташований у точці A . При цьому вісь AY_A завжди збігається з напрямком руху передніх керованих коліс агрегатуючого трактора (паралельна площині зазначених коліс) у довільний момент часу, а вісь AX_A спрямована перпендикулярно до осі AY_A й вправо по ходу руху агрегатуючого трактора.

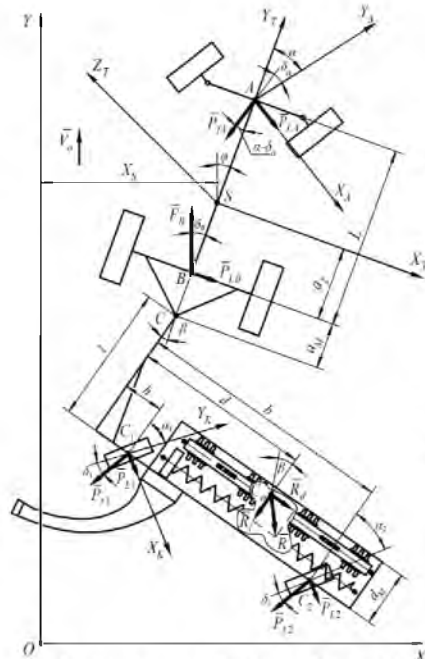


Рисунок 2.1 – Еквівалентна схема асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату

Також з врахуванням прийнятих раніше припущень приймаємо, що агрегатуючий колісний трактор на робочих гонах здійснює поступальний і рівномірний зі швидкістю V_0 рух щодо нерухокої системи координат XOY . Однак у процесі виконання робочого руху під дією зовнішніх випадкових факторів агрегатуючий колісний трактор відхиляється від початкового свого положення, одержує додаткову швидкість і починається його відносний рух у площині XOY . При цьому площина $Y_T S Y_T$, зв'язана із центром мас агрегатуючого трактора, повертається в площині XOY навколо вертикальної осі SZ_T , що проходить через точку S . Характеристикою даних поворотів буде кут φ , утворений повздовжньою віссю симетрії SY_T колісного агрегатуючого трактора та віссю OY .

Під час відносного руху трактора його центр мас переміщується уздовж осі OX , що характеризується зміною координати X_S (рис. 2.1).

Таким чином, колісний агрегатуючий трактор відносно площини XOY має два ступені вільності, а саме: лінійна координата X_S і кутова координата φ , які в подальшому приймаємо за узагальнені координати

Далі покажемо на еквівалентній схемі зовнішні сили, що діють на колісний агрегатуючий трактор під час його плоскопаралельного руху і визначимо їх фізичні ознаки. Перерахуємо дані сили. Насамперед це рушійна сила \vec{F}_B , яка формується від задніх двох ведучих коліс трактора і може бути прикладеною в точці B . Рушійна сила \vec{F}_B утворює із повздовжньою віссю симетрії агрегатуючого трактора кут уводу δ_B . На трактор діє також сила опору коченню \vec{P}_{fA} передніх коліс трактора, що також отримується від двох передніх керованих коліс, прикладена в точці перетинання їхньої осі з повздовжньою віссю SY_T (точка A) і відхилена від напрямку переміщення його рушіїв на кут уводу δ_A . На трактор діють також бічні сили відповідно від двох мостів: \vec{P}_{LA} і \vec{P}_{LB} , прикладені відповідно в точках A і B . Сила опору \vec{P}_{KR} переміщення гичкозбиральної машини, прикладена до колісного агрегатуючого трактора в точці C і відхилена від повздовжньої осі трактора, тобто від осі SY_T , на кут β .

Слід відразу зазначити, що головний момент (тобто поворотний момент M_t щодо точки C) усіх зовнішніх сил, що діють на задньоначіплену гичкозбиральну машину, на агрегатуючий трактор не передається унаслідок шарнірного з'єднання агрегатованої асиметричної машини в точці C .

Внаслідок цього, вплив причіпної асиметричної машини на агрегатуючий колісний трактор виражається тільки її тяговим опором P_{KR} і кутом β повороту (відхилення) у горизонтальній площині.

Тепер є всі підстави для складання диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху колісного агрегатуючого трактора. Оберемо для цього вихідні рівняння у формі Лагранжа II-го роду такого вигляду.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T_T}{\partial q_i} = Q_i, \quad (1)$$

де T_T — кінетична енергія колісного агрегатуючого трактора; q_i — узагальнені координати; Q_i — узагальнені сили, по відповідних узагальнених

координатах q_i .

Кінетична енергія T_T агрегуючого колісного трактора відносно горизонтальної площини XOY визначається так:

$$T_T = \frac{M_T \cdot V_S^2 + J_S \cdot \omega_T^2}{2}, \quad (2)$$

де M_T – маса агрегуючого трактора; V_S – лінійна швидкість центра мас трактора в площині XOY ; J_S – момент інерції трактора щодо вертикальної осі SZ_T ; ω_T – кутова швидкість обертання трактора навколо осі SZ_T .

Якщо виразити лінійну V_S і кутову ω_T швидкості через узагальнені координати X_S і ϕ , то одержимо:

$$V_S = \dot{X}_S, \quad (3)$$

$$\omega_T = \dot{\phi}. \quad (4)$$

З урахуванням виразів (3) та (4) кінетична енергія T_T колісного агрегуючого трактора може бути визначена так:

$$T_T = \frac{M_T \cdot \dot{X}_S^2 + J_S \cdot \dot{\phi}^2}{2}. \quad (5)$$

Оскільки кінетична енергія T_T трактора, обумовлена виразом (5), залежить тільки від швидкостей \dot{X}_S і $\dot{\phi}$ та не залежить від самих узагальнених координат q_i , то частинна похідна буде дорівнювати:

$$\frac{\partial T_T}{\partial q_i} = 0. \quad (6)$$

При цьому частинні похідні по швидкостях \dot{X}_S і $\dot{\phi}$ відповідних узагальнених координатах X_S і ϕ будуть дорівнювати:

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{X}_S} = M_T \cdot \dot{X}_S, \quad (7)$$

$$\frac{\partial T_T}{\partial \dot{\phi}} = J_S \cdot \dot{\phi} \quad (8)$$

Похідні за часом від виразів (7) і (8) визначаються наступними виразами:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{X}_S} \right) = M_T \cdot \ddot{X}_S, \quad (9)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_T}{\partial \dot{\phi}} \right) = J_S \cdot \ddot{\phi}. \quad (10)$$

Використовуючи значення, отримані з виразів (9) і (10), з урахуванням виразу (6) по двох узагальнених координатах X_S і ϕ , і підставляючи їх у вираз (1) отримуємо наступну систему диференціальних рівнянь плоскопаралельного руху агрегатуючого колісного трактора в такому вигляді:

$$\left. \begin{aligned} M_T \cdot \ddot{X}_S &= Q_{X_S}, \\ J_S \cdot \ddot{\phi} &= Q_{\phi} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

Далі визначимо праві частини диференціальних рівнянь системи (11), тобто узагальнені сили: Q_{X_S} та Q_{ϕ} .

Визначимо спочатку значення узагальненої сили Q_{X_S} по узагальненій координаті X_S . Для цього дамо даній динамічній системі можливі переміщення і складемо вираз елементарної роботи сил на можливому переміщенні δX_S .

Матимемо:

$$\delta A_{X_S} = P_{LA} \cdot \cos(\varphi + \alpha) \cdot \delta X_S - P_{fA} \cdot \sin(\varphi + \alpha - \delta_A) \cdot \delta X_S + P_{LB} \cdot \cos \varphi \cdot \delta X_S - F_B \sin(\delta_B - \varphi) \cdot \delta X_S - P_{KR} \cdot \sin(\varphi + \beta) \cdot \delta X_S, \quad (12)$$

де α – кут повороту керованих коліс трактора.

З виразу (12) одержуємо, що узагальнена сила Q_{X_S} по узагальненій координаті X_S буде дорівнювати:

$$Q_{X_s} = \frac{\delta A_{X_s}}{\delta X_s} = P_{LA} \cdot \cos(\varphi + \alpha) - P_{fA} \cdot \sin(\varphi + \alpha - \delta_A) + P_{LB} \cdot \cos \varphi - F_B \sin(\delta_B - \varphi) - P_{KR} \cdot \sin(\varphi + \beta). \quad (13)$$

Таким чином, дана узагальнена сила Q_{X_s} дорівнює сумі проєкцій всіх активних зовнішніх сил на вісь OX , прикладених до колісного трактора.

Для визначення узагальненої сили Q_φ по узагальненій координаті φ також задаємо вже кутові можливі переміщення даної динамічної системи і складемо вираз елементарної роботи сил на можливому переміщенні $\delta\varphi$. Будемо мати:

$$\delta A_\varphi = P_{LA} \cdot (L - a_T) \cos \alpha \cdot \delta\varphi - P_{fA} \cdot (L - a_T) \sin(\alpha - \delta_A) \cdot \delta\varphi - P_{LB} \cdot a_T \cdot \delta\varphi + F_B \cdot a_T \sin \delta_B \cdot \delta\varphi + P_{KR} \cdot (a_T + a_M) \sin \beta \cdot \delta\varphi. \quad (14)$$

З виразу (14) одержуємо, що узагальнена сила Q_φ по узагальненій кутовій координаті φ буде дорівнювати:

$$Q_\varphi = \frac{\delta A_\varphi}{\delta\varphi} = P_{LA} \cdot (L - a_T) \cos \alpha - P_{fA} \cdot (L - a_T) \sin(\alpha - \delta_A) - P_{LB} \cdot a_T + F_B \cdot a_T \sin \delta_B + P_{KR} \cdot (a_T + a_M) \sin \beta. \quad (15)$$

Тобто, узагальнена сила Q_φ по узагальненій координаті φ дорівнює алгебраїчній сумі моментів усіх активних зовнішніх сил відносно точки S .

Проаналізуємо далі отримані вирази (13) і (15) для узагальнених сил Q_{X_s} та Q_φ і знайдемо можливості для їх спрощення. Дані вирази можна спростити,

оскільки для малих кутів значення косинусів приблизно можна вважати рівними одиницям, а значення синусів – рівним самим кутам.

Тому вираз (13) можна представити у такому вигляді:

$$Q_{X_s} = P_{LA} - P_{fA} (\varphi + \alpha - \delta_A) + P_{LB} - F_B (\delta_B - \varphi) - P_{KR} (\varphi + \beta), \quad (16)$$

або

$$Q_{X_s} = P_{LA} + P_{LB} - P_{fA} \alpha + P_{fA} \delta_A - F_B \delta_B + (F_B - P_{fA} - P_{KR}) \varphi - P_{KR} \beta. \quad (17)$$

З огляду на те, що $F_B - F_{fA} - P_{KR} = 0$, то у кінцевому вигляді одержуємо вираз для визначення узагальненої сили Q_{X_s} такого виду:

$$Q_{X_s} = P_{LA} + P_{LB} - P_{fA} \alpha + P_{fA} \delta_A - F_B \delta_B - P_{KR} \beta. \quad (18)$$

Проведемо аналогічні перетворення і для виразу (15) з огляду на малі значення кутів α і β . Остаточно одержуємо вираз для визначення узагальненої сили Q_φ такого вигляду:

$$Q_\varphi = P_{LA} (L - a_T) - P_{fA} \cdot \alpha (L - a_T) - P_{LB} \cdot a_T + P_{fA} \cdot \delta_A (L - a_T) + F_B \cdot \delta_B \cdot a_T + P_{KR} \cdot \beta (a_T + a_M). \quad (19)$$

Сили P_{LA} і P_{LB} , які входять у залежності (18) та (19), можна замінити виразами, сформованими на підставі так званої гіпотези «бічного уводу» шин пневматичних коліс [10] такого виду:

$$P_{LA} = k_A \cdot \delta_A, \quad (20)$$

$$P_{LB} = k_B \cdot \delta_B, \quad (21)$$

де k_A, k_B – коефіцієнти бокового уводу пневматичних шин ходових коліс агрегатуючого колісного трактора.

У вирази (20) і (21) необхідно підставити значення кутів уводу δ_A і δ_B , які визначаються на підставі побудови планів швидкостей точок A і B , тобто середин переднього (керованого) і заднього (тягового) мостів агрегатуючого трактора при їх плоскопаралельному русі у горизонтальній площині XOY .

Використовуючи методику, викладену в [5], нами були побудовані зазначені плани швидкостей, що дали можливість графічно знайти значення швидкостей V_A і V_B , далі через їхні проекції на осі X та Y , а також відповідні тангенси кутів

і на підставі нехтування малими величинами, знайти самі кути δ_A і δ_B . У результаті цього були визначені остаточні вирази для бічних сил P_{LA} і P_{LB} такого виду:

$$P_{LA} = k_A \left[\frac{\dot{X}_S (L + a_T) \dot{\varphi} + \varphi + \alpha}{V_b} \right], \quad (22)$$

$$P_{LB} = k_B \cdot \left[-\frac{\dot{X}_S - a_T \cdot \dot{\varphi} + \varphi}{V_o} \right]. \quad (23)$$

Для визначення положення опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини в довільний момент часу розглянемо окремо її схему і покажемо на ній рухому систему координат $Y_K C_1 X_K$, яка жорстко зв'язана з лівим опорним копіювальним колесом гичкозбиральної машини (див. рис. 2.2). При цьому вісь $C_1 Y_K$ завжди паралельна площині опорного колеса, а вісь $C_1 X_K$ їй перпендикулярна і спрямована вправо по ходу руху гичкозбиральної машини. Зазначені напрями руху для правих опорних коліс гичкозбиральної машини в першому наближенні можна вважати аналогічними. Однак система рухомих координат тут не показана.

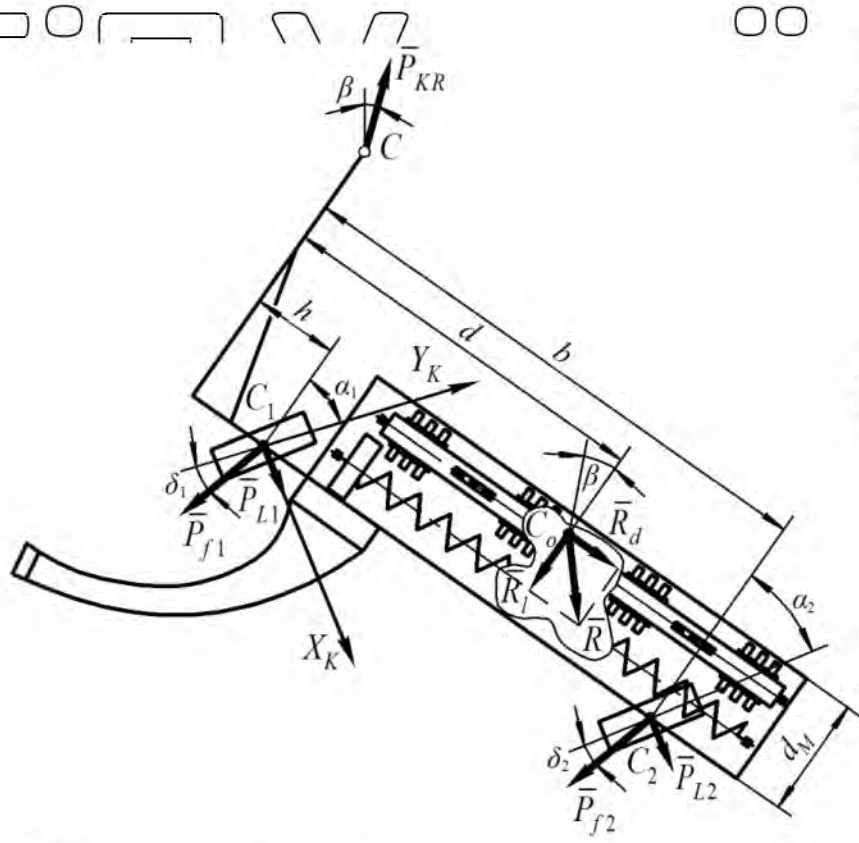


Рисунок 2.2 – Еквівалентна схема агреатованої гичкозбиральної машини

У представленому вигляді причіпна гичкозбиральна машина як динамічна система може бути розглянута як фізичний маятник, що має тільки один ступінь

вільності – кут β повороту в горизонтальній площині. Цей кут β повороту і буде

узагальненою координатою при складанні надалі диференціальних рівнянь у

вигляді вихідних рівнянь динаміки у формі Лагранжа II-го роду вигляду (1).

Визначимо у цьому випадку необхідні для виразу (1) складові. Так, кінетична енергія T_H агреатованої гичкозбиральної машини буде такою:

$$T_H = \frac{J_C \cdot \dot{\beta}^2}{2}, \quad (24)$$

де J_C – момент інерції гичкозбиральної машини щодо вертикальної осі, що проходить через точку C ; $\dot{\beta}$ – кутова швидкість повороту гичкозбиральної машини навколо точки C .

При цьому необхідні частинні похідні, що входять у вихідні рівняння Лагранжа II-го роду (1), знаходяться із таких виразів:

$$\frac{\partial T_H}{\partial \dot{\beta}} = J_C \cdot \dot{\beta}, \quad (25)$$

$$\frac{\partial T_H}{\partial \beta} = 0, \quad (26)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T_H}{\partial \dot{\beta}} \right) = J_C \cdot \ddot{\beta}. \quad (27)$$

З огляду на вирази (22) і (23), диференціальне рівняння руху причіпної гичкозбиральної машини буде мати такий вигляд:

$$J_C \cdot \ddot{\beta} = Q_\beta. \quad (28)$$

Для визначення узагальненої сили Q_β , що входить у вираз (28), позначимо зовнішні сили, які діють на причіпну гичкозбиральну машину. До зовнішніх сил,

які діють на гичкозбиральну машину під час виконання нею технологічного процесу, входять поєздовжні \bar{R}_l і поперечна \bar{R}_d складові сили R опору масиву збираємої гички, які прикладені до машини у точці C_1 ; \bar{P}_{f1} – сила опору коченню

лівого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена у точці

C_1 і відхилена від площини колеса на кут уводу δ_1 ; \bar{P}_{f2} – сила опору кочення

правого копіювального колеса гичкозбиральної машини, що прикладена в точці

C_2 і відхилена від площини колеса на кут уводу δ_2 ; бічні сили \bar{P}_{L1} і \bar{P}_{L2} ,

прикладені відповідно до лівого й правого копіювальних коліс гичкозбиральної

машини в точках C_1 і C_2 .

Для визначення узагальненої сили Q_β по координаті β скористаємося виразом для елементарної роботи сил на можливому переміщенні $\delta\beta$. Маємо:

$$\begin{aligned} \delta A_\beta = & R_l \cdot d \cdot \delta\beta - R_d(l - d_M) \cdot \delta\beta + P_{f1} \cos(\alpha_1 - \delta_1) \cdot h \cdot \delta\beta + \\ & + P_{f2} \cos(\alpha_2 - \delta_2) \cdot b \cdot \delta\beta + P_{f1} \sin(\alpha_1 - \delta_1) \cdot l \cdot \delta\beta + \\ & + P_{f2} \sin(\alpha_2 - \delta_2) \cdot l \cdot \delta\beta - P_{L1} \cos \alpha_1 \cdot l \cdot \delta\beta - \\ & - P_{L2} \cos \alpha_2 \cdot l \cdot \delta\beta + P_{L1} \sin \alpha_1 \cdot h \cdot \delta\beta + P_{L2} \sin \alpha_2 \cdot b \cdot \delta\beta, \end{aligned} \quad (29)$$

де d , l , d_M , h і b – конструктивні параметри гичкозбиральної машини (див. рис. 2.2); α_1 і α_2 – кути установки відповідно лівого і правого копіювальних коліс гичкозбиральної машини.

З виразу (29) одержуємо, що узагальнена сила Q_β по узагальненій кутовій

координаті β дорівнюватиме:

$$\begin{aligned} Q_\beta = \frac{\delta A_\beta}{\delta\beta} = & R_l \cdot d - R_d(l - d_M) + P_{f1} \cos(\alpha_1 - \delta_1) \cdot h + \\ & + P_{f2} \cos(\alpha_2 - \delta_2) \cdot b + P_{f1} \sin(\alpha_1 - \delta_1) \cdot l + \\ & + P_{f2} \sin(\alpha_2 - \delta_2) \cdot l - P_{L1} \cos \alpha_1 \cdot l - \\ & - P_{L2} \cos \alpha_2 \cdot l + P_{L1} \sin \alpha_1 \cdot h + P_{L2} \sin \alpha_2 \cdot b. \end{aligned} \quad (30)$$

Проаналізуємо отриманий вираз (30). Як і у попередньому випадку, значення косинусів малих кутів можна замінити одиницями, а синуси – самими кутами. До того ж, якщо врахувати малі величини кутів α_1 і α_2 , то вираз (30) можна представити у такому вигляді:

$$Q_{\beta} = R_1 \cdot d - R_d(l - d_M) + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b + P_{f1} \cdot l(\alpha_1 - \delta_1) + P_{f2} \cdot l(\alpha_2 - \delta_2) - P_{L1} \cdot l - P_{L2} \cdot l + P_{L1} \cdot \alpha_1 \cdot h + P_{L2} \cdot \alpha_2 \cdot b. \quad (31)$$

Причому, з рис. 3 видно, що $R_d = R_1 \cdot \tan\beta$. А оскільки величина кута β є малою, то $\tan\beta \approx \beta$, а тому:

$$R_d = R_1 \cdot \beta. \quad (32)$$

Як і у випадку з агрегатуючим колісним трактором, бічні сили P_{L1} і P_{L2} , що діють на опорні копіювальні колеса гичкозбиральної машини, можна замінити виразами, сформованими на підставі гіпотези «бічного уводу» шин її пневматичних коліс. А саме:

$$P_{L1} = k_1 \cdot \delta_1, \quad (33)$$

$$P_{L2} = k_2 \cdot \delta_2, \quad (34)$$

де k_1, k_2 – коефіцієнти бічного уводу пневматичних шин опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини; δ_1, δ_2 – кути уводу пневматичних опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини.

Як і у попередньому випадку, для визначення бічних сил P_{L1} і P_{L2} необхідно знайти кути уводу δ_1, δ_2 відповідно лівих і правого опорних копіювальних коліс гичкозбиральної машини. Для цього нами були побудовані плани швидкостей для знаходження швидкостей точок C_1 і C_2 , їхніх проєкцій на осі X і Y з урахуванням тангенсів кутів і нехтуванням малими величинами. У підсумку знайдено остаточні вирази для даних кутів уводу такого вигляду:

$$\delta_1 = \frac{-\dot{X}_3 + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \beta(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1, \quad (35)$$

$$\delta_2 = \frac{-\dot{X}_S + \dot{\phi}(a_T + a_M) + \beta(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2. \quad (36)$$

Якщо підставити значення виразів (35) і (36) у вирази (33) і (34), є можливість отримати значення бічних сил R_{f1} і R_{f2} , з врахуванням кутів уводу

δ_1 та δ_2 , які потім можна використовувати для знаходження узагальненої сили

Тепер враховуючи вирази (33), (34), які перетворені з врахуванням виразів (35) та (36) узагальнена сила Q_β , обумовлена виразом (31), може бути

представлена таким виразом:

$$Q_\beta = R_f \cdot d - R_a \cdot (l - d_M) \beta + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b + P_{f1} \cdot l(\alpha_1 - \delta_1) + P_{f2} \cdot l(\alpha_2 - \delta_2) - k_1 \cdot \delta_1 \cdot l - k_2 \cdot \delta_2 \cdot l + k_1 \cdot \delta_1 \cdot \alpha_1 \cdot h + k_2 \cdot \delta_2 \cdot \alpha_2 \cdot b. \quad (37)$$

Якщо врахувати, що добуток двох малих величин є ще меншим, то сумою двох останніх членів $(k_1 \cdot \delta_1 \cdot \alpha_1 \cdot h) + (k_2 \cdot \delta_2 \cdot \alpha_2 \cdot b)$ у виразі (37) можна

знехтувати. У такому випадку маємо:

$$Q_\beta = R_f [d - (l - d_M) \beta] + P_{f1} [h + (\alpha_1 - \delta_1) \cdot l] + P_{f2} [b + (\alpha_2 - \delta_2) \cdot l] - k_1 \cdot \delta_1 \cdot l - k_2 \cdot \delta_2 \cdot l. \quad (38)$$

Якщо тепер врахувати всі останні вирази, то в результаті одержуємо остаточне значення для узагальненої сили Q_β причіпної гичкозбиральної машини у такому вигляді:

$$Q_\beta = R_T \left[d + (l - d_M) \beta \right] + P_{f1} \left\{ \frac{h + \alpha_1}{V_o} \left[-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta} \frac{(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1 \right] \cdot l \right\} +$$

$$+ P_{f2} \left\{ \frac{b + \alpha_2}{V_o} \left[-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta} \frac{(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2 \right] \cdot l \right\} +$$

$$- k_1 \cdot l \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta} \frac{(l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_1}{V_o} - \right. \\ \left. - k_2 \cdot l \left[\frac{-\dot{X}_S + \dot{\varphi}(a_T + a_M) + \dot{\beta} \frac{(l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}}}{V_o} + \varphi + \beta + \alpha_2}{V_o} \right] \right] \quad (39)$$

Підставивши вирази (18), (19) та (39) для узагальнених сил Q_{X_S} , Q_φ і Q_β з урахуванням виразів (22) і (23), які потрібно підставити у вирази (11) і (28) відповідно й відкидаючи члени більш високого порядку малості, після низки перетворень отримуємо систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, які описують рух асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату у горизонтальній площині:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{X}_S + A_{12} \cdot \dot{X}_S + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \dot{\beta} + A_{15} \cdot \beta &= f_{11} \cdot \alpha, \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{\varphi} + A_{23} \cdot \varphi + A_{24} \cdot \dot{X}_S + A_{25} \cdot \beta &= f_{21} \cdot \alpha, \\ A_{31} \cdot \ddot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{\beta} + A_{33} \cdot \beta + A_{34} \cdot \dot{\varphi} + A_{35} \cdot \varphi + A_{36} \cdot \dot{X}_S &= f_{31}, \end{aligned} \right\} \quad (40)$$

де $A_{11} = M_T$;

$$A_{12} = \frac{k_A + k_B + P_{fA} - F_B}{V_o};$$

$$A_{13} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T) + (F_B - k_B) \cdot a_T}{V_o};$$

$$A_{14} = F_B - k_A - k_B - P_{fA};$$

$$A_{15} = P_{KR};$$

$$A_{21} = J_S;$$

$$A_{22} = \frac{(k_A + P_{fA}) \cdot (L - a_T)^2 + (k_B - F_B) \cdot a_T^2}{V_o};$$

$$A_{23} = -A_{13} V_o;$$

$$A_{24} = A_{13};$$

$$A_{25} = -P_{KR} (a_T + a_M);$$

$$A_{31} = J_C;$$

$$A_{32} = \frac{l \cdot \left[(k_1 + P_{f1}) \cdot (l^2 + h^2)^{\frac{1}{2}} + (k_2 + P_{f2}) \cdot (l^2 + b^2)^{\frac{1}{2}} \right]}{V_o};$$

$$A_{33} = R_l (l - d_M) + l (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2});$$

$$A_{34} = \frac{l \cdot (a_T + a_M) \cdot (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2})}{V_o};$$

$$A_{35} = l (k_1 + k_2 + P_{f1} + P_{f2});$$

$$A_{36} = -\frac{A_{35}}{V_o};$$

$$f_{11} = k_A;$$

$$f_{21} = (L - a_T) \cdot k_A;$$

$$f_{31} = R_l \cdot d + P_{f1} \cdot h + P_{f2} \cdot b - \alpha_1 \cdot l \cdot k_1 - \alpha_2 \cdot l \cdot k_2.$$

Отримана математична модель (40) є основою для вивчення впливу кута β повороту причіпної гичкозбиральної машини на коливання курсового кута φ

трактора, шляхом побудови амплітудно-частотних та фазово-частотних характеристик. При цьому відомо [6], що при відпрацюванні динамічною системою того або іншого збурювання бажана амплітудно-частотна характеристика повинна бути якомога меншою. В ідеалі – дорівнювати нулю.

Водночас, фазово-частотний зсув (тобто запізнення реакції динамічної системи на збурювальний вплив) повинен бути якомога більшим. У підсумку, при відпрацюванні динамічною системою збурювання бажані амплітудно-частотні характеристики повинні бути рівними 0, фазово-частотні характеристики навпаки – прямувати до ∞ .

Ті параметри й режими роботи досліджуваного асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату, які в робочому діапазоні частот коливань керуючого й збурюючого вхідних впливів максимально наближають дійсні амплітудно-частотні і фазово-частотні характеристики до бажаних – будуть, таким чином, вважатися оптимальними.

2.2. Аналіз стійкості руху у горизонтальній площині асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату

Для проведення числових розрахунків на ПК диференціальних рівнянь (40) була розроблена програма. Методика практичного використання отриманої математичної моделі (40) розглянута на прикладі аналізу стійкості руху у горизонтальній площині асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату розробленої нами конструкції із наступними конструктивними параметрами: $M_T = 4250 \text{ kg}$, $J_S = 4.6 \text{ kN}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$, $P_{KR} = 7.3 \text{ kN}$, $P_{fA} = 1.7 \text{ kN}$, $L = 2.45 \text{ m}$, $a_T = 0.98 \text{ m}$, $a_M = 1.20 \text{ m}$, $k_A = 80 \text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$, $k_B = 120 \text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$.

Слід відразу зауважити, що нами для агрегування асиметричної гичкозбиральної машини застосовувався енергетичний засіб інтегральної схеми, у якого приблизно 60% маси припадає на передній, а решта (40%) – на задній

міст. Ходові колеса обох мостів при цьому, як правило, є активнопровідними і обладнані пневматичними шинами одного розміру. У даному випадку колеса передніх і задніх мостів агрегатуючого трактора обладнані однаковими пневматичними шинами розміром 16,9R30. При цьому, за тиску повітря у пневматичних шинах, що дорівнює 130 кПа коефіцієнт k_A опору уводу передніх коліс становить $120 \text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$. Тиск повітря у пневматичних шинах задніх рушіїв становить 100 кПа, якому відповідає значення аналогічного коефіцієнту k_B , який дорівнює $90 \text{ kN}\cdot\text{rad}^{-1}$.

В результаті даних числових розрахунків на ПК отриманої математичної моделі нами побудовані графіки амплітудної і фазової частотних характеристик, які дозволяють оцінити стійкість робочого руху даного асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату (рис. 2.3, рис. 2.4.).

Проаналізуємо, на підставі отриманих графічних залежностей, як деякі конструктивно-технологічні фактори даного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату впливають на амплітудні і фазові частотні характеристики коливань курсового кута φ колісного трактора за зміни частоти коливань кута β відхилення причіпної гичкозбиральної машини в горизонтальній площині.

Спочатку розглянемо вплив швидкості V_0 поступального руху даного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату. Аналіз отриманих амплітудно-частотних характеристик свідчать про наступне. По-перше, зі збільшенням частоти збурювальних коливань (тобто кута β) коефіцієнт підсилення розглянутої динамічної системи цього вхідного впливу на кожному швидкісному режимі руху гичкозбирального агрегату поступово зменшується (рис. 4).

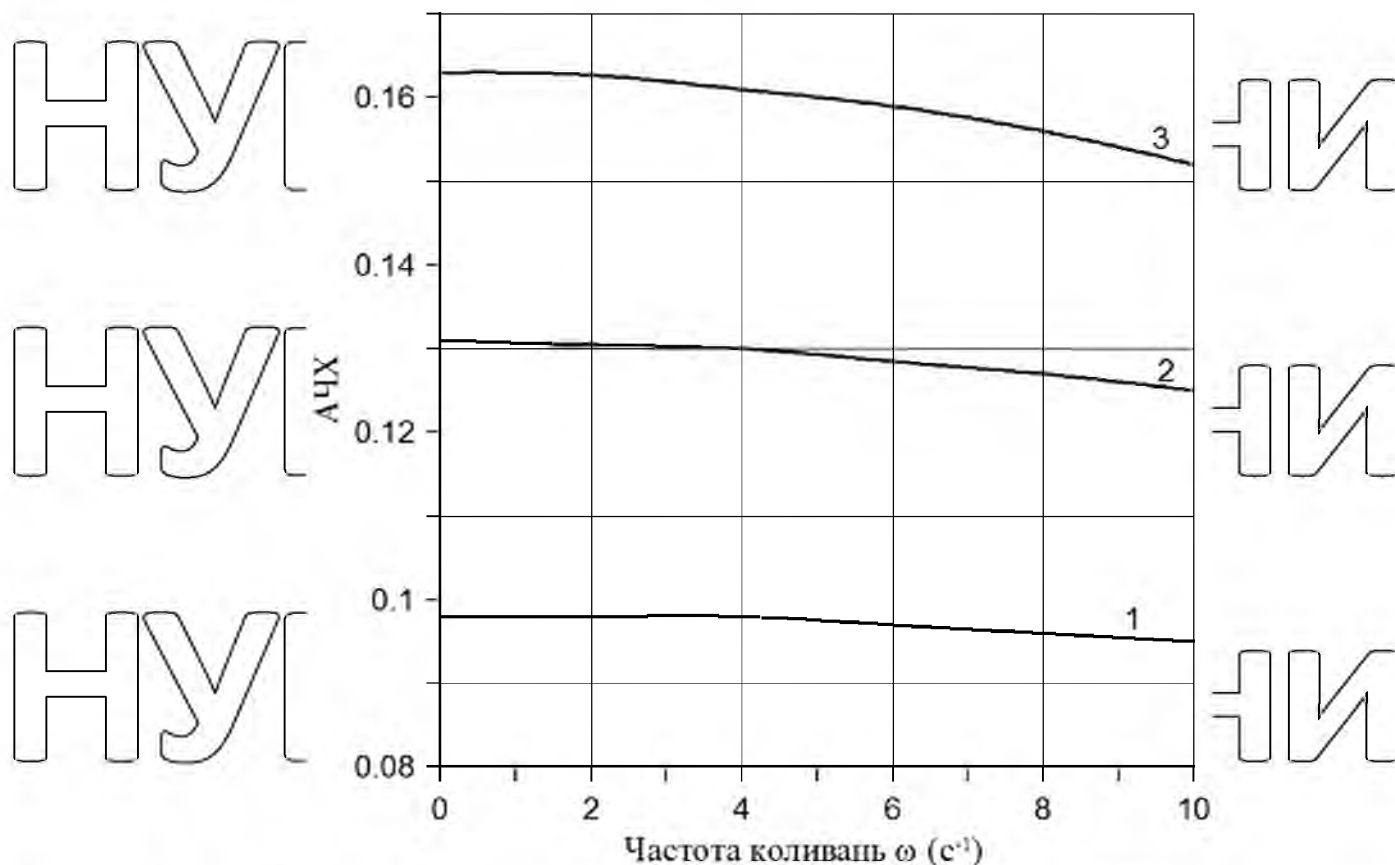


Рисунок 2.3 – Амплітудно-частотна характеристика курсового кута φ трактора інтегральної компоновки при відпрацюванні ним збурень у вигляді коливань кута β повороту гичкозбиральної машини за різних швидкостей руху агрегату:

1 – $V_0 = 1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$; 2 – $V_0 = 2.0 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$; 3 – $V_0 = 2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

Маємо всі підстави вважати, що такий результат є логічним, оскільки чим більша частота коливань збурення ω , тим більшу стабілізаційну роль відіграють інерційні властивості динамічної системи, яка розглядається.

По-друге, зі збільшенням швидкості V_0 руху гичкозбиральної машинно-тракторного агрегату він стає більш чутливим до збурювального впливу.

Наприклад, за частоти коливань кута β на рівні $\omega = 4 \text{ s}^{-1}$ і швидкості руху агрегату $1.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ його амплітудно-частотна характеристика становить 0.09

(крива 1, рис. 2.3). У спрощеному для розуміння вигляді це означає, що за амплітуди коливань збурення (кута β) на рівні 5° (і це є відчутним) амплітуда

коливань курсового кута φ агрегатуючого трактора дорівнює лише 0.5° , що є практично непомітним.

За швидкості V_0 руху гичкозбирального агрегату на рівні $2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ і тієї ж частоти коливань збурення $\omega = 4 \text{ s}^{-1}$ амплітудно-частотна характеристика динамічної системи зростає до позначки 0.15 (крива 3, рис. 2.3.). У порівнянні з попереднім швидкісним режимом (коли амплітудно-частотна характеристика дорівнює 0.09) це майже у 1.5 рази більше. Водночас, за тієї ж амплітуди коливань кута $\beta = 5^\circ$ амплітуда коливань курсового кута трактора φ не перевищуватиме 0.7° .

Таким чином, за швидкості руху $2.5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$ у діапазоні частоти коливань збурювального впливу (коливань кута β) $\omega = 0 - 10 \text{ s}^{-1}$ амплітудно-частотна характеристика даного машинно-тракторного агрегату при застосуванні інтегрального агрегатуючого трактора змінюється вже у межах 0.163 – 0.152 (крива 3, рис. 2.3.).

Як бачимо, у якісному плані збільшення швидкості V_0 руху розглянутого машинно-тракторного агрегату призводить до небажаного зростання амплітудно-частотної характеристики при відтворенні ним зовнішнього збурювального впливу у вигляді коливань кута повороту β гичкозбиральної машини. У кількісному ж вираженні цей вплив є таким, який не може погіршити практичну стійкість руху даного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату.

Тепер що стосується запізнення реакції розглянутої динамічної системи на збурювальний вплив. За умови збільшення його частоти фазово-частотна характеристика на кожному швидкісному режимі руху машинно-тракторного агрегату збільшуються (рис. 5).

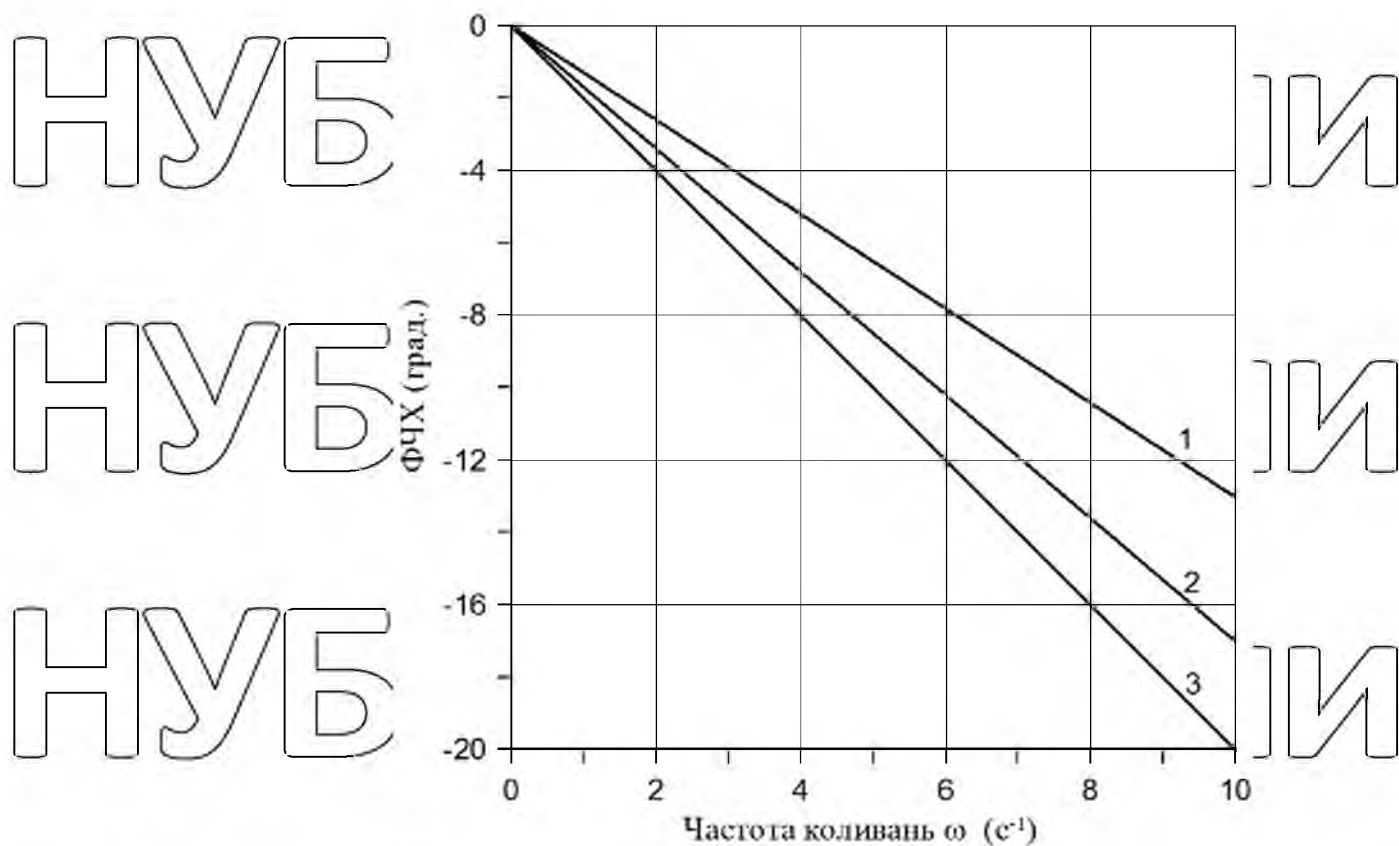


Рисунок 2.4 – Фазово-частотна характеристика курсового кута φ трактора інтегральної компоновки при відпрацюванні ним збуджень у вигляді коливань кута β невороту гичкозбиральної машини за різних швидкостей руху агрегату:

1 $V_0 = 1.5 m \cdot s^{-1}$; 2 $V_0 = 2.0 m \cdot s^{-1}$; 3 $V_0 = 2.5 m \cdot s^{-1}$

Тобто, чим більше значення частоти коливань збудження ω , тим впливовішими стають інерційні властивості агрегату і тим більшим є його запізнення (у даному випадку – фазовий зсув) на дію збудювального впливу. Ці ж інерційні властивості гичкозбирального машинно-тракторного агрегату обумовлюють і той факт, що зі збільшенням його швидкості руху V_0 час його реагування на збудження збільшується. Так, якщо при $V_0 = 1.5 m \cdot s^{-1}$ і $\omega = 10 s^{-1}$ фазовий зсув динамічної системи (тобто фазово-частотна характеристика) становить -15° (крива 1, рис 2.4.), то вже при швидкості руху $V_0 = 2.5 m \cdot s^{-1}$ і за

тієї ж частоти ω цей показник збільшується до позначки -25° (крива 3, рис. 2.4.).

Різниця фазового зсуву при цьому становить 10° або $0,17$ рад.

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

НУБІП УКРАЇНИ

РОЗДІЛ 3. ВИЗНАЧЕННЯ ЕКОНОМІЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ

Економічні показники, що характеризують ефективність застосування визначаються згідно ГОСТ 23730-88, ГОСТ 23728-88, ГОСТ 24056-88, ГОСТ 24055-88 за допомогою загальноприйнятих формул.

За базову модель приймаємо гичкозбиральну машину БМ-6Б, яка може агрегатуватись з трактором тягового класу 1,4 МТЗ-80

Вихідні дані для розрахунку економічного ефекту приведені у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1.

Вихідні дані для розрахунку

Показник	Базова машина	Модернізована машина
Врожайність гички, [т/га]	47	47
Робоча ширина захвату машини, [м]	2,5	1,37
Робоча швидкість руху машини, [км/год]	10	10
Кількість обслуговуючого персоналу, <i>чол.</i>	1	1
Вага машини, [кг]	3025	855
Повнота збирання гички, %	70	90
Пошкодженість буряків при збиранні гички, %	8-13	0,5-1,5

Розмір капіталовкладень K визначається за формулою:

$$K = \frac{B_T}{W_s T_{PT}} + \frac{B_M}{Q_M}, \quad [грн/га] \quad (5.1)$$

де B_T , B_M - балансова вартість трактора та машини, грн. (для МТЗ-80 – 49950 [грн], для базової машини – 18000 [грн], для модернізованої машини – 3700 [грн]); Q_M - сезонне навантаження гичкозбиральної машини, га. Для бурякозбиральних машин сезонне навантаження складає 120,0..200,0 [га]. Для

розрахунків приймається 160 [га]; $T_{рт}$ - річний наробіток трактора, [год]. В нашому випадку $T_{рт} = 1000$ [год]; W_3 - продуктивність змінного часу, [га/зм].

$$W_3 = W_0 \tau = 0,1BV\tau, \text{ [га/год]}, \quad (5.2)$$

де W_0 - продуктивність основного часу, [га/год];

$$W_0 = 0,1BV, \text{ [га/год]},$$

τ - коефіцієнт ефективного використання часу зміни ($\tau = 0,8$); B - робоча ширина захвату машини, [м]; V - робоча швидкість поступального руху машини, [км/год].

Для базової машини:

$$W_3 = 0,1 \cdot 2,7 \cdot 0,8 = 1,9 \text{ [га/год]}$$

Для модернізованої машини:

$$W_3 = 0,1 \cdot 1,35 \cdot 0,8 = 0,97 \text{ [га/год]}$$

Тоді для базової машини:

$$K_{\text{баз}} = \frac{39950}{1,9 \cdot 1000} + \frac{16000}{160} = 181,03, \text{ [грн/га]}$$

Для модернізованої машини:

$$K_{\text{модерн}} = \frac{39950}{0,97 \cdot 1000} + \frac{3600}{160} = 63,69 \text{ [грн/га]}$$

Визначимо прямі експлуатаційні затрати

$$C = C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \text{ [грн./га]}, \quad (5.3)$$

У виразі (5.3) C - прямі експлуатаційні затрати, [грн/га]. Вони визначаються як сума затрат на оплату праці C_1 , затрати на паливо-мастильні

матеріали C_2 , затрати на реновацію машини і енергетичного засобу (трактора) C_3 , а також затрати на їх ремонт і технічне обслуговування C_4 .

Складові виразу (5.3) визначаються за такими формулами:

$$C_1 = \frac{\sum L_i C T_i}{W_3}, \text{ [грн/га]}, \quad (5.4)$$

де L_i - кількість робітників відповідного класу зайнятих на цій роботі, [люд.]; $C T_i$ - погодинна ставка робітника цього класу, [грн/год люд.] (наприклад, для тракториста, погодинна ставка при збиранні коренеплодів і бульбоплодів складає 1,62 [грн/год люд.]);

$$C_{1_6} = \frac{1 \cdot 1,62}{1,9} = 0,85 \text{ [грн/га]},$$

$$C_{1_6} = \frac{1 \cdot 1,62}{0,97} = 1,67 \text{ [грн/га]},$$

$$C_2 = \frac{N q n \Pi_n}{W_3}, \text{ [грн/га]}, \quad (5.5)$$

де n - коефіцієнт використання потужності трактора ($n=0,8$); Π_n - комплексна вартість пального, [грн/кг] (1,59 [грн/кг]). В результаті розрахунків встановлено, що цей показник для базової машини складає $C_2 = 10,12$ [грн/га], для модернізованої - $C_2 = 19,83$ [грн/га];

$$C_3 = \frac{B_T a_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M a_M}{Q_M} \text{ [грн/га]}, \quad (5.6)$$

Для базової машини:

$$C_3 = \frac{57000 \cdot 0,166}{1,9 \cdot 1000} + \frac{16000 \cdot 0,166}{160} = 21,58, [\text{грн/га}].$$

Для модернізованої машини:

$$C_3 = \frac{57000 \cdot 0,166}{0,97 \cdot 1000} + \frac{3800 \cdot 0,166}{160} = 13,69, [\text{грн/га}],$$

де α_T, α_M - норма відрахувань на реновацію трактора і машини ($\alpha_T = \alpha_M = 16,6\%$, або $0,166$);

$$C_4 = \frac{B_T b_T}{W_3 T_{PT}} + \frac{B_M b_M}{Q_M}, [\text{грн/га}].$$

Для базової машини:

$$C_4 = \frac{57000 \cdot 0,34}{1,9 \cdot 1000} + \frac{16000 \cdot 0,15}{160} = 19,98, [\text{грн/га}].$$

Для модернізованої машини:

$$C_4 = \frac{57000 \cdot 0,34}{0,97 \cdot 1000} + \frac{3800 \cdot 0,15}{160} = 13,31, [\text{грн/га}].$$

де b_T, b_M - норма відрахувань на ремонт та технічне обслуговування трактора і машини ($b_T = 34\%$ або $0,34$, $b_M = 15\%$ або $0,15$);

В результаті розрахунків встановлено, що прямі експлуатаційні затрати для базової машини складають:

$$C = 0,85 + 10,12 + 21,58 + 19,98 = 52,53 [\text{грн/га}].$$

Для модернізованої машини:

$$C = 1,67 + 19,83 + 13,69 + 13,31 = 48,5 \text{ [грн/га]}$$

Приведені експлуатаційні затрати розраховуються за такою формулою:

$$\Pi = e \cdot K + C \text{ [грн/га]}, \quad (5.7)$$

для базової машини:

$$\Pi = 0,15 \cdot 181,03 + 52,53 = 79,68, \text{ [грн/га]},$$

для модернізованої машини:

$$\Pi = 0,15 \cdot 63,69 + 48,5 = 58,05, \text{ [грн/га]},$$

де e - нормативний коефіцієнт ефективного використання капітальних вкладень ($e = 0,15$); K - розмір капітальних вкладень, [грн/га]. Як вже зазначали раніше за додаткову складову економічного ефекту прийемо ефект від зменшення сильних пошкоджень

$$E_{\text{дод}} = \frac{(P_B - P_M)}{100\%} V_p \Pi_K, \text{ [грн/га]}, \quad (5.8)$$

$$A_{\text{дод}} = \frac{(8 - 1,5)}{100} 1800 \cdot 0,7 = 81,9, \text{ [грн/га]},$$

де P_B, P_M - пошкодження коренеплодів буряку при обрізанні гички базовою і модернізованою моделлю, %; V_p - врожайність цукрового буряку, кг/га; Π_K - закупівельна ціна буряку, [грн./кг] (прийемо 0,7 [грн./кг])

Загальний економічний ефект визначається як сума зменшення прямих експлуатаційних затрат і додатковим ефектом від експлуатації робочого органу

$$E_{заг} = (P_б - P_м) + E_{дод}, [грн./га], \quad (5.9)$$

$$E_{заг} = (79,68 - 58,05) + 81,9 = 103,53 [грн./га],$$

де $P_б, P_м$ - приведені експлуатації затрати базової і модернізованої машини, $[грн./га]$; $E_{дод}$ - додатковий ефект від експлуатації робочого органу (наприклад, ефект від покращення якісних показників оброблюваного матеріалу і т.п. $[грн./га]$).

В нашому випадку прийємо додатковий ефект від зменшення пошкодження коренеплодів буряку при обрізанні тички.

Додатково визначимо питому матеріалоемність процесу

$$M_{II} = \frac{M_г + M_м}{W_о}, [кг \cdot год/га], \quad (5.10)$$

Для базової машини:

$$M_{II} = \frac{3700 + 3020}{2,4} = 2800,00, [кг \cdot год/га]$$

Для модернізованої машини:

$$M_{II} = \frac{3700 + 850}{1,2} = 3791,67 [кг \cdot год/га],$$

або питому матеріалоемність на одиницю ширини захвату

НУБІП України

$$M_{II} = \frac{M_T + M_M}{B} \text{ [кг/м]}. \quad (5.11)$$

Для базової машини:

НУБІП України

$$M_{II'} = \frac{3700 + 3020}{2,7} = 2488,9 \text{ [кг/м]}.$$

Для модернізованої машини:

НУБІП України

$$M_{II'} = \frac{3700 + 850}{1,35} = 3370,4 \text{ [кг/м]}.$$

Річний економічний ефект визначається таким виразом:

НУБІП України

$$E_p = E_{\text{зр}} \cdot Q_M \text{ [грн]}. \quad (5.12)$$

$$\dot{A}_D = 103,53 \cdot 160 = 16564,8 \text{ [ади]}.$$

НУБІП України

Таким чином, застосування задньоначесленої на трактор пичкозбиральної машини дає річний економічний ефект, що складає близько 16,5 [тис. грн].

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

Охорона праці

Щоб уникнути нещасних випадків під час експлуатації гичкозбиральних машин, кожен тракторист, перш ніж приступити до виконання завдань, повинен

ознайомитися з правилами поведінки, техніки безпеки та протипожежними правилами і виконувати їх під час роботи на тракторах і машинно-тракторних агрегатах.

Враховуючи те, що трактор і машинно-тракторний агрегат є засобами підвищеної небезпеки, робітник зобов'язаний:

1. Перед початком зміни оглянути машину, та впевнитись в її справності, надійності кріплень, болтових і шарнірних, та у справності захисних щитків і огорож. Огородження повинні надійно захищати клинопасові, карданні і ланцюгові передачі машини, а також частини валів, що виступають.

2. Виконувати роботи на тракторах слід у ретельно заправленому і застебнутому одязі. Волосся має бути прибрано під головний убір або хустку, щоб не було звисаючих кінців. Жінки повинні працювати в штанах або комбінезонах. Обов'язково у взутті, ретельно очищеному від бруду.

3. Перед пуском двигуна необхідно переконатися в тому, що важелі перемикачів передач, гідросистеми і вала відбору потужності трактора перебувають у нейтральному або вимкненому положенні.

4. Перед початком руху трактора або агрегату переконатися, що шлях вільний, на гусеницях немає сторонніх предметів, а між трактором і приєднаною машиною немає людей.

5. Під час руху трактора або агрегату категорично забороняється сходити з трактора і сідати на нього, переходити на з'єднані з ним машини, знаряддя або причіп і навпаки, перебувати на підніжках, причепах або навісних пристроях трактора чи машини, у кузові самохідного шасі.

6. Обов'язково знижувати швидкість на поворотах, перехрестях, біля дитячих установ, місцях можливої появи людей, тварин і машин.

7. Під час зупинки трактора на дорозі, підйомі або спуску обов'язково загальмувати трактор, зафіксувавши педаль гальм засувкою гірського гальма і за необхідності підкласти під колеса трактора упори або каміння.

8. При агрегуванні трактора з с.-г. машинами або знаряддями, приєднання причепа: під'їжджати заднім ходом обережно, тримаючи одну ногу на педалі зчеплення, іншу на педалі гальма; приєднувати знаряддя (машину) тільки після повної зупинки трактора; перед опусканням або підйомом навісної машини або знаряддя, при виконанні розворотів агрегатів переконатися у відсутності поблизу агрегатів переконатися у відсутності поблизу людей, тварин або перешкод; при тривалих зупинках трактора навішені машини-знаряддя повинні бути обов'язково опущені на знаряддя повинні бути обов'язково опущені на землю.

9. Під час роботи трактора з машинами, що приводяться в дію валом відбору потужності або приводного шківів передавальні механізми обов'язково огородити захисними пристроями.

10. Під час заправки трактора паливом або перевірки кількості його в баку забороняється палити і користуватися відкритим вогнем.

11. Забороняється робота на тракторі з підтіканням палива через з'єднання паливопроводів, з баків та інших пристроїв системи живлення двигуна.

12. Категорично забороняється перебувати в борозні, копицях сіна і соломи, у високій траві, біля узбіччя доріг, де працюють трактори, а також біля машин, що перебувають на стоянці.

13. Забороняється під час грози перебувати на тракторах і під трактором, заправляти трактор. При наближенні грози треба заглушити двигун і відійти вбік.

14. Під час зупинки трактора, перш ніж зійти з нього, слід вимкнути зчеплення, поставити важіль коробки передач у нейтральне положення, зменшити оберти двигуна, загальмувати трактор і плавно увімкнути зчеплення.

Висновки

1. В даній кваліфікаційній магістерській роботі показано структурно-технологічну модель аналізу і оцінки технології вирощування та збирання цукрових буряків. Представлено конструкцію гичкозбиральної машини БМ-6Б.

2. На основі проведеного аналізу технологічного процесу зрізанням гички розроблена нова гичкозбиральна машина роторного типу, яка може використовуватись у вигляді фронтально встановленої і задньоначепленої агрегатованої машини.

3. Використовуючи розроблену еквівалентну схему руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату побудована нова розрахункова математична модель його плоскопаралельного руху в горизонтальній площині.

4. Отримано нову систему лінійних диференціальних рівнянь другого порядку, яка описує динаміку поперечного зміщення центра мас агрегуючого колісного трактора, його курсовий кут, а також кут відхилення причіпної гичкозбиральної машини від повздовжньої осі трактора в довільний момент часу.

5. Отримана система диференціальних рівнянь після її розв'язання на ПК надала можливість встановити стійкість і керованість руху асиметричного гичкозбирального машинно-тракторного агрегату при виконанні ним технологічного процесу збирання гички цукрового буряку.

6. Проведено розрахунки техніко-економічної ефективності проектних рішень. Розрахунки економічної ефективності підтвердили правильність прийнятих проектних рішень і показали, що застосування задньоначепленої на трактор гичкозбиральної машини дає річний економічний ефект, що складає близько 16,5 [тис. грн].

7. У розділі охорони праці показані правила поведінки, техніки безпеки та протипожежними правилами, виконання яких допоможе уникнути нещасних випадків під час експлуатації гичкозбиральних машин.

Список використаних джерел

1. Василенко П.М., Василенко В.П. Методика построения расчетных моделей функционирования механических систем (машин и агрегатов). – Белая Церковь: Полиграфкнига, 1980. – 136 с.

2. Василенко П.М. Элементы теории устойчивости движения прицепных сельскохозяйственных машин и орудий. – В сборнике трудов по земледельческой механике. Том 2. – Москва: Сельхозиздат, 1954. – С. 73–93.

3. Гячев Л.В. О прямолинейном движении колесного трактора при боковом расположении навесной жатки // Механизация и электрификация социалистического сельского хозяйства, 1979, №6. – С. 40–42.

4. Гячев Л.В. Динамика машинно-тракторных и автомобильных агрегатов. Ростов-на-Дону: Ростовский государственный университет, 1976. – 192 с.

5. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов. – Москва: Машиностроение, 1981. – 206 с.

6. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. – Ленинград: Колос, 1970. – 376 с.

7. Булгаков В.М., Калетник Г.Н., Гриник И.В., Леженкин А.Н. Динамика зерноуборочных агрегатов. – Киев: Аграрная наука, 2010. – 276 с.

8. Новые мобильные энергетические средства Украины. Теоретические основы использования в земледелии. Учебное пособие. Надькто В.Т., Крыжачковский Н.Л., Кюрчев В.Н., Абдула С.Л. – Мелитополь: Издательство: «Издательский дом «ММД»». – 2006. – 337 с.

9. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по специальности «Автомобили и тракторы» и др.; Под общей редакцией В.В. Гуськова. – Москва: Машиностроение, 1988. – 376 с.

10. Кацыгин В.В. Основы теории выбора оптимальных параметров мобильных сельскохозяйственных машин и орудий. – В сборнике: Вопросы сельскохозяйственной механики, Том XIII, Минск: Урожай, 1964. – С. 5–147.

НУБІП України
Додатки

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України

НУБІП України