

НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ

Механіко-технологічний факультет

УДК 629.017:631.316/.332

ДОПУСКАЄТЬСЯ ДО ЗАХИСТУ

Завідувач кафедри

технічного сервісу та інженерного

(назва кафедри)

менеджменту ім. М.П.Момотенка

Іван РОГОВСЬКИЙ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

« _____ » _____ 2025 р.

МАГІСТЕРСЬКА КВАЛІФІКАЦІЙНА РОБОТА

на тему Дослідження експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою

Спеціальність 208 «Агроінженерія»

(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»

(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова

(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Гарант освітньої програми

доктор технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Геннадій ГОЛУБ

(ім'я, прізвище)

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи

кандидат технічних наук, професор

(науковий ступінь та вчене звання)

(підпис)

Ярослав МИХАЙЛОВИЧ

(ім'я, прізвище)

Виконав:

(підпис)

Назарій БУРЛАКА

(ім'я, прізвище)

КИЇВ – 2025

**НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ БІОРЕСУРСІВ
І ПРИРОДОКОРИСТУВАННЯ УКРАЇНИ**

Механіко-технологічний факультет

ЗАТВЕРДЖУЮ

**Завідувач кафедри технічного сервісу та
інженерного менеджменту ім. М.П.Момотенка**

д.т.н., проф. **Іван РОГОВСЬКИЙ**
(науковий ступінь, вчене звання) (підпис) (ім'я, прізвище)

« _____ » _____ 2023 р.

**ЗАВДАННЯ
ДО ВИКОНАННЯ МАГІСТЕРСЬКОЇ КВАЛІФІКАЦІЙНОЇ РОБОТИ СТУДЕНТАМ**

Назарію БУРЛАЦІ
(прізвище, ім'я, по батькові)

Спеціальність 208 «Агроінженерія»
(код і назва)

Освітня програма «Агроінженерія»
(назва)

Орієнтація освітньої програми освітньо-наукова
(освітньо-професійна, або освітньо-наукова)

Тема магістерської кваліфікаційної роботи Дослідження експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою

затверджена наказом ректора НУБіП України від «07» грудня 2023 р. № 2223 «С»

Термін подання завершеної роботи на кафедру _____
(рік, місяць, число)

Вихідні дані до магістерської кваліфікаційної роботи: науково-технічна література; результати науково-дослідних робіт по літературних джерелах експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою

Перелік питань, що підлягають дослідженню:

1. Аналіз стану питання досліджень, мета, задачі дослідження
2. Обґрунтування необхідності створення експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою
3. Вибір технології навантаження сільськогосподарських матеріалів та обґрунтування конструктивної схеми та параметрів експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою
4. Обґрунтування робочої ширини, робочої швидкості та експлуатаційних показників машинно-тракторного агрегату з фронтальною навіскою

Перелік графічного матеріалу Електронна презентація на 14 слайдах

Дата видачі завдання «11» листопада 2023 р.

Керівник магістерської кваліфікаційної роботи _____ **Ярослав МИХАЙЛОВИЧ**
(підпис) (ім'я прізвище)

Завдання прийняв до виконання _____ **Назарій БУРЛАКА**
(підпис) (ім'я прізвище)

ЗМІСТ

Анотація.....	5
Вступ.....	7
РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ: ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ, ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ.....	9
1.1 Види агрегування. особливості навісних машинно- тракторних агрегатів.....	9
1.2 Підйомно-навісні пристрої (механізми навіски).....	14
РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АГРЕГАТУ З ПЕРЕДНІМ НАВІШУВАННЯМ.....	34
2.1 Еквівалентний рух механізму фронтальної навіски і її особливості.....	34
2.2 Аналіз різних кінематичних схем механізму фронтальної навіски і рекомендації щодо їх застосування.....	42
2.3 Коливання фронтально навішеній знаряддя приєднаного до трактора через П-подібний елемент і безпосередньо через тяги.....	45
2.4 Сили, що діють на фронтально навісне знаряддя і трактор при сталому русі в міжряддях і при прямолінійному русі.	53
2.5 Вибір критерію сталого руху.....	57
2.6 Модель руху агрегату з фронтально навішеним культиватором.....	65
РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ	76
3.1 Координування машинно-тракторного агрегату та визначення характерних точок.....	76
3.2 Комп'ютерно-цифрове дослідження навіски машинно- тракторного агрегату.....	78
3.3 Перевірка адекватності математичної моделі.....	82
РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ	85

4.1 Аналіз процесу руху машинно-тракторного агрегату в міжряддях просапних культур.....	85
ВИСНОВКИ.....	100
СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ.....	102
ДОДАТКИ.....	108

ВСТУП

Одним з перспективних напрямків сучасного розвитку сільського господарства є створення комбінованих машинно-тракторних агрегатів (МТА), що складаються з тягового кошти, фронтального і заднього навісного знарядь. Такі агрегати, здійснюючи кілька операцій за один прохід, економлять людські та паливно-енергетичні ресурси, захищають ґрунт від надмірного руйнування і ущільнення, збільшують продуктивність праці, максимально завантажують енергонасичені трактори тощо. Однак використання таких агрегатів створює певні проблеми, а саме-негативних вплив фронтально навішати знаряддя на стійкість і керованість машинно-тракторного агрегату в процесі руху. При недостатній стійкості руху машинно-тракторного агрегату з фронтальним навішуванням часом просто неможливо досягти високих техніко-економічних показників, а головним чином складно забезпечити агротехнічні показники застосування МТА, що в свою чергу ускладнює їх використання або робить економічно недоцільним.

Застосування в конструкції механізму фронтальної навіски пружного елемента забезпечує пружне з'єднання знаряддя з трактором, що, з одного боку, створює можливість повороту знаряддя в ту ж сторону, що і керовані колеса, а це покращує стійкість і керованість руху агрегату в цілому за рахунок зменшення сил опору від знаряддя при повороті трактора, а з іншого боку, забезпечує повернення знаряддя в нейтральне становище.

У зв'язку з цим проведення теоретичних і експериментальних досліджень руху трактора з фронтально навішеним знаряддям, і пружним елементом в навісній системі, вибору найбільш раціональних конструктивних параметрів навісного механізму та пружного елемента, здатних підвищити стійкість руху МТА, є актуальним завданням.

Метою роботи є забезпечення високих показників керованості машинно-тракторного агрегату з фронтальним ґрунтообробним знаряддям, при одночасному збереженні стійкості його руху за рахунок зниження негативного впливу сил опору з боку знаряддя на поворот агрегату при маневруванні в міжряддях просапних культур.

Об'єкт дослідження. Машинно-тракторний агрегат, що включає в себе енергетичний засіб, пристосування для фронтального навішування культиваторів і культиватор.

Предмет дослідження. Процес руху машинно-тракторного агрегату з фронтально навішеним знаряддям.

Методологія і методи дослідження. Математичне моделювання фізичних процесів, теоретичні основи механічних коливань, експериментальні дослідження.

Наукова новизна:

- конструкція навісного механізму, що забезпечує стійкість руху фронтально навішеній знаряддя трактора та підвищує керованість і стійкість руху всього агрегату;

- математична модель, що описує рух фронтально навішеній знаряддя трактора;

- математична модель, що описує рух машиннотракторного агрегату в складі енергетичного засобу і фронтально навішеній культиватора;

- умови вибору раціонального співвідношення між керованістю агрегату і практичної стійкістю знаряддя для забезпечення найкращого процесу руху МТА.

Практична цінність. Розроблена конструкція механізму навісного пристрою, яка забезпечує стійкість руху підвіски трактора, а також сприяє підвищенню керованості агрегату при маневруванні в міжряддях просапних культур.

РОЗДІЛ 1. СТАН ПИТАННЯ: ОСНОВНІ ЗАВДАННЯ, ПРОБЛЕМИ І АКТУАЛЬНІСТЬ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Види агрегування. особливості навісних машинно-тракторних агрегатів

Трактор є широко універсальною самохідною машиною. Залежно від призначення він використовується дуже широко в сільськогосподарському виробництві і в різних галузях промисловості: на різних роботах, будівництві, в лісовій промисловості і багатьох інших сферах. Відповідно до області його застосування трактор повинен оснащуватися специфічним комплексом пристроїв, що дозволяють йому найбільш успішно виконувати своє призначення так зване - робоче обладнання трактора [1].

У загальному вигляді воно включає наступні елементи:

- гідравлічну навісну систему (Гідронавісна систему);
- тягово-зчіпні пристрої;
- вали відбору потужності і приводні шківни.

До робочого обладнання можуть бути віднесені так само лебідки, гідроманіпулятори, трелювальні щити, ковші (трактори-навантажувачі), гідравлічні пристрої, електричні, пневматичні тощо.

При виконанні різних робіт трактор є енергетичною складовою частиною так званого машинно-тракторного агрегату (МТА), який утворюється при з'єднанні з ним різних сільськогосподарських або промислових машин - знарядь. Обладнання МТА носить назву "агрегування" і здійснюється різними способами.

Найдавніший спосіб з'єднання - "причіпне агрегування". У цьому випадку між трактором і причіпний машиною зв'язок здійснюється в одній точці, умовно званої "гаком". Керувати різними механізмами причіпної машини, а також передавати потужність від тракторного двигуна до робочих

органів машини важко. Причіпний МТА характеризується великими габаритами, поганою маневреністю і рядом інших негативних властивостей.

Навісне агрегування широко стало застосовуватися з 50-х років, хоча початок своє отримало ще в 30-ті роки, використовуючись в спрощеному вигляді в бавовництві. Основною ідеєю цього способу агрегування була комплектація компактного, високоманевреного МТА, що складається з гранично спрощеною робочою машини і трактори обладнаного додатковими механізмами які дозволяють:

- керувати всім МТА трактористом з робочого місця;
- приводити в рух робочі органи навішеній на трактор машини через спеціальний привід;
- легко переводити МТА з транспортного положення в робоче і назад;
- довантажувати провідні колеса трактора, покращуючи їх зчіпні властивості;
- забезпечувати легкість і простоту з'єднання з трактором різної техніки.

Всі навісні машини можна розділити на дві групи: "повністю навісні" - це машини, повна вага яких в транспортному положенні передається на трактор і "напівнавісні" - машини у яких в транспортному положенні тільки частина ваги передається на трактор (за межею вантажопідйомності трактора), а інша частина ваги сприймається власної ходової системою.

Можна умовно називати техніку "повністю навісну" - "навісний" на відміну від "напівнавісною".

У конструкції навісної техніки можуть застосовуватися колеса, але вони служать зазвичай тільки для підтримки її робочих елементів в заданому положенні по висоті і при необхідності для приводу активних робочих елементів у, так званих, "привідних машин". Робочі органи "привідних машин" отримують рух (потужність) від тракторного двигуна через спеціальний привід.

Залежно від використовуваного способу агрегування МТА можуть бути причіпні, навісні, напівнавісні і комбіновані. В останньому випадку з трактором з'єднується кілька машин, що використовують різні способи агрегування [2].

Навісному способу агрегування притаманний ряд переваг в порівнянні з причіпним. Ці переваги відносяться як до робочих машин, так і до МТА в цілому:

для робочих машин - вага в 1,5 ... 2,5 рази менше за рахунок відсутності або значного полегшення ходової частини, ряду механізмів управління, спрощення рами тощо.;

- конструкція простіша і надійніша, що полегшує її обслуговування і здешевлює оновлення парку машин;

- зменшується тяговий опір, так як відсутні або різко знижуються втрати в ходовій системі;

для МТА в цілому - управління трактором і машиною здійснюється однією людиною - трактористом з його робочого місця і не вимагає великих зусиль. При цьому фізично і психологічно (не потрібно узгодженість дій декількох осіб) праця тракториста полегшується, а його продуктивність зростає;

- підвищується маневреність МТА за рахунок можливості його повороту з радіусами близькими до мінімальних радіусів повороту трактора і його руху заднім ходом при піднятих робочих органах;

- підвищуються тягово-зчіпні якості МТА, так як зменшується тяговий опір навісній техніки і поліпшується зчеплення ходової системи трактора під впливом реакції з боку навішеної машини.

У сукупності переваги навісних МТА виявляються в тому, що вони мають підвищену на 5 ... 30% продуктивністю і зменшення на 10 ... 15% витрату палива в порівнянні з аналогічними причіпними.

Зазначені істотні переваги навісних МТА зумовили їх розвиток і широке застосування. Всі сучасні колісні та гусеничні трактори сільськогосподарського призначення і більшість тракторів промислового призначення пристосовані для роботи не тільки з причіпною але і з навісною технікою.

На відміну від навісний, причіпна техніка розташовується тільки ззаду трактора і завжди рухається в тяговому режимі. Навісна техніка може розташовуватися на тракторі в різних місцях і рухатися як в тяговому так і в тягових режимах.

Розрізняють такі варіанти навішування (місце розташування) на тракторі.

Задня навіска. Машина навішується на тракторі так, що вона розташовується ззаду поза базою трактора. Цей вид навішування застосовують у сільськогосподарських тракторів для агрегування з більшістю ґрунтообробних машин суцільного обробітку ґрунту, з посівними, посадочними, деякими збиральними машинами, з розпушувачами у промислових тракторів і в багатьох інших випадках. Машина в задній навішування незручна для огляду, при повороті зміщується в бік, протилежний повороту МТА, ускладнюючи тим самим роботу тракториста. На тракторі вона зазвичай довантажує задню частину ходової системи і розвантажує передню, що створює як позитивний ефект - поліпшення зчеплення задніх ведучих коліс, так і негативний - погіршується стійкість і керованість колісного трактора.

Фронтальна навіска. Машина розташовується перед трактором, навішуючи на нього за допомогою універсального переднього навісного пристрою трактора, або за допомогою спеціального навісного пристрою.

Фронтальне навішування зазвичай застосовується у випадках, коли таке розташування машини зручно з точки зору виконуваної операції (збиральні операції сільськогосподарського виробництва, які вивільняють місце для руху ходової системи трактора, бульдозерна робота промислового трактора тощо)

або при необхідності виконання одночасно декількох операцій, коли на трактор навішується кілька різних машин. Фронтальне навішування застосовується також у сільськогосподарських тракторах, так як специфіка його руху в тому, що в кінці кожного робочого ходу відсутній традиційний поворот (небажаний через небезпеку перекидання в умовах обмеженого маневрування), а трактор зупиняється і наступний робочий хід виконує реверсивним рухом. На тракторі навішуються машини у фронтальному і задньому розташуванні, поперемінно працюючи так, що при кожному ході трактор буксирує машину в тяговому режимі.

Робочі органи фронтально навішені машин часто невидимі через капот двигуна, хоча і розташовуються в напрямку сектора огляду тракториста (вперед по ходу руху МТА). Тому фронтальне агрегування (використання фронтальної навіски) вимагає таку компоновку моторної частини, щоб капот двигуна мав максимально можливий нахил вперед і вниз.

Бічне навішування. В цьому випадку машина розташовується збоку трактора (якщо машина одна, то зазвичай з правого боку, так як ця зона особливо добре проглядається трактористом) і з'єднується з трактором через спеціальний механізм якої надає до сільськогосподарської машині.

Бічне навішування характерне тим, що сила опору робочого ходу створювана машиною розташовується не в площині симетрії трактора, а з певним "плечем", що створює крутний момент прикладений до МТА і прагне його повернути в бік розташування навішеної машини [3].

Тому бічне навішення прагнуть використовувати з машинами, вплив яких не порушує стабільного прямолінійного руху МТА. У сільському господарстві бічне навішення застосовують для однобрусних косарок і деякої іншої техніки.

Фронтальний навіс, іноді так звана "середня", представляє розташування навішеної машини всередині бази трактора між осями його передніх і задніх коліс. Очевидно що цей варіант навішування можливий тільки з тракторами,

що мають у зазначеній зоні достатній вільний простір, а тому зажадав особливу компоновку трактора отримала назву - самохідне шасі. Особливістю цієї навішування є найменше відхилення робочих органів машини від необхідного положення при неточному водінні МТА. Ця специфіка особливо важлива при виконанні просапних робіт (сукупність операцій по догляду за рослинами, які виконуються робітниками органами просапної техніки, що рухаються між рядками рослин), так як забезпечує мінімальне пошкодження рослин.

Перевагами передньої навіски є також підвищені тягові властивості трактора, поліпшення його поздовжньої стійкості і керованості, компактність МТА і хороші маневрові властивості. При необхідності ущільнення ґрунту по сліду коліс ліквідується за допомогою спеціальних розпушувачів встановлених за задніми колесами.

Секційна (ешелонна) навіска представляє комбінацію декількох варіантів навесік: фронтальна і бічна; задня і бічна; фронтальна і задня. Зазвичай секційна навіска використовується при роботі з широкозахватних машинами (культиватори, сівалки, сінокосарки тощо), Коли розташувати їх в одному варіанті навішування неможливо. Секційне навішування використовується так само і при поєднанні окремих операцій: розпушування та підживлення, внесення добрив і посів і тощо із застосуванням задньої і передньої навески, фронтальної і передньої або передньої і задньої.

Як вже зазначалося вище, агрегування з трактором різної техніки, здійснюється за допомогою гідронавісної системи, яка складається з підйомно-навісного пристрою (механізм навішування) і гідросистеми [4].

1.2. Підйомно-навісні пристрої (механізми навески)

Служать для з'єднання з трактором різних сільськогосподарських або промислових машин навісного типу.

Підйомно-навісні пристрої можна класифікувати за ознаками їх універсальності, місця розташування і кінематики зв'язку з трактором, типу буксирування і способу з'єднання з навісний машиною (рис. 1.1).

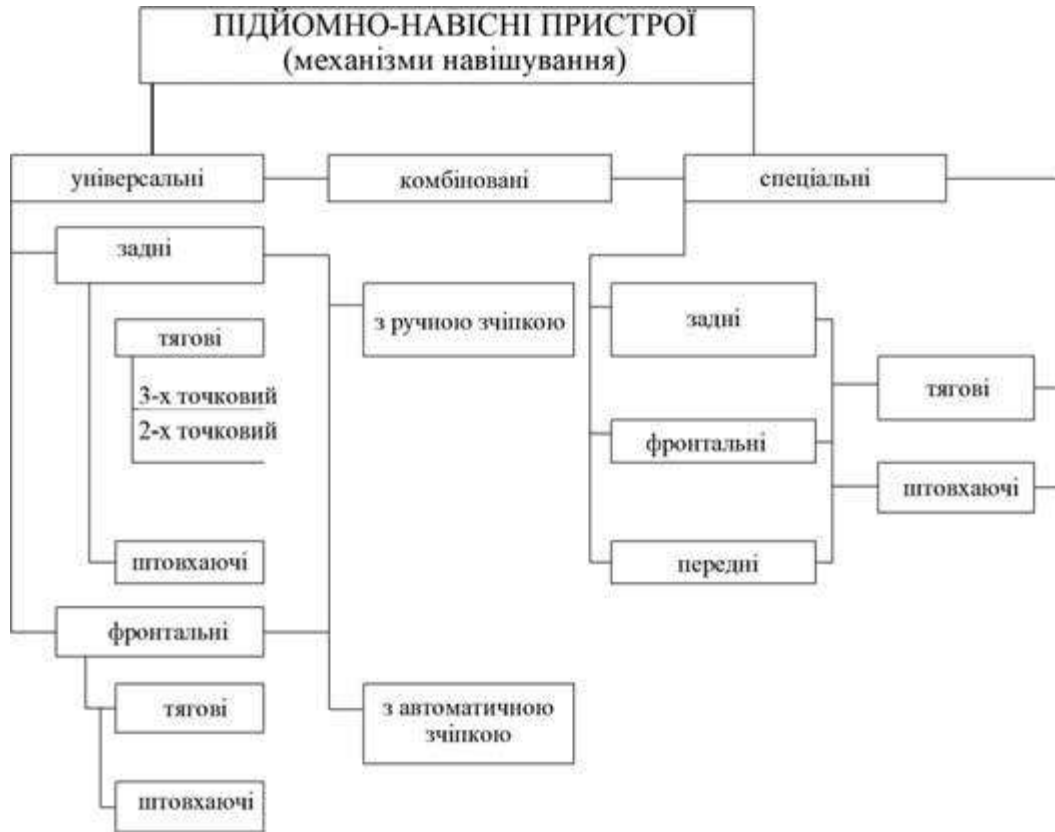


Рис. 1.1 - Класифікація підйомно-навісних пристроїв

Універсальні підйомно-навісні пристрої є приналежністю трактора і дозволяють приєднувати до нього велику кількість самих різних машин і знарядь. При цьому вони до універсального механізму навішування завжди кріпляться в трьох точках, а сам механізм навішування до трактора в трьох або двох точках. Механізми навішування стандартизовані і розділені на 4 категорії відповідно до категорії трактора та потужності, що передається через ВВП (табл. 1.1).

Таблиця 1.1. Категорії підйомно-навісних пристроїв

Категорії	Тяговий клас	Потужність, передана на ВОМ, кВт
1	0,6	до 48
2	0,9; 1,4; 2	до 92
3	3; 4	від 80 до 185
4	5; 6; 8	від 150 до 350

Конструкція механізму навішування повинна забезпечувати:

- легкість, простоту і надійність з'єднання;
- необхідний діапазон вертикального переміщення навішених техніки;
- самозаглиблення робочих органів ґрунтообробних знарядь (головним чином у плугів);
- можливість вільного поперечного зсуву знаряддя в робочому положенні щодо трактора при оранці та інших операціях суцільного обробітку поля;
- гарне копіювання рельєфу поверхні;
- можливість регулювання робочого положення машини в вертикальній і горизонтальній площинах;
- стійкий рух машини за трактором;
- легкість повороту МТА в робочому і транспортному положеннях;
- можливість блокування в робочому положенні поперечного зсуву машин виконують посів та міжрядний обробіток;
- підйом машин або знарядь в транспортне положення з надійним блокуванням від опускання, розгойдування і з забезпеченням необхідної прохідності МТА по польовим і путівцях;
- необхідну вантажопідйомність відповідну категорії трактора;
- необхідну вантажопідйомність (допустима маса навішується на трактор обладнання та корисного вантажу в процентах від експлуатаційної маси трактора з баластними вантажем: для гусеничних тракторів при зміщенні центру мас МТА щодо середини опорної поверхні не більше $0,2L$, де L - довжина опорної поверхні гусениці; для колісних тракторів в стандартній

комплектації робочого обладнання і при забезпеченні навантаження на колеса відповідно до вимог ГОСТу) [5].

Схема заднього 3-х точкового механізму навішування представлена на рис. 1.2.

У механізмів навіски тракторів і навісних машин є певні елементи, які мають свої специфічні назви.

Приєднувальні точки - місця шарнірних з'єднань навісної машини з тягами механізму навішування. Під точками маються на увазі геометричні центри кульових шарнірів, якими закінчуються верхня і нижня тяги.

Приєднувальний трикутник - фігура, що отримується шляхом умовного з'єднання верхньої і нижніх приєднувальних точок на навісній машині.

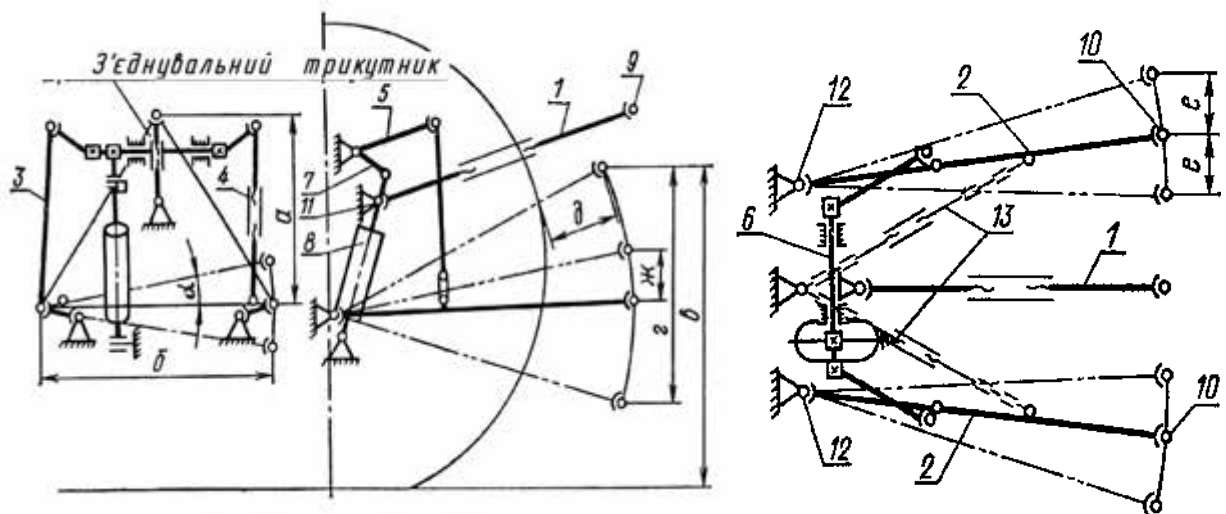


Рис. 1.2 - Схема заднього навісного трьохточкового механізму:

1 - верхня тяга; 2 - нижня тяга; 3 - лівий розкіс; 4 - правий розкіс (регульований); 5 - підйомні важелі; 6 - підйомний (поворотний) вал; 7 - важіль силового циліндра; 8 - основний силовий циліндр; 9 - приєднувальний шарнір верхньої тяги; 10 - приєднувальні шарніри нижніх тяг; 11 - точка приєднання верхньої тяги до трактора; 12 - точки приєднання нижніх тяг трикутника; 13 - блокувальний пристрій; a - висота з'єднувального трикутника; b - довжина підстави з'єднувального трикутника (осі підвісу); c - максимальна висота підйому осі підвісу від поверхні ґрунту; d - хід осі підвісу; e - відстань від заднього колеса до заднього шарніра нижньої тяги в крайньому верхньому

положенні; e - допустиме відхилення задніх шарнірів нижніх тяг в робочому положенні; $ж$ - величина вільного переміщення задніх шарнірів нижніх тяг за рахунок установки пальців в прорізи розкосів

Висота " a " з'єднувального трикутника (табл. 1.2), довжина осі підвісу " b " (основа з'єднувального трикутника) і хід осі підвісу " z " (це вертикальне переміщення осі підвісу, відповідне повного ходу основного силового циліндра, пов'язаного з механізмом навіски трактора) для тракторів різних категорій мають різні розміри.

З'єднання з трактором навісної машини або знаряддя через універсальний 3-х точковий механізм навішування досить просто і швидко. Однак для фіксації кульових шарнірів з'єднувального трикутника механізму навішування до рами машини (знаряддя) доводиться застосовувати ручні операції. Цього недоліку позбавлені механізми навіски з автоматичною зчіпкою, про які буде сказано нижче [6].

Таблиця 1.2 - Координати верхньої і нижньої приєднувальних точок заднього навісного трьохточкового механізму

Категорії трактора	Висота " a "	Довжина осі підвіски " b "	Робочий хід " z "
1	460	718	min 610
2	610	870	min 700
3	685	1010	min 785
4	685	1200	900

Задні універсальні 3-х точкові механізми навішування застосовують для всіх тракторів 1 і 2 категорії (тягові класи: 0,6; 0,9; 1,4; 2), а для тракторів 3 і 4 категорій (тягові класи: 3; 4; 5, 6, 8) механізми навіски 3-х точкові з можливістю їх перелаштування на 2-х точкові. У цьому випадку нижні тяги приєднуються до трактора не в 2-х рознесених точках, а в одній загальній (посередині), або в 2-х максимально зближених. При такій налагодженні кінематика відносного руху трактора і машини в навісному варіанті ідентична

кінематики в причіпному варіанті. Двоточкова регулювання зазвичай застосовується при агрегуванні гусеничних тракторів з плугами, що дозволяє таким агрегатом здійснювати криволінійне рух з заглибленими робочими органами без поломок і пошкоджень. А трьохточкова - при агрегуванні трактора з широкозахватних машинами або знаряддями, так як вона забезпечує стійкий їх хід щодо трактора в горизонтальній площині [7].

Іноді з метою поліпшення оглядовості робочих органів (зазвичай у збиральних машин) трактор з навішеній на задній універсальний механізм навішування машиною працює рухаючись заднім ходом. При цьому механізм навішування завантажений не тяговим зусиллям, а штовхаючим, що викликає необхідність фіксації нижніх тяг в поперечному напрямку. Необхідна фіксація здійснюється за допомогою зміни довжини двох блокувальних пристроїв 13 (рис. 1.2)

З метою підвищення експлуатаційних якостей деякі трактори оснащуються не тільки заднім, а й фронтальним універсальним механізмом навішування. Найчастіше це універсально-просапні трактори другої категорії, які при такій комплектації можуть виконувати просапні роботи з суміщенням операцій: одна операція виконується машиною (знаряддям) в фронтальній навішуванні, а друга операція - іншою машиною в задній навішування.

До фронтальному механізму навішування пред'являються ті ж вимоги, що і до заднього, але при цьому не допускається вільного поперечного зсуву машини-знаряддя щодо трактора [7].

З цією метою у фронтального механізму навішування обидві нижні тяги з'єднують в єдину жорстку конструкцію.

Як було зазначено вище фронтальний механізм навішування трактора працює в тяговому режимі буксирування, а тому конструктивно нічим не відрізняється від заднього універсального механізму навішування.

Деякі з машин-знарядь в силу їх специфіки не можуть агрегуватися з трактором через універсальні підйомно-навісні пристрої і вимагають інших

засобів агрегаткування. У цьому випадку застосовують спеціальні способи навішування, що залежать від конструкції машини і наявності на тракторі відповідних місць для її кріплення. Одним з таких місць є підмоторна рама трактора на якій з цією метою є ряд отворів для кріплення. Машина-знаряддя з'єднується з трактором через спеціальний механізм навішування, який є приналежністю машина-знаряддя, і дозволяє навішуватися їй тільки на певну модель трактора. Тому таке навішування часто носить назву - "індивідуальна навіска".

Комбінований спосіб навішування є поєднання універсального і спеціального способів навішування. Він застосовується головним чином для машин секційного типу, коли одна із секцій кріпиться до трактора через універсальний механізм навішування, а інші - через спеціальні.

Навісні машини зазвичай приєднують до механізму навіски трактора в трьох точках: до задніх шарнірів, нижніх і верхньої тяги.

Типовою конструкцією заднього механізму навіски трактора другої категорії є конструкція 422, а третьої категорії - конструкція 175С.

На тракторі 422 (рис. 1.3) гідроциліндр 2 з'єднаний з литою кришкою 3 заднього моста через вісь 1. У вушках кришки встановлений поворотний вал 7, на шліцах якого закріплений поворотний важіль 6 за допомогою пальця 22. На шліцах вала 7 встановлені зовнішні важелі 8 і 14, з'єднані розкосами 23 і 24 з нижніми тягами 10 і 16 [8].

Довжина лівого розкосу 24 (відстань між осями верхнього і нижнього пальців) повинна бути 515 мм. Поперечне положення навішеної машини регулюється правим телескопічним різьбовим розкосом 23, довжина якого змінюється шляхом обертання рукоятки 26, пов'язаної через шестерню передачу з обертової різьбовій втулкою.

поворотний вал; 8 і 14 - зовнішні важелі; 9 і 15 - стяжки; 10 і 16 - нижні тяги; 11 - чека; 12 і 20 - поздовжні тяги; 17 і 22 - пальці; 18 - вушко; 19 - кільце; 23 - правий настроювальний розкіс; 24 - лівий розкіс; 25 - палець поздовжньої тяги; 26 - рукоятка; 27 - регулювальні болти

Верхня центральна тяга 5 регульованої довжини складається з двох наконечників з кульовими шарнірами і центральної різбової муфти, обертається вставленим в неї воротком. Переднім кінцем тяга 5 кріпиться до одного з трьох отворів кронштейна датчика силового регулятора за допомогою пальця і запірної чеки. Перестановка тяги змінює величину заглиблюють моменту (при роботі з плугом) і тим впливає на довантаження ведучих коліс трактора [9].

При агрегуванні трактора з широкозахватних машинами нижні тяги 10 і 16 з'єднуються з розкосами 23 і 24 через поздовжні пази А, що дозволяє машині мати необхідний вертикальний люфт для кращого копіювання рельєфу.

З метою обмеження поперечного зсуву навішених машини в робочому або транспортному положеннях нижні тяги 10 і 16 з'єднуються з остовом трактора регульованими стяжками 9 і 15 через кронштейни 13 і 21, встановлені на осі кріплення вищевказаних тяг. У кронштейни 13 і 21 вкручені регулювальні болти 27, які впираючись в корпус заднього моста трактора, забезпечують натяг стяжок при підйомі машини в транспортне положення.

У тракторі 175С механізм навішування закріплений на спеціальних кронштейнах рами за допомогою зварних стійок (рис. 2.4).

У розточеннях головок 4 встановлена кінцями гладка циліндрична верхня вісь 27, закріплена кришками.

На верхній осі вільно обертається на втулках порожнистий вал 30, на шпільових кінцях якого закріплені підйомні важелі 28 і 37. На лівому кінці вала, охоплюючи маточину важеля 28, розташована маточина важеля штока 29, вільно обертається на валу.

Важіль штока з'єднаний з головкою штока гідроциліндра пальцем 25. У середній частині до валу 30 шарнірно прикріплена верхня центральна тяга механізму навішування, що складається з вилки 6 з привареною до неї трубою, амортизатора, заднього гвинта 13 і регулювальної муфти 12.

Вилка 6 своїми різками з встановленими в них і затиснутими за допомогою болтів втулками 34 шарнірно з'єднані з циліндричними упорами траверси 32, вільно обертається на валу 30. Від осевого зсуву траверса фіксується обмежувачами 31, закріпленими установочними болтами в глухих отворах вала. При цьому ці отвори на валу розташовані так, що траверсу можна зафіксувати в трьох положеннях: по осі трактора, зміщеною вправо на 58 мм і на 116 мм. Це дозволяє регулювати положення верхньої тяги при необхідності зміщення знаряддя від осі трактора для забезпечення найкращих умов агрегування.

Поверхні, що труться втулок валу 30 і верхньої осі 27, а так само вала і траверси 32 змащують через маслянки 5.

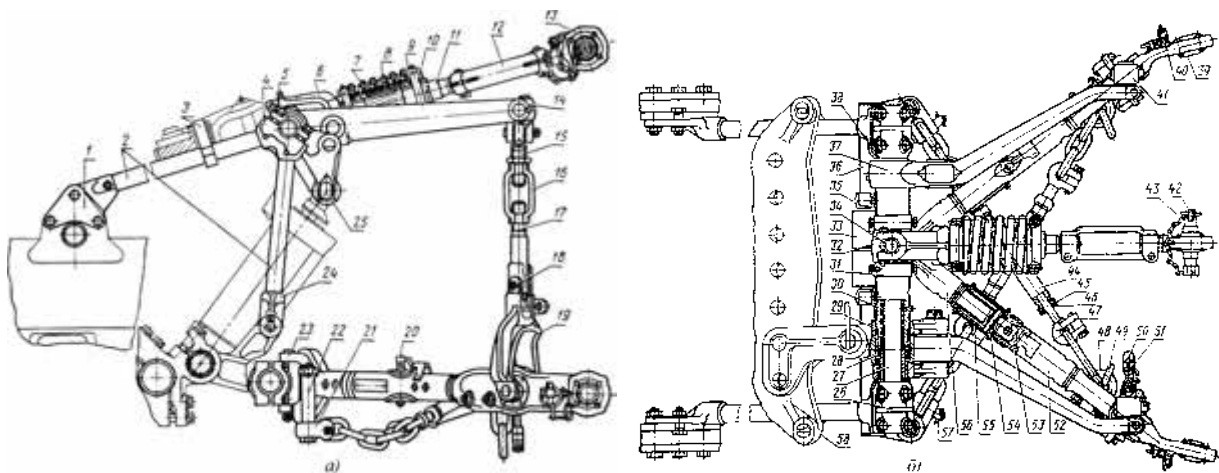


Рис. 1.4 - Механізм навіски трактора 175С:

a - вид збоку; *б* - вид зверху; 1 - кронштейн стійки; 2 - стрижні стійок; 3 - штирі; 4 - головка верхньої осі; 5 - прес-маслянка; 6 - вилка верхньої тяги; 7, 8 - пружини; 9 - опорна шайба; 10, 18, 23, 57 - пальці; 11, 15, 17 - гвинти; 12, 16, 44 - регулювальні муфти; 13 - задній гвинт; 14 - палець раскоса; 19 - вилка раскоса; 20 - швидкознімний палець; 21 - серезка блокувальною тяги; 22 -

палець причіпний скоби; 24 - вилка стійки; 25 - палець важеля штока; 26 - кришка верхньої осі; 27 - верхня вісь; 28 - підйомний лівий важіль; 29 - важіль штока; 30 - вал важелів; 31 - обмежувач; 32 - траверса верхньої тяги; 33 - головка нижньої тяги; 34 - втулка; 35 - упор; 36 - нижня вісь; 37 - підйомний правий важіль; 38 - наполеглива шайба; 39 - кульова опора; 40 - задня головка; 41 - сережка розкоса; 42 - чека; 43 - палець верхньої тяги; 45 - обойма; 46 - кільце ущільнювача; 47 - гвинт блокувальною ланцюга; 48 - драбина; 49 - запасне ланка; 50 - планка фіксатора; 51 - фіксатор; 52 - труба нижньої тяги; 53 - болт; 54 - направляючий штифт; 55 - кришка; 56 - вилка нижньої тяги; 58 - причіпна скоба

Амортизатор верхньої тяги двосторонньої дії, змонтований на трубці вилки 6, призначений для пом'якшення поштовхів, що виникають в навісному механізмі при поздовжньому розгойдуванні знарядь в транспортному і робочому положеннях. Він складається з зовнішньої 7 і внутрішньої 8 пружин, двох опорних шайб 9 і встановлених в них пальців 10. Пальці проходять через овальні отвори труби і вставленого в нього гладкого кінця гвинта 11.

Якщо зусилля, що розтягує верхню тягу, перевищить силу попереднього стиснення пружин, то гвинт 11 почне висуватися з труби, захоплюючи за собою через палець 10 опорну шайбу 9, розташовану у вилки 6, і додатково стискаючи пружини.

При стисненні верхньої тяги гвинт 11 стопориться у трубці, стискаючи пружини опорної шайби 9, розташованої ближче до середини тяги. Пружний хід амортизатора обмежений упором пальців 10 у внутрішні кромки овальних отворів труби.

Задній гвинт 13 верхньої тяги має плоску головку з кульовим шарніром і різьбовий хвостовик. В отворі шарніра встановлений палець 43, яким тяга з'єднується зі стійкою навісного знаряддя. Палець фіксується від випадання

чекою 42 з пружинним кільцем. Кінці гвинтів 11 і 13, які мають різьбу різних напрямків, з'єднані регулювальної муфтою 12.

Розрізні кінці муфти стягуються болтами для запобігання зносу різьблення і мимовільного зміни довжини тяги.

Нижня вісь 36 механізму навішування прикріплена до з'єднувального кронштейнів рами за допомогою бугелів причіпного пристрою.

На осі шарнірно встановлені дві циліндричні головки 33, до яких за допомогою пальців 23 прикріплені вилки 56 нижніх тяг. Від осьового переміщення по нижній осі головки 33 утримуються упорами 35, що складаються з двох бугелів, стягнутих болтами. Болти проходять через лунки, вифрезерована на нижній осі, що забезпечує нерухому фіксацію упорів.

Система лунок виконана на осі 36 так, що головки 33 можна встановлювати по осі трактора або зі зміщенням вправо на 51 і 102 мм. Пересувають головки нижніх тяг одночасно зі зміщенням верхньої тяги.

Права і ліва нижні тяги складаються кожна з вилки 56, труби 52 з телескопічним пристроєм і задній головки 40. Циліндричний хвостовик вилки 56 входить в трубу 52 до упору і фіксується в ній швидкознімним пальцем 20 через отвори в трубі і хвостовику.

У задні кінці труб 52 уварені головки 40 до встановлених в них двома в кожній головці кульовими шарнірами 39. Задні шарніри служать для з'єднання нижніх тяг з навісними знаряддями, а середні - для кріплення вертикальних розкосів.

Для швидкого і зручного сполучення отворів кульових шарнірів нижніх тяг з отворами в проушинах навісного знаряддя в кожній тязі передбачено телескопічне пристрій. Він дозволяє при знятому пальці 20 подовжувати тягу в межах до 80 мм за рахунок переміщення труби 52 по хвостовику вилки. Запресовані в хвостовик штифти 54 переміщаються по пазах в трубі закритим кришками 55, що запобігає кутовий розворот труби [11].

Пальці 20 ставлять на місце після приєднання і підйому знаряддя, коли під дією його сили тяжіння труба переміститься по хвостовику до упору в торецьвилки 56 і з'єднуються отвори в трубі і хвостовику.

Для запобігання розгойдування в поперечному напрямку піднятих в транспортне положення знарядь служать дві ланцюгові стяжки, передні кінці яких через серезки 21 укріплені на торцях бугелів пальцями 22, а задні через драбини 48 до нижніх тяг.

Довжина ланцюгів регулюється при піднятому положенні знаряддя обертанням регулювальних муфт 44, в різьбові отвори яких вкручені гвинти 47. Для захисту різьби і виключення самовідкручування муфт на їх кінці надіті і завальцьовані обойми 45 з запресованими всередину ущільнювачів гумовими кільцями 46.

Нижні тяги і підйомні важелі з'єднані розкосами регульованої довжини. Верхні кінці розкосів вільно обертаються на пальцях 14, закріплених в голівках важелів 28 і 37. При роботі з знаряддями, що мають одне опорне колесо (плуги), вилку 19 жорстко з'єднують з гвинтом 17 пальцем 18. При роботі з навісними знаряддями (машинами), що мають в поперечній площині два опорних колеса (культиватори, сівалки тощо.), розкоси встановлюють на вільний хід, виймаючи пальці 18, які для зберігання вставляють в запасні отвори припливів вилок.

Верхні кінці розкосів, в залежності від зміщення нижніх тяг, встановлюють праворуч або ліворуч від підйомних важелів шляхом перестановки пальців 14, забезпечуючи вертикальне положення розкосів.

Механізм навішування має два варіанти регулювання з'єднання з трактором: двоточковий варіант і трьохточковий. Для отримання двоточкового механізму навішування зрушують один до одного головки 33 нижніх тяг, фіксуючи їх упорами 35 (показано на рис.). Трьохточковий механізм навішування виходить, якщо головки 33 мають у своєму розпорядженні по кінцях осі [12].

Підйом навішати знаряддя відбувається під впливом опорного майданчика важеля 29 на опорну площадку лівого підйомного важеля 28, а опускання - під впливом сили тяжіння знаряддя. Заглиблення ґрунтообробних робочих органів здійснюється в цьому випадку під дією моменту заглиблення (самозаглиблення).

При необхідності примусового заглиблення робочих органів знаряддя дією гідроциліндра в режимі "опускання", важелі 28 і 29 з'єднують між собою шляхом установки пальця в блокувальні отвори важелів.

Прикладом конструкції фронтального механізму навішування може служити механізм трактора 422 (рис. 1.5).

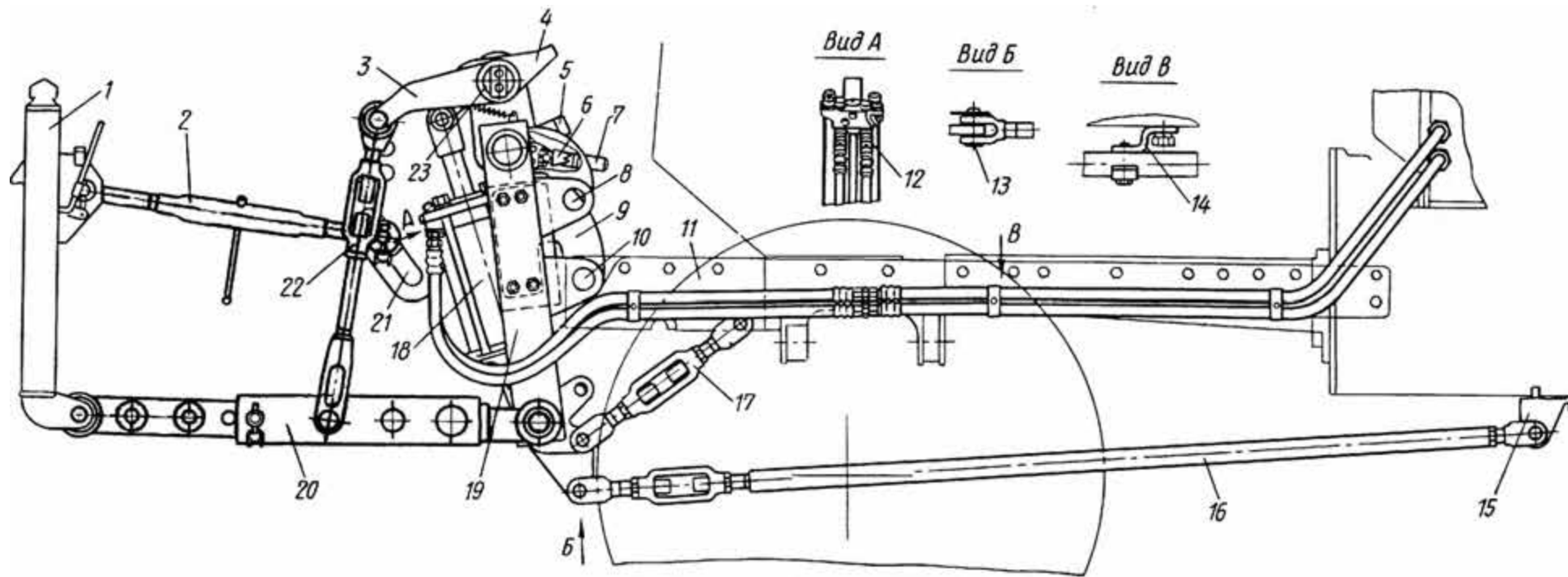


Рис. 1.5 - Фронтальний навісний пристрій:

1 - автозчеплення СА-1; 2 - центральна тяга; 3 - зовнішні важелі; 4 - поворотний важіль; 5 - захоплення; 6 - фіксатор;
 7 - рукоятка; 8 - отвори; 9 - опорна пластина; 10, 13 - легкознімні пальці; 11, 14 і 15 - кронштейни; 12 - трубопроводи;
 16 - штанга; 17 - розтяжка; 18 - силовий гідроциліндр; 19 - рама; 20 - поздовжня тяга; 21 - похилий паз; 22 - розкіс;
 23 - поворотний вал

Механізм навішування представляє пристрій у вигляді звареної рами 19, на якій змонтовані всі складальні одиниці і деталі. Рама прикріплена до кронштейну передніх вантажів 11 за допомогою розтяжок 17 і штанг 16. Всі з'єднання виконані за допомогою легкознімних пальців 10 і 13.

На вушку рами 19 встановлений силовий гідроциліндр 18, вилка штока якого з'єднана з важелем 4, закріпленим на шліцах поворотного вала 23. По кінцях поворотного вала встановлені зовнішні важелі 3, пов'язані розкосами 22 з нижніми тягами 20. Верхня тяга 2 заднім кінцем з'єднується зі щоками рами 19 через палець встановлений в похилому пазу 21 [13].

Навісні машини приєднують до механізму навішування за допомогою автозчеплення СА-1, рамка 1 якої з'єднується з передніми шарнірами нижніх 20 і верхньої 2 тяг, а замок встановлюється на нависному пристрої.

Для приєднання машини механізм навішування опускають і подаючи трактор вперед вводять рамку 1 в порожнину відповідного замку на машині, після чого підйомом механізму навішування здійснюється надійна фіксація машини на тракторі за рахунок спрацьовування замикаючої собачки.

Для від'єднання машини за допомогою ручного управління виводять собачку із зачеплення з упором, опускають механізм навішування до роз'єднання рамки з замком і, використовуючи задній хід, від'їжджають від машини на необхідну відстань.

З метою виключення переміщення сільськогосподарської машини в поперцевої площині поздовжні тяги 20 повинні бути повністю заблоковані.

При агрегуванні трактора з широкозахватними машинами розкоси з'єднують з поздовжніми тягами через прорізи. Довжину поздовжніх тяг необхідно встановлювати мінімальний, виходячи з умови отримання найменшого зазору між робочими органами і передніми колесами трактора при піднятті сільськогосподарської машини [14].

При транспортних переїздах сільськогосподарську машину в верхньому положенні необхідно утримувати механізмом фіксації, що складається з

захоплення 5, що з'єднується з важелем 4 гідроциліндра за допомогою управління рукояткою 7. Для фіксації за допомогою гідросистеми навісна машина піднімається в крайнє верхнє положення, звільняється рукоятка 7 від фіксатора 6 і впливом на неї захоплення 5 вводиться у взаємодію з важелем 4.

Для зняття з фіксації необхідно механізм навішування гідросистемою підняти і повернути рукоятку 7 в початкове положення.

Механізм навішування в зборі можна встановлювати в додаткове нижнє положення. Для цього необхідно від'єднати опорну платину 9, опустити пристрій до суміщення отвори 8 з відповідним отвором на кронштейні вантажів, поєднати отвори вилок розтяжок 17 і штанг 16 з додатковими отворами пластин рами 19 і вставити легкознімні пальці 13.

Можливість перестановки фронтального механізму навішування по вертикалі розширює область його застосування і покращує навантажувальні умови [15].

Процес з'єднання з трактором навісної машини вимагає ручної праці тракториста, і, відповідно, вихід його з кабіни трактора. А зі збільшенням енергонасиченості тракторів зростає вага агрегуються з ним машин, що ще більше ускладнює цей процес. Тому подальше вдосконалення навісних пристроїв тракторів направлено на спрощення процесів з'єднання і роз'єднання їх з технікою, виконуваних без виходу (по можливості) тракториста з кабіни.

Пристрої, що забезпечують автоматичне зчеплення механізму навіски трактора з навісним машиною зуться автоматичні зчіпні пристрої (автозчеплення).

Існують два основних види автощіпок:

- автощіплення однофазні;
- автощіплення двофазні.

Однофазні автозчеплення отримали свою назву через здійснення зчеплення машини з трактором в одну фазу - вертикальне переміщення вгору механізму навішування.

У двофазних автоціпок процес зчеплення складається з фази зчеплення нижніх тяг механізму навіски з машиною і фази зчеплення верхньої тяги [16].

Однофазна зчіпка (рис. 1.6, а) складається з двох самостійних частин: рамки 1, навісної на трактор і замка 5, що є приналежністю сільгоспзнаряддя. Рамка 1 зчіпного пристрою приєднується в трьох точках до навісного пристрою трактора і являє собою трикутник. У нижній частині рамки є знімні пальці 3 для її з'єднання з нижніми поздовжніми тягами навісного пристрою, а у верхній частині - планки 2 для з'єднання з центральною тягою. Рамка виконана з труби прямокутного перетину. У верхній частині рамки розташований запірний механізм у вигляді підпружинної засувки ("собачки") 4 з важелем 6.

Замок 5 має форму, як і рамка 1, рівнобедреного трикутника. У верхній частині замку змонтований упор 8 засувки.

Для навішування машини навісний пристрій разом з рамкою 1 опускають вниз і, подаючи трактор назад, поєднують рамку з замком, піднімають навісний пристрій і рамку 1 вводять в порожнину замку 5. При цьому собачка 4 рамки увійде в паз А замку.

Щільність з'єднання рамки і замку забезпечується установкою мінімального зазору між упором замку і носком собачки за допомогою ексцентриків 7.

Щоб уникнути мимовільного від'єднання сільськогосподарської машини від трактора в процесі роботи засувка 4 зафіксована пружинним шплинтом.

Для від'єднання машини видаляють шплинт, поворотом важеля 6 виводять засувку з паза замка і опускають навісний пристрій, рамку 1 виводять із замку 5.

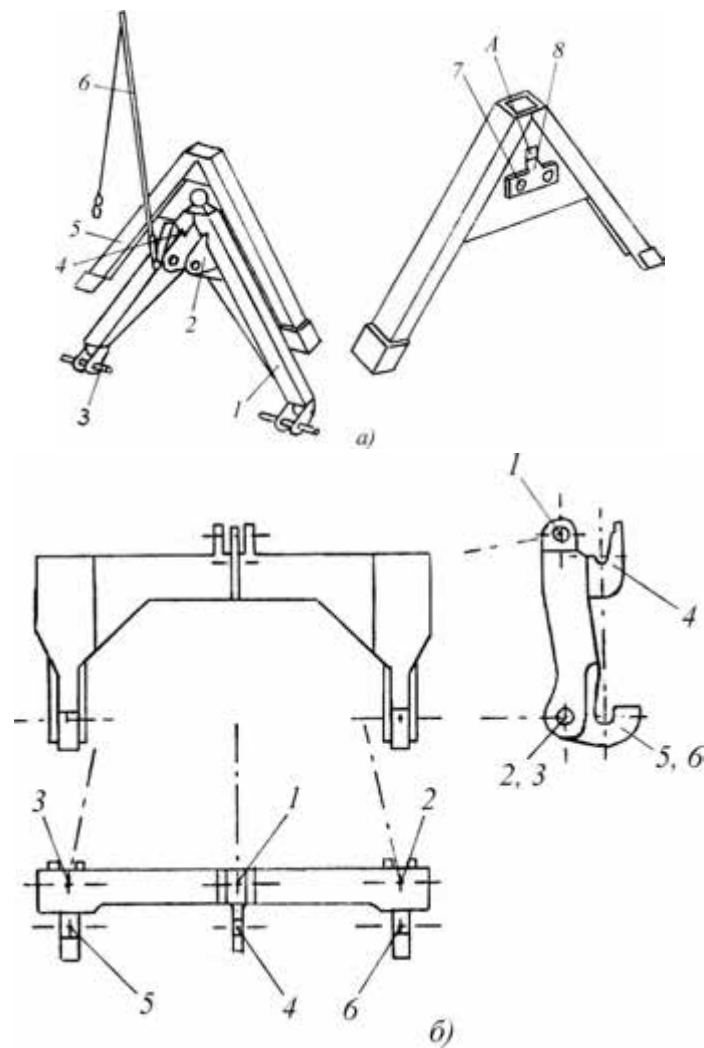


Рис. 1.6 - Автоматичні зчіпки

Інший вид однофазного швидкоз'єднувального зчіпного пристрою рамної конструкції представлений на рис. 1.6, б. Це П-подібна рама з трьома приєднувальними гаками 4, 5 і 6, яка встановлюється і закріплюється по кінцях верхньої (точка 1) і нижніх тяг (точки 2 і 3) механізму навіски трактора. На сільськогосподарській машині встановлюється приєднувальний трикутник, що дозволяє вертикальним рухом тяг механізму навіски забезпечити з'єднання гаками трактору і машини.

Вітчизняна промисловість випускає швидкоз'єднувальні пристрої першого виду під марками СА-1 для тракторів тягових класів 0,9 ... 2 і СА-2 для тракторів тягових класів 3 ... 4, і пристрої другого виду для тракторів цих

же тягових класів відповідно під марками БСУ-2 і БСУ-3. Для тракторів класів 0,6 випускаються БСУ-1.

Обидва види швидкоз'єднувальних пристроїв дозволяють виконувати з'єднання трактора з машиною в умовах положення машини по відношенню до трактора з поздовжніми і поперечними нахилами ($4 \dots 6^\circ$), бічному перекосі ($3 \dots 5^\circ$) і поперечному зміщенні ($2^0 \dots 50 \text{ мм}$).

Двофазний швидкоз'єднувальний пристрій типовий універсальний механізм навішування зі зміненими задніми кінцями верхньої і нижньої тяг. Замість кульових шарнірів тяги обладнуються гаками з засувками. Управління засувками ведеться з кабіни трактора тросовими тягами.

Приєднувальні точки на навісній машині оснащуються сферами, що входять при з'єднанні трактори і машини в контакт з внутрішніми сферичними поверхнями гаків. З метою полегшення з'єднання, сфери нижніх точок доповнюються козирькові обмежувачами, а верхня тяга може виконуватися телескопічної конструкції з гідрокеруванням [17].

РОЗДІЛ 2. МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ АГРЕГАТУ З ФРОНТАЛЬНИМ НАВІШУВАННЯМ

2.1 Еквівалентний рух механізму фронтального навішування і її особливості

При дослідженні руху машинно-тракторного агрегату з фронтальним навішуванням необхідно враховувати відхилення механізму навішування, для дотримання агротехнічних вимог до виконуваної операції, які залежать не тільки від траєкторії руху МТА, а й від кінематичних параметрів самого механізму навішування. У горизонтальній площині механізм фронтального навішування є шарнірним чотириланковим $O_1A_1A_2O_2$ (рис. 2.1) у якого шатун A_1A_2 жорстко пов'язаний з рамою сільськогосподарського знаряддя, а стійка O_1O_2 - з рамою трактора (довжина стійки $l_{O_1O_2} = 2r$, при цьому $r = l_{O_1A_1} = l_{O_2A_2}$). Тяги O_1A_1 і A_2O_2 з'єднані шарнірно зі стійкою (з попередніми кутом установки γ) і шатуном і мають рівні довжини $l_{O_1A_1} = l_{O_2A_2} = l$

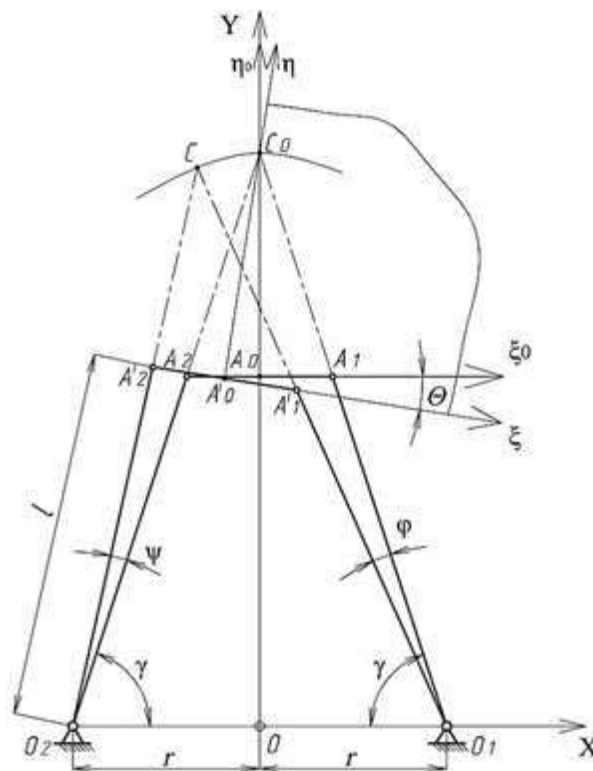


Рис. 2.1 - Кінематична схема механізму фронтальної навіски

При складанні диференціальних рівнянь руху МТА з фронтальним навішуванням необхідно, в першу чергу, знайти основні кінематичні залежності в механізмі навішування.

Простежимо за переміщенням миттєвого центру обертання шатуна (МЦВ), що знаходиться в точці перетину осьових ліній тяг при їх повороті. Всі подальші обчислення проводяться за умови малості кутів. повернувши тягу O_1A_1 малий кут φ тяга O_2A_2 також повернеться на деякий кут ψ , відмінний від φ , при цьому МЦВ переміститься з точки C_0 в C , описавши дугу C_0C - нерухомою щодо рами трактора центроїди. Переміщення точки C можна знайти шляхом перекочування без ковзання рухомий центроїди, пов'язаної з шатуном A_1A_2 , по нерухомій, пов'язаної з рамою трактора, тобто отримавши, таким чином, еквівалентну рух механізму [18], яке значно зручніше з практичної точки зору при подальшому розгляді коливань навішування.

Для складання рівняння нерухомою центроїди в першу чергу необхідно скласти рівняння прямих CA_1O_1 і CA_2O_2 :

$$\left. \begin{aligned} y &= \operatorname{tg}(\gamma - \varphi) \cdot (r - x) \\ y &= \operatorname{tg}(\gamma - \psi) \cdot (r + x) \end{aligned} \right\} \quad (2.1)$$

З урахуванням малості кутів система рівнянь (2.1) набуде вигляду:

$$\left. \begin{aligned} y \cdot (1 + \varphi \cdot \operatorname{tg} \gamma) &= (\operatorname{tg} \gamma - \varphi) \cdot (r - x) \\ y \cdot (1 - \psi \cdot \operatorname{tg} \gamma) &= (\operatorname{tg} \gamma + \psi) \cdot (r + x) \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Для вирішення цієї системи спочатку знайдемо залежність між кутами повороту тяг навіски φ і ψ . Це можна зробити, склавши рівняння відстані між двома заданими точками (в даному випадку між точками A'_1 і A'_2 в суміжному положенні механізму навішування:

$$l_{A_1A_2} = \sqrt{(x_2 - x_1)^2 + (y_2 - y_1)^2}, \quad (2.3)$$

Де x_1, y_1 і x_2, y_2 – координати точок A'_1 і A'_2 відповідно:

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= r - l \cdot \cos(\gamma - \varphi) \\ y_1 &= l \cdot \sin(\gamma - \varphi) \end{aligned} \right\}, \quad \left. \begin{aligned} x_2 &= -r + l \cdot \cos(\gamma + \psi) \\ y_2 &= l \cdot \sin(\gamma + \psi) \end{aligned} \right\},$$

$l_{A_1A_2}$ - довжина шатуна:

$$l_{A_1A_2} = 2r - 2l \cos \gamma \quad (2.4)$$

Замінивши координати точок і довжину шатуна їх значенням і підставивши в формулу (2.3) і звівши обидві частини рівняння в квадрат, отримаємо:

$$\psi^2 + \psi \cdot k + 2\psi \cdot \varphi \cdot \cos 2\gamma + \varphi^2 - \varphi \cdot k = 0, \quad (2.5)$$

$$k = 4 \sin \gamma \cdot \left(\frac{r}{l} - \cos \gamma \right). \quad (2.6)$$

Розділивши кожний доданок на $\psi \cdot \varphi$ порівнявши рівняння $\frac{\psi}{\varphi}$ і $\frac{\varphi}{\psi}$ до 1

(Оскільки φ і ψ є еквівалентно малими величинами), прийдемо до залежності, яка б показала співвідношення між кутами повороту тяг:

$$\psi = \frac{\sin \gamma \cdot \left(\frac{r}{l} - \cos \gamma \right)}{\cos^2 \gamma + \frac{\sin \gamma \cdot \left(\frac{r}{l} - \cos \gamma \right)}{\varphi}}. \quad (2.7)$$

Підставивши отримане значення (2.7) в рівняння (2.2) і виключивши з нього параметр φ , прийдемо в результаті до рівняння нерухомої центроїди:

$$y^2(-2\cos^2 \gamma + k \cdot \operatorname{tg} \gamma) + y(4\cos^2 \gamma \cdot \operatorname{tg} \gamma + k - k \cdot \operatorname{tg}^2 \gamma)r + (x^2 - r^2) \cdot (2\sin^2 \gamma + k \cdot \operatorname{tg} \gamma) = 0. \quad (2.8)$$

Радіус кривизни кривої (2.8) визначається формулою:

$$\rho = \frac{(1 + y'^2)^{\frac{3}{2}}}{y''}. \quad (2.9)$$

Продиференціювавши залежність (2.8) двічі в умовному вигляді, знайдемо першу і другу похідні y по x . Для розрахунків необхідна кривизна центроїди лише в околиці її початкової точки C_0 , тоді покладемо в виразах для y' і y'' :

$$x = 0; y = r \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

тоді

$$\left. \begin{aligned} y'(0) &= 0 \\ y''(0) &= -\frac{2(2\sin^2 \gamma + k \cdot \operatorname{tg} \gamma) \cdot \cos^2 \gamma}{k \cdot r} \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Підставивши значення $y'(0)$ і $y''(0)$ в вираз (2.9) радіуса кривизни ρ , а також замінивши коефіцієнт k його значенням (2.6), знайдемо радіус кривизни нерухомою центроїди близько її початкової точки:

$$\rho = -\frac{2r \cdot \left(\frac{r}{l} - \cos\gamma\right)}{\sin 2\gamma \left(\frac{2r}{l} - \cos\gamma\right)}. \quad (2.11)$$

Як видно з рівняння, в ньому присутні всі три основних параметри, що характеризують розміри механізму навішування: довжина тяг - l , відстань між опорами - r і попередній кут установки тяг - γ ; на відміну від [13], де в рівнянні нерухомої центроїди враховується лише відстань між опорами і попередній кут установки тяг. Негативний знак радіуса кривизни, в свою чергу, означає, що в початковій точці крива має «максимум» (вона звернена опуклістю вгору).

При складанні рівняння рухомий центроїди виберемо систему координат, пов'язану з шатуном A_1A_2 (рис. 2.1). Вісь $A_0\eta_0$ направим перпендикулярно до вісі A_1A_2 вгору, а $A_0\xi_0$ направим вправо по вісі A_1A_2 , за початок координат візьмемо середину шатуна A_1A_2 .

Прямі A'_1C і A'_2C складають з віссю $A'_0\xi$ кутів:

$$\begin{aligned} \angle \xi A'_1 C &= \gamma_1 = \pi - (\gamma - (\varphi + \Theta)), \\ \angle \xi A'_2 C &= \gamma_2 = \gamma + (\psi + \Theta), \end{aligned}$$

де, Θ - кут поворота шатуна.

Рівняння прямих, що проходять через точки A'_1 і A'_2 і перетинаються в точці C , будуть:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \operatorname{tg}[\gamma - (\varphi + \Theta)] \cdot (\xi - \xi_0) \\ \eta &= \operatorname{tg}[\gamma + (\psi + \Theta)] \cdot (\xi + \xi_0) \end{aligned} \right\} \quad (2.12)$$

Для вирішення цієї системи рівнянь знайдемо співвідношення між кутами Θ і φ , склавши рівняння прямої, що проходить через дві точки, і знайшовши тим самим кутовий коефіцієнт даної прямої:

$$\Theta = \frac{y_2 - y_1}{x_2 - x_1}.$$

$$(2.13)$$

Підставивши значення координат точок A_1 і A_2 в рівняння (2.13), отримаємо:

$$\Theta = \frac{l \cdot \cos \gamma \cdot (\psi + \varphi)}{-2r + l \cdot (2 \cos \gamma - \sin \gamma \cdot (\psi - \varphi))}. \quad (2.14)$$

Оскільки φ і ψ є еквівалентно малими величинами, то різниця $(\varphi - \psi)$, також є малою, причому більш високого порядку малості, тому її можна прийняти рівною нулю, а в чисельник підставимо знайдену залежність між кутами φ і ψ і наведемо залежність (2.14) до вигляду:

$$\Theta = \frac{l \cdot \cos \gamma \cdot \left(\frac{\varphi \cdot k + \varphi^2 \cdot 4 \cos^2 \gamma + \varphi \cdot k}{\varphi \cdot 4 \cos^2 \gamma + k} \right)}{-2r + 2l \cdot \cos \gamma}. \quad (2.15)$$

Оскільки φ є малою величиною, то φ^2 буде величиною вищого порядку малості, ніж φ , тому вираз $\varphi^2 \cdot 4 \cos^2 \gamma$

$$\Theta = \frac{2l \cdot \cos \gamma \cdot \left(\frac{\varphi \cdot k}{\varphi \cdot 4 \cos^2 \gamma + k} \right)}{-2r + 2l \cdot \cos \gamma}. \quad (2.16)$$

У дужках вказано є не що інше, як кут ψ , тоді вираз (2.16) набуде вигляду:

$$\Theta = \frac{l \cdot \cos \gamma}{l \cdot \cos \gamma - r} \cdot \psi. \quad (2.17)$$

Аналогічне значення отримаємо, якщо замість кута φ підставимо ψ , оскільки за узагальнену координату був обраний саме кут φ , то так і зробимо. У підсумку залежність кута Θ від φ набуде вигляду:

$$\Theta = \left(\frac{l \cdot \cos \gamma}{l \cdot \cos \gamma - r} \right) \cdot \varphi. \quad (2.18)$$

Вираз в дужках є не що інше, як передавальне відношення механізму навішування, що показує залежність між кутами поворотів φ і Θ :

$$U_H = \frac{\Theta}{\varphi}.$$

(2.19)

Таким чином, залежність, між кутами φ і Θ виходить вже за умови рівності між собою кутів φ і ψ , в іншому випадку це рівняння стає нелінійним і зростає складність при його вирішенні. Отже, виходячи з раніше викладеного, розрахунок рухомий центроїди зробимо також за умови рівності кутів φ і ψ . Відповідно система рівнянь (2.12) набуде вигляду:

$$\left. \begin{aligned} \eta &= \operatorname{tg}[\gamma - (\varphi + \Theta)] \cdot (\xi - \xi_0) \\ \eta &= \operatorname{tg}[\gamma + (\varphi + \Theta)] \cdot (\xi + \xi_0) \end{aligned} \right\} \quad (2.20)$$

Виключивши з рівняння (2.15) параметр $\varphi + \Theta$, записавши їх суму у вигляді:

$$\frac{l \cdot \cos \gamma}{l \cdot \cos \gamma - r} \cdot \varphi + \varphi = \left(\frac{l \cdot \cos \gamma}{l \cdot \cos \gamma - r} + 1 \right) \cdot \varphi = h \cdot \varphi, \quad (2.21)$$

отримаємо рівняння рухомий центроїди в рухомий системі координат:

$$\eta^2 \cdot \operatorname{tg} \gamma + \eta \cdot (1 - \operatorname{tg}^2 \gamma) \cdot \xi_0 + \operatorname{tg} \gamma \cdot (\xi^2 - \xi_0^2) = 0. \quad (2.22)$$

Продиференціювавши залежність (2.17) двічі в умовному вигляді, знайдемо першу і другу похідні η по ξ . Для розрахунків важлива кривизна центроїди лише в околиці її початкової точки C_0 , покладемо в виразах для η' і η'' :

$$\xi = 0; \quad \eta = \xi_0 \cdot \operatorname{tg} \gamma,$$

тоді

$$\left. \begin{aligned} \eta'(0) &= 0 \\ \eta''(0) &= -\frac{\sin 2\gamma}{r - l \cdot \cos \gamma} \end{aligned} \right\} \quad (2.23)$$

Підставивши значення $\eta'(0)$ і $\eta''(0)$ в вираз (2.9), знайдемо радіус кривизни рухомий центроїди в рухомий системі координат поблизу її початкової точки:

$$\rho = -\frac{r - l \cdot \cos \gamma}{\sin 2\gamma}. \quad (2.24)$$

Негативний знак радіуса кривизни центроїди означає, що в початковій точці крива має «максимум» (обернена опуклістю вгору).

Розглянемо траєкторію руху відрізка $C_0D_0 = d$ - відстані від точки МЦВ до точки D - центру опору робочих органів, жорстко пов'язаного з рухомою центр ваги і збігається з віссю $A_0\eta_0$ (рис. 2.2). У нейтральному стані механізму цей відрізок займає положення C_0D_0 , а центроїди 1 і 2 стикаються в точці C_0 . Малі переміщення механізму навішування центроїди вважатимемо дугами кіл радіусами ρ_1 і ρ_2 .

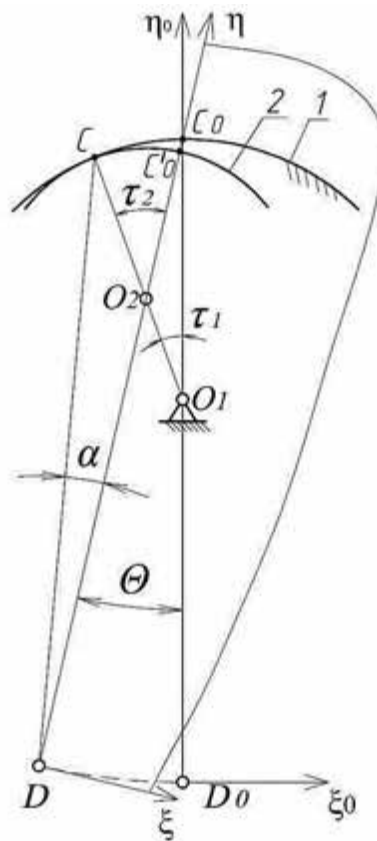


Рис. 2.2 - Схема до визначення кінематичних співвідношень еквівалентного руху в механізмі фронтальної навіски

При відхиленні шатуна від нейтрального положення точка C_0 кривої 2 переходить в положення C'_0 , а центроїди, перекочуючись в суміжне положення, стикаються в точці C , але вже іншими своїми точками, спрямованими по загальній нормалі до точки C (радіуси CO_1 і CO_2 - це вже інші радіуси обох центр ваги). Оскільки всі радіуси рухомої центроїди

перетинаються в її центрі, точка O_2 є новим положенням центру кривизни рухомий центроїди, через неї проходить і колишній радіус C'_0O_2 даної центроїди, на продовженні якого лежить точка D . Відповідно, наступним положенням C_0D_0 буде відрізок C'_0D . Відрізок C'_0D в новому положенні, внаслідок близькості точок C_0 і C'_0 , фактично буде проходити через старе положення точки C_0 . Відповідно, кут $\angle D_0C_0D = \Theta$ буде кутом повороту шатуна.

Знайдемо залежність між кутами Θ , τ_2 і τ_1 . З трикутника $C_0O_1O_2$ слідує: $\Theta = \tau_2 - \tau_1$, а також, внаслідок рівності дуг $C_0C = C'_0C$, $\rho_1 \tau_1 = \rho_2 \tau_2$, можемо виразити кути τ_1 і τ_2 через Θ :

$$\left. \begin{aligned} \tau_1 &= \frac{\rho_2}{\rho_1 - \rho_2} \Theta \\ \tau_2 &= \frac{\rho_1}{\rho_1 - \rho_2} \Theta \end{aligned} \right\} \quad (2.25)$$

З трикутника CO_2D по теоремі косинусів знайдемо DC , з урахуванням малості кута τ_2 ($\cos \tau_2 \approx 1$) отримаємо:

$$DC = D_0C_0 \approx d$$

Кут $\alpha = \angle C_0DC$ має той же порядок малості, що і Θ , тоді:

$$\frac{O_2C}{\sin(\widehat{O_2DC})} = \frac{CD}{\sin(\widehat{CO_2D})}, \text{ або } \frac{\rho_2}{\alpha} = \frac{d}{\tau_2}.$$

Замінивши τ_2 його значенням, в результаті отримаємо:

$$\alpha = \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{(\rho_1 - \rho_2) \cdot d} \cdot \Theta. \quad (2.26)$$

Таким чином, розглядаючи відхилення шатуна навішування і жорстко пов'язаного з ним знаряддя, можна уявити їх як поворот шатуна біля «уявної» точкою підвісу в точці C_0 - миттєвому центрі швидкостей механізму в нейтральному його положенні, тобто завдяки теорії центр ваги було отримано еквівалентну рух чотириланкового механізму, необхідне для подальшого

розгляду і використання при аналізі руху МТА з фронтальним навішуванням. Отримані кінематичні співвідношення в механізмі фронтальної навіски необхідні при складанні диференціальних рівнянь руху МТА.

2.2 Аналіз різних кінематичних схем механізму фронтальної навіски і рекомендації щодо їх застосування.

При використанні фронтально-навісних знарядь необхідно в першу чергу вибрати тип з'єднання: жорстке або шарнірне. Як було зазначено раніше, саме шарнірне з'єднання трактора із знаряддям, при забезпеченні стійкості руху, є кращим. В цьому випадку необхідно вирішити питання щодо вибору кінематичних параметрів і, відповідно схем навісного пристрою, адже саме від цього буде залежати траєкторія руху знаряддя як щодо трактора, так і щодо рядків рослин при маневруванні в міжряддях. Крім того, в залежності від різних кінематичних схем навішування, будуть і різні силові фактори, що діють на трактор і впливають на процес руху [19].

Розглянемо коливання різних схем механізмів навіски щодо трактора під дією сили опору від робочих органів. Для зручності аналізу візьмемо найпростіший робочий орган, який має форму вертикального циліндричного стрижня, сила опору якого спрямована протилежно абсолютної швидкості центру робочого органу і знаходиться з нею на одній лінії, тобто $\delta = \chi$, рух трактора при цьому приймемо рівномірним. Для коригування руху в міжряддях передні керовані колеса повернені проти годинникової стрілки на деякий малий кут α . У першому наближенні відведення відсутня.

Складова сили опору робочих органів R_x , впливаючи на знаряддя, намагається повернути його, при цьому поворот, як було встановлено раніше, відбувається щодо точки C_0 - МЦВ. Як видно з рисунка 2.3, складова сили опору, що викликає поворот, розташовується нижче МЦВ шатуна A_1A_2 , створюючи момент на плечі C_0D , спрямований проти годинникової стрілки, як і керовані колеса, і як, наслідок цього, поворот знаряддя і керованих коліс

відбувається в одну сторону, при цьому повертає момент з боку знаряддя від дії сили опору дорівнює:

$$M = R \cdot \delta \cdot C_0 D. \quad (2.27)$$

У зв'язку з особливістю кінематики руху чотириланкового механізму, при відхиленні шатуна відбувається зміщення МЦВ, яке супроводжується появою реактивного моменту в шарнірі C_0 (рис. 2.3):

$$M = R \cdot \frac{\rho_1 \cdot \rho_2}{(\rho_1 - \rho_2)} \cdot \Theta.$$

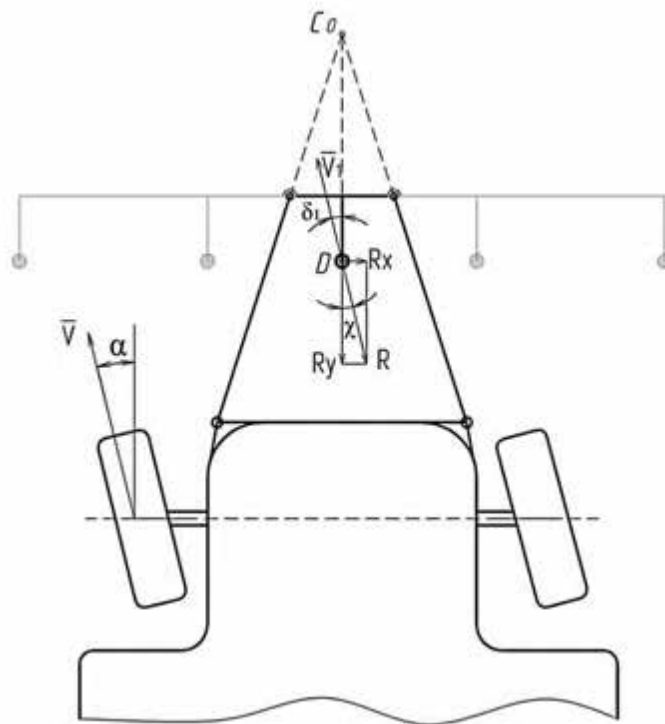


Рис. 2.3 - Схема сил робочого органу, що діють на механізм навішування

Величина реактивного моменту приблизно на порядок менше повертає моменту від дії сили опору, тому при малих кутах відхилення їй можна знехтувати.

При обробці міжрядь необхідно, щоб робочі органи не тільки не підрізали рослини, але і щоб опорні колеса знаряддя НЕ наїжджали на них. З цієї точки зору оптимальним є розташування бази культиватора (відстань від

робочих органів до опорних коліс) симетрично щодо МЦВ, для того щоб зробити поперечне переміщення коліс і лап однаковим. З іншого боку, з огляду на все різноманіття силових факторів, що діють на знаряддя з боку робочих органів, опорних і підтримуючих коліс, а також з огляду на можливу нерівномірність опору по краях знаряддя, необхідно намагатися так забезпечити повертає момент від с/г машини (знаряддя), щоб рівнодіюча всіх цих силових факторів від знаряддя створювала момент при повороті трактора, спрямований в ту ж сторону, що і керовані колеса [20].

Поведінка навішування, коли складова рівнодіючої сил опору створює момент, який прагне повернути знаряддя в протилежну сторону по відношенню до повороту коліс трактора, вкрай небажано, оскільки при повороті навішування це створить додатковий момент опору повороту і створить додаткове навантаження на вузли і механізми навіски, а також може привести до порушення всього процесу повороту. Така картина характерна для розбіжних по ходу руху нижніх тяг, що робить їх застосування недоцільним [21].

При знаходженні рівнодіючої складової сил опору в точці C_0 буде спостерігатися біфуркаційний стан механічної системи, що теж небажано, в цьому випадку неможливо передбачити напрямок повороту знаряддя від дії власних сил опору.

Тому необхідно забезпечувати запас поворотності, що характеризується моментом з боку знаряддя. Це можна зробити конструктивно підібравши раціональні параметри механізму навішування. Однак слід врахувати, що надмірна величина цього моменту буде збільшувати момент опору повороту трактора, а також вимагатиме значних відновлюють сил для коригування руху знаряддя при його коливанні.

При використанні механізму навішування з перехресними тягами, основна перевага якого - це його «компактність», можна максимально наблизити знаряддя до трактора, зменшивши тим самим момент опору від

знаряддя при повороті трактора, але тут необхідно дотриматися умови, щоб робочі органи при повороті не потрапляли під трактор. Однак, з конструктивної точки зору, реалізація такого механізму викликає певні труднощі.

При паралельних тязі механізму навішування керуючий вплив призводить до бічних зсувів, а для коригування його руху в міжряддях необхідний поворот знаряддя, що робить застосування такого механізму, при фронтальному агрегуванні, недоцільним.

З конструктивної точки зору раціональним буде розташування нижніх тяг навіски у вигляді трапеції зі сходяться по ходу руху бічними сторонами. В цьому випадку, в залежності від знаряддя, змінюючи кути установки і точки кріплення тяг, можна домогтися найбільш раціонального розташування МЦВ, регулюючи, таким чином, плече сумарною сили опору знаряддя, складова R_x якої сприяє повороту знаряддя в ту ж сторону, що і колеса трактора при його маневруванні в міжряддях. До того ж, змінюючи кути установки і точки кріплення нижніх тяг, можна домогтися симетричного розташування культиватора щодо МЦВ, що актуально з кінематичною точки зору.

2.3 Коливання фронтально навісного знаряддя приєднаного до трактора через П-подібний елемент і безпосередньо через тяги.

Як було вище сказано, для отримання геометрії відносного руху механізму фронтальної навіски була використана теорія центроїд, що дозволяє отримати необхідні геометричні залежності в чотириланковому механізмі. Однак варто відмітити, що дана теорія не відображає повною мірою поведінки механізму з силової точки зору, оскільки коливання навішування розглядаються біля «уявної» точки підвісу. Тому необхідний додатковий підхід в розгляді коливань знаряддя щодо трактора [22].

Для порівняння розглянемо два випадки приєднання ФНП. Перший, коли навішування приєднана до трактора через П-подібний елемент (рис. 2.4, а), другий, коли вона приєднана безпосередньо через тяги (рис. 2.4, б) без будь-яких додаткових пристосувань. Причому обидва випадки приєднання не жорстка.

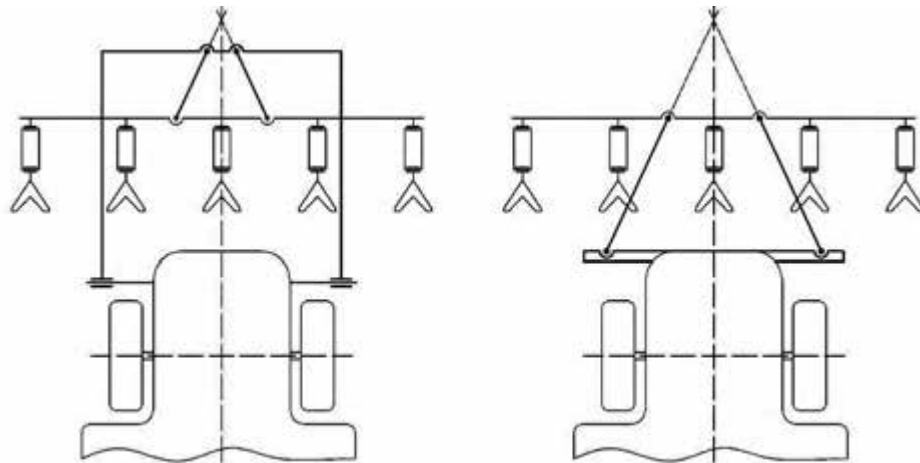


Рис. 2.4 - Способи приєднання ФНП: а) схема з'єднання ФНП з трактором через П-подібний елемент; б) схема з'єднання ФНП з трактором безпосередньо через тяги

Зобразимо схематично обидва способи приєднання ФНП, замінивши опорами точки приєднання тяг до П-подібний елементу в першому випадку і до трактора в другому - (рис. 2.5, а, б). В обох випадках виходить, що «уявна» точка підвісу - точка C_0 (миттєвий центр обертання), що знаходиться на перетині тяг A_1O_1 і A_2O_2 в їх нейтральному положенні, розташована попереду знаряддя, і довжина «мнимого» маятника [23] в цьому випадку дорівнює C_0A_0 .

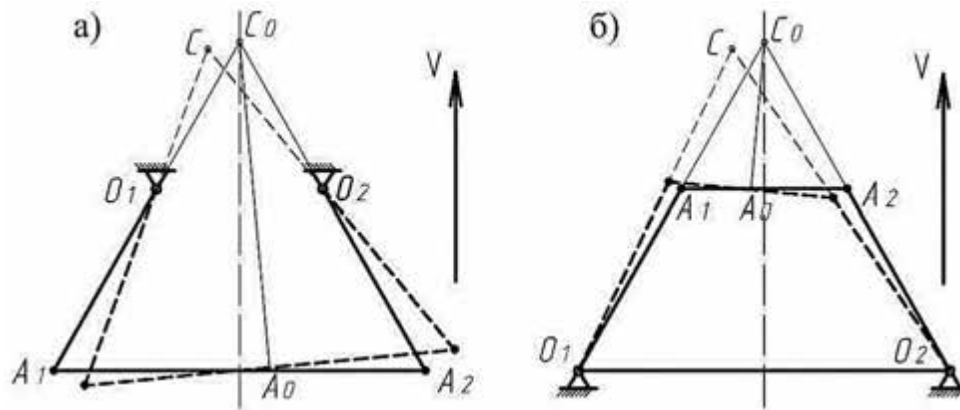


Рис. 2.5 - Кінематичні схеми ФНП, з'єднаного з трактором: а) через П-подібний елемент; б) безпосередньо через тяги

Цей досить простий наочний приклад дозволяє легко переконатися, що поведінка ФНП буде різним, оскільки точки причепа тяг, в першому випадку, розташовані попереду знаряддя, і трактор тягне знаряддя, і його рух аналогічно руху трактора з заднім знаряддям, яке стійке фактично завжди; у другому випадку точки причепа тяг розташовані позаду знаряддя, і трактор штовхає знаряддя перед собою, а такий рух фактично завжди нестійка, тому для додання стійкого руху ФНП щодо трактора і був використаний пружний елемент в конструкції навішування.

Складання диференціальних рівнянь коливань ФНП щодо трактора покаже реальну картину поведінки знаряддя і дозволить зробити висновки про тип його руху, проте необхідно вибрати відповідний підхід до аналізу кінематичної схеми чотириланкового механізму, який дозволить правильно скласти дані рівняння і в повній мірі відобразить поведінку ФНП.

Пропонується розглядати чотириланковий механізм (рисунок 2.6, а), замінивши його в розрахункових схемах еквівалентним кінематичним механізмом (рисунок 2.6, б) [89,93,94] за умови малості кутів відхилення.

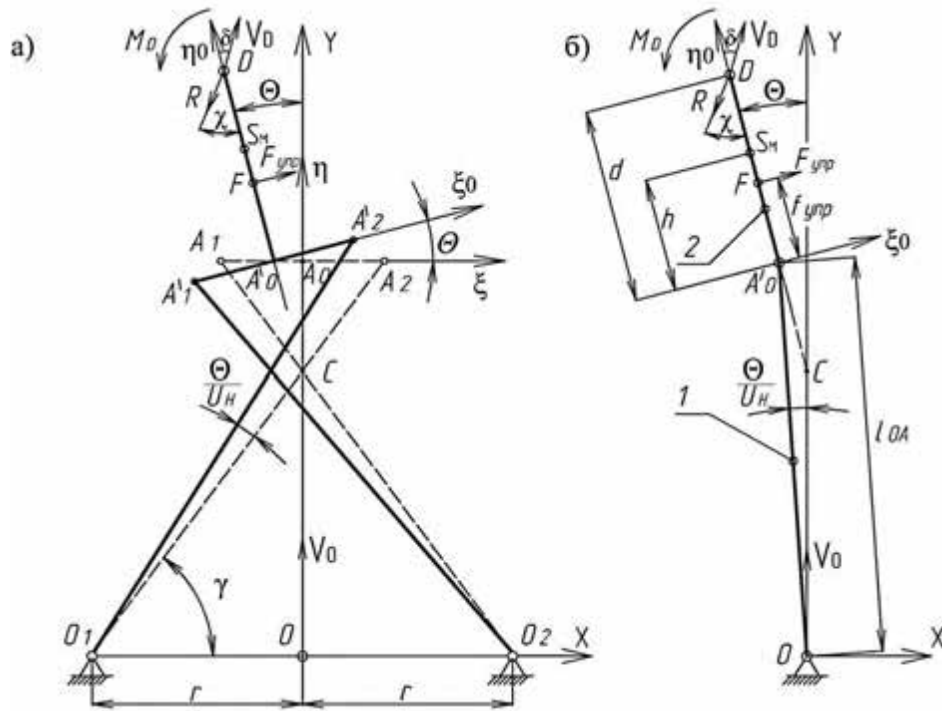


Рисунок 2.6 - Механізм навішування: а) схема механізму фронтальної навіски з перехресними по ходу руху нижніми тягами; б) його еквівалентна кінематична схема

Як видно з малюнка, еквівалентний механізм являє собою перевернутий маятник, з віссю обертання в точці O і довжиною:

$$L_{OA'_0} = l \cdot \sin \gamma,$$

Кут відхилення маятника від нейтрального положення буде середньоарифметичним значенням суми кутів повороту правої і лівої тяг - φ і ψ . Оскільки ці кути є еквівалентно малими величинами, їх середньоарифметичне значення буде також бути малою величиною, близькою за значенням до обох кутах, виходячи з цього кут відхилення маятника вважатимемо за умови рівності φ і ψ і приймемо рівним φ .

У верхній точці A'_0 (середина довжини шатуна A_1A_2) маятника 1 приєднано ланка 2 (жорстко пов'язане з шатуном A_1A_2), у якого точка D є центром опору робочих органів, а на продовженні відрізка DA'_0 , як видно з рисунка, знаходиться точка C_0 - МЦВ механізму в нейтральному його

положенні, навколо якої і відбувається поворот знаряддя. Між кутами повороту φ і Θ маятника 1 і ланки 2 відповідно існує раніше знайдена залежність, яка представляє собою так зване передавальне відношення механізму навішування - U_H (2.19). Таким чином, отриманий еквівалентний механізм фронтальної навіски, з одним ступенем свободи, що складається з двох ланок, який буде використовуватися при подальшому розгляді і силовому аналізі.

Отриманий еквівалентний механізм, як можна бачити з рисунка, являє собою перевернутий маятник. Щоб він знаходився в положенні стійкої рівноваги або близько цього положення, необхідно вплив, яке запобігало б його відхилення або ж обмежувало в межах допустимого з агротехнічної точки зору відхилення, а також сприяло його поверненню в початковий стан. Для стійкого руху знаряддя таким стабілізуючим впливом буде пружний елемент [58], який розміщується на тракторі, а за допомогою тяг з'єднаний з сільськогосподарським знаряддям, сила дії від якого зосереджена в точці F (рисунок 2.6, а, б).

Задавши малий позитивний приріст, складемо рівняння, що описує рух знаряддя щодо трактора. Для визначення закону цього руху скористаємося методом Лагранжа. Механізм має одну ступінь свободи, і його положення можна визначити кутом Θ :

$$\frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} = Q. \quad (2.28)$$

Кінетична енергія, з урахуванням передавального відношення:

$$T = \frac{\omega_2^2 \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)}{2} = \frac{\dot{\Theta}^2 \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)}{2},$$

де J_0 - момент інерції знаряддя; m - маса зброї; h - відстань від середини шатуна $A_1 A_2$ до центра ваги знаряддя; l_{OA} - довжина ланки 1.

Продиференціювавши кінетичну енергію за узагальненими координатами, отримаємо:

$$\frac{\partial T}{\partial \Theta} = 0, \text{ и } \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) = \ddot{\Theta} \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right).$$

Знайдемо кут δ , складений вектором швидкості центру опору \bar{V}_D (і, отже, силою \bar{R}) з поздовжньою віссю машини. Абсолютна швидкість точки D дорівнює геометричній сумі переносний і відносних обертальних швидкостей ланок 1 і 2.

$$\bar{V}_D = \bar{V}_O + \bar{V}_{OA_0} + \bar{V}_{A_0D}, \quad (2.29)$$

де \bar{V}_{OA_0} - відносна швидкість ланки 1, $V_{OA_0} = l_{OA} \cdot \dot{\phi}$; \bar{V}_{A_0D} - відносна швидкість ланки 2,

$$V_{A_0D} = d \cdot \dot{\Theta}.$$

Спроектуємо векторну рівність (2.29) на осі ξ і η , пов'язані з навісним зряддям (рис. 2.7); проекція швидкості V_{OA_0} на вісь η зневажливо мала, тому її не враховуємо. З урахуванням малості кутів отримаємо:

$$\left. \begin{aligned} V_\xi &= V_O \cdot \Theta - \dot{\Theta} \cdot \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \\ V_\eta &\approx V_O \end{aligned} \right\}$$

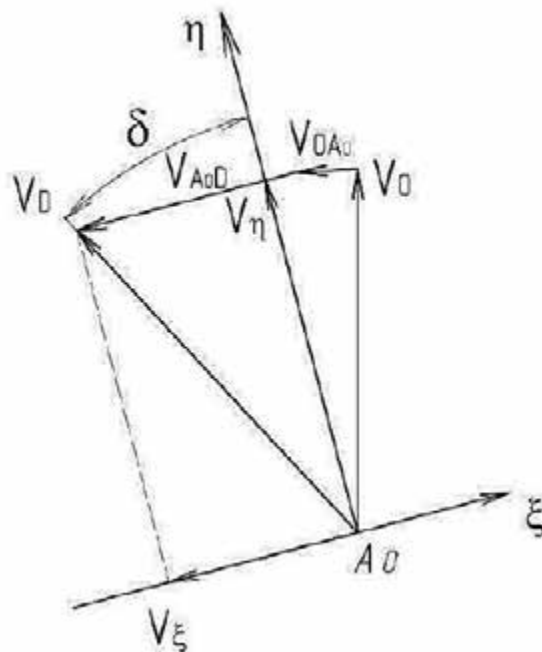


Рисунок 2.7 - План швидкостей точки D

Кут δ між вектором V_D і поздовжньою віссю зряддя DA'_0 :

$$ig\delta \approx \delta = \frac{V_z}{V_\eta} = \frac{V_o \cdot \Theta - \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H}\right) \cdot \dot{\Theta}}{V_o} = \Theta - \dot{\Theta} \cdot \left(d + \frac{l_{OA}}{U_H}\right) \cdot \frac{1}{V_o}. \quad (2.30)$$

Зовнішніми силами, що входять в праву частину рівняння (2.28), будуть сила опору робочих органів і сила від дії пружного елемента:

$$Q = \frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot (\alpha_0 \cdot \delta - \Theta + \varphi) + (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0) \cdot \delta - F_{впр} \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{впр}\right). \quad (2.31)$$

В результаті диференціальне рівняння коливання ФНП щодо точки причепа отримує вигляд:

$$\begin{aligned} \ddot{\Theta} + \dot{\Theta} \cdot \frac{\left[\left(d + \frac{l_{OA}}{U_H}\right) \cdot \left(\frac{R \cdot l_{OA} \cdot \alpha_0}{U_H} + (R \cdot \alpha_0 \cdot d + \beta_0)\right)\right]}{V_o \cdot \left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h\right)^2\right)} + \\ + \Theta \cdot \frac{c_{ж} \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{впр}\right)^2 - \left[\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot \left(\alpha_0 - 1 + \frac{1}{U_H}\right) + (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0)\right]}{\left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h\right)^2\right)} = 0, \end{aligned} \quad (2.32)$$

де α_0, β_0 , - силові показники;

$c_{ж}$ – жорсткість пружного елемента.

Рівняння (2.32) може бути переписано у вигляді:

$$\ddot{\Theta} + \dot{\Theta} \cdot 2n + \Theta \cdot k^2 = 0. \quad (2.33)$$

Рівняння (2.33) аналогічне рівнянню фізичного маятника, ознакою стійкості якого є позитивний знак коефіцієнтів n і k^2 [14,15]. Порівняємо ці коефіцієнти при фронтальному агрегуванні, коли в першому випадку - знаряддя приєднано через П-подібний елемент, і другий випадок - знаряддя приєднано безпосередньо через тяги. Для зручності аналізу візьмемо робочі органи найпростішої геометричної форми ($\alpha_0 = 1, \beta_0 = 0$) і відкинемо силу від дії пружного елемента, а також приймемо $d=0$, тобто робочі органи розташовуються в точці A_0 - середині шатуна A_1A_2 .

Для фронтальної навіски, приєднаної через П-подібний елемент:

$$n = \frac{R \cdot l_{OA}^2}{2 \cdot V_o \cdot U_H^2 \cdot \left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)} > 0, \quad (2.34)$$

$$k^2 = \left(\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H^2 \cdot \left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)} \right) > 0. \quad (2.35)$$

Для фронтальної навіски, приєднаної безпосередньо через тяги:

$$n = \frac{R \cdot l_{OA}^2}{2 \cdot V_o \cdot U_H^2 \cdot \left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)} > 0, \quad (2.36)$$

$$(k^2) = - \left(\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H^2 \cdot \left(J_o + m \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + h \right)^2 \right)} \right) < 0. \quad (2.37)$$

Як видно з рівнянь (2.34) і (2.36) коефіцієнт n позитивний в обох випадках. Коефіцієнт k^2 , рівняння (2.37) (для фронтальної навіски, приєднаної безпосередньо через тяги), - негативний, це говорить про те, що сила опору викликає дестабілізуючий вплив і прагне вивести систему з положення рівноваги, і без будь-якого зовнішнього стабілізуючого впливу таке навішування, вийшовши з положення рівноваги, до нього вже не повернеться.

Таким чином, розглядаючи коливання як фронтальнонавісних, так і заднього навісного обладнання, з'єднаних з трактором за допомогою шарнірного чотириланкового механізму, слід замінювати його еквівалентним механізмом, оскільки даний підхід є більш універсальним і дозволяє отримати реальну картину поведінки знаряддя.

2.4 Сили, що діють на фронтальне навісне знаряддя і трактор при сталому русі в міжряддях і при прямолінійній русі

В ідеальному випадку при прямолінійній русі трактора з фронтально навішеним знаряддям відхилення вектора сил опору від площини знаряддя відсутня і, як наслідок, відсутній дестабілізуючий момент з боку знаряддя, діючий на трактор.

Однак в реальності, при русі в міжряддях, доводиться періодично коригувати напрямок руху трактора підрулення, для того, щоб копіювати траєкторію посадки рядків рослин. При русі трактора на повороті виникає момент від дії сил опору робочих органів, який необхідно подолати, для того щоб вивести трактор і фронтально-навісне знаряддя на необхідну траєкторію руху. У разі використання жорсткого з'єднання трактора з навішуванням момент, що перешкоджає повороту трактора, може досягати значних величин. В цьому випадку подолати момент опору повороту можна, використовуючи трактор більшої маси і потужності, для забезпечення відповідно більшого зчіпного ваги і дотичній сили тяги [21], але це економічно недоцільно. Слід зазначити і той факт, що при великому моменті опору повороту з боку знаряддя може відбутися зрив ґрунту під рушієм трактора, що в свою чергу призводить до буксування і збільшення сили опору руху.

При використанні «напівтвердого» з'єднанні трактора зі зброєю, шляхом застосування пружного елемента в навісній системі, з одного боку, при повороті трактора знаряддя має можливість відхилитися в сторону повороту, з іншого боку, обмежуються коливання і відхилення знаряддя при малих збурюючих впливах. Така конструкція забезпечує як стійкість навішування щодо трактора, так і прийнятну керованість при маневруванні в міжряддях, і, на відміну від конструкції з керованим культиватором [23], на рульове керування трактора не передаються ударні навантаження.

Розглянемо усталений рух МТА з фронтальним навішуванням з жорстко закріпленим знаряддям і з пружним його кріпленням (рис. 2.8).

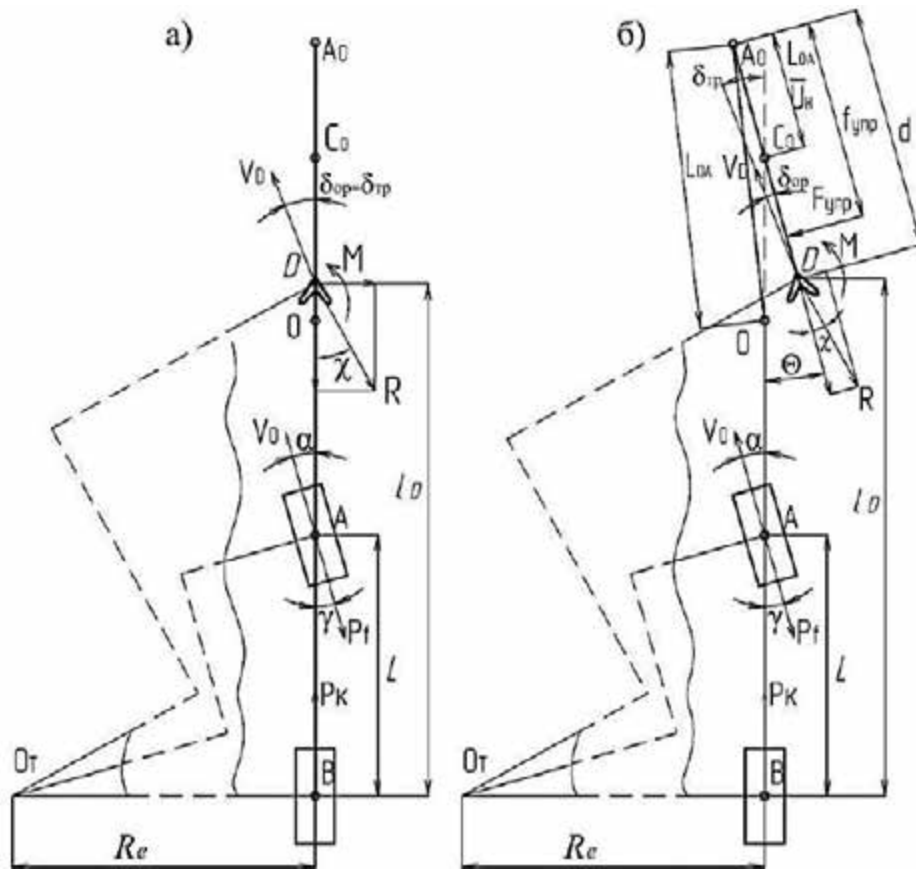


Рисунок 2.8. - Схема сил, що діють на МТА з фронтальним навішуванням:
а - жорстке кріплення знаряддя; б - пружне кріплення знаряддя

Для забезпечення умови керованості трактора необхідно, щоб момент опору повороту був менше повертає моменти:

$$K_{упр} = \frac{M_{соп}}{M_{пов}} \leq 1. \quad (2.38)$$

На момент опору повороту агрегату, головним чином, впливає момент опору від знаряддя, тому в першому наближенні іншими складовими нехтуємо:

$$M_{соп} = (R \cdot \alpha_0 \cdot l_D + \beta_0) \cdot \delta_{ор}, \quad (2.37)$$

де l_D - відстань від осі задніх коліс до робочого органу; $\delta_{ор}$ - кут відхилення вектора швидкості знаряддя відносно площини знаряддя.

При жорсткому з'єднанні ФНП з трактором, кут відхилення вектора швидкості знаряддя від його площини буде збігатися з площиною всього МТА, а при напівжорсткому з'єднанні буде виконуватися така умова:

$$\delta_{TP} = \frac{l_D}{R_e} = \delta_{OP} + \Theta, \quad (2.40)$$

де δ_{TP} - кут відхилення вектора швидкості знаряддя відносно площини симетрії трактора; δ_{OP} - кут відхилення вектора швидкості знаряддя відносно площини симетрії знаряддя; Θ - кут повороту знаряддя; R_e - радіус траєкторії руху.

Обертвий момент:

$$M_{пов} = P_K \cdot L \cdot \alpha, \quad (2.41)$$

де P_K - дотична сила тяги; L - база трактора; α - кут повороту керованих коліс.

При цьому по динамічному умові збереження керованості необхідно, щоб виконувалася умова:

$$P_B \leq \varphi_z \cdot Y_n, \quad (2.42)$$

де P_B - повертає сила ($P_B = P_K \cdot \alpha$); φ_z - коефіцієнт зчеплення керованого колеса в бічному напрямку; Y_n - нормальна реакція опорного підстави на керовані колеса.

Максимальний кут відхилення знаряддя Θ буде за умови рівності моменту від дії складової сил опору і моменту від дії пружного елемента:

$$M_x = M_{упр}. \quad (2.43)$$

Момент від дії пружного елемента, що перешкоджає повороту знаряддя щодо МЦВ:

$$M_{упр} = c_{жс} \cdot \Theta \cdot \left(f_{упр} - \frac{l_{OA}}{U_n} \right)^2 \quad (2.44)$$

Момент, що викликає поворот знаряддя щодо точки C_0

$$M_x = (R \cdot \alpha_0 \cdot \left(d - \frac{l_{OA}}{U_n} \right) + \beta_0) \cdot \delta_{op} \quad (2.45)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.40), (2.44) та (2.45), знайдемо значення максимального кут а відхилення знаряддя, кут відхилення якого буде т при умові рівності а момент від дії сил опору і моменту від дії пружного елемента:

$$\Theta = \frac{(R \cdot \alpha_0 \cdot (d - \frac{l_{OA}}{U_{II}}) + \beta_0) \cdot \frac{l_D}{R_e}}{c_{ж} \cdot (f_{упр} - \frac{l_{OA}}{U_{II}})^2 + (R \cdot \alpha_0 \cdot (d - \frac{l_{OA}}{U_{II}}) + \beta_0)} \quad (2.46)$$

Значення кута Θ лежить в межах від 0 до δ_{TP} . Знаючи значення Θ , можна визначити кут δ_{OP} і, як наслідок цього, величину моменту опору повороту всього агрегату, але на практиці набагато зручніше розглянути співвідношення моментів опору для випадку жорсткого і напівтвердого приєднання знаряддя до трактора.

На рисунку 2.9 зображені графіки, що показують величину максимального кута повороту керованих коліс при різних способах приєднання фронтально навішених знаряддя.

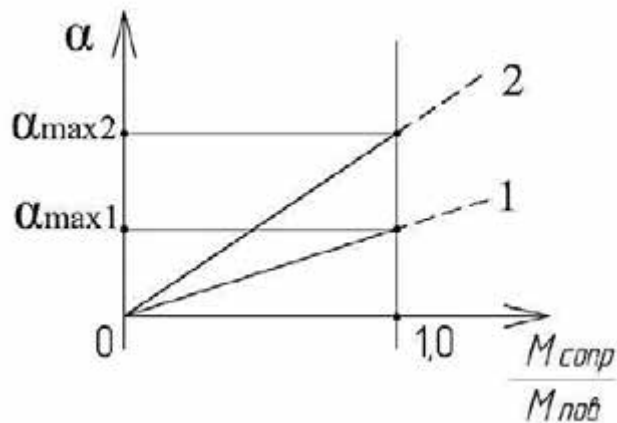


Рисунок 2.9 - Залежність між кутом повороту керованих коліс трактора і моментом опору від знаряддя

Пряма 1 відповідає жорсткому закріпленню знаряддя, пряма 2 відповідає пружному кріпленню знаряддя. Завдяки пружного з'єднанню знаряддя з трактором зменшується момент опору повороту внаслідок зменшення кута χ і пов'язаного з ним головного вектора сил опору і, як наслідок цього, збільшується керованість МТА. При русі МТА по прямолінійній траєкторії причиною, яка прагне вивести МТА з положення рівноваги, також буде момент від дії сил опору фронтально навішених знаряддя. Варто уточнити, що якщо в першому випадку дестабілізуючий момент, головним чином, виникає через відхилення вектора швидкості знаряддя відносно площини його симетрії

внаслідок повороту керованих коліс трактора, то при прямолінійній русі даний момент виникає через неоднорідність опору по краях культиваторних лап і неоднорідності опору ґрунту.

Як було зазначено раніше, кількісно оцінити стійкість можна по відношенню стабілізуючого моменту до обурює моменту [67]:

$$K_{уст} = \frac{M_{стаб}}{M_{возм}}$$

Для порівняльної оцінки набагато зручніше розглянути співвідношення коефіцієнтів стійкості в разі жорсткого і пружного приєднання знаряддя до трактора:

$$\frac{K_{уст.ж}}{K_{уст.упр}} = 1 - \frac{\Theta}{\delta_{тп}}$$

При повороті керованих коліс на кут $\pm 7^\circ$, при русі з пружно закріпленим фронтально навішеним культиватором КОН-2.8, момент опору повороту зменшується на 35-38%; а в разі прямолінійного руху стійкість МТА збільшується на 20-25% в порівнянні з жорстко закріпленим знаряддям.

2.5 Вибір критерію сталого руху

На початковому етапі проектування, пошуку і створення нових конструктивних рішень і схем необхідно визначити оптимальні параметри навісного механізму, що дозволяє забезпечувати стійкі коливання фронтально-навісного знаряддя щодо остова трактора, незалежно від типу і силових параметрів знаряддя.

Як було зазначено раніше, ознакою стійкості системи з одним ступенем свободи є позитивні значення коефіцієнтів характеристичного рівняння, однак виникає питання про їх раціональному діапазоні значень, найбільш сприятливому з практичної точки зору.

Якщо, зокрема, мають місце коливання, то вони повинні якомога швидше затухати; повинен бути малий декремент D загасання; великий період T коливань. Ще краще, якщо буде забезпечено аперіодическое рух, при якому коливання відсутні взагалі. Грунтуючись на рекомендаціях, запропонованих Гячевим Л.В., кращим, з раціональної точки зору, є в підсумку випадок згасаючих коливань, близьких за своїм значенням до граничного аперіодическим руху, тому що в цьому випадку досягається максимальне значення стійкого руху, а саме шлях, пройдений в відхиленому положенні, буде мінімальний.

Граничного аперіодическим руху відповідає рівність коефіцієнтів n і k . Виходячи з цього можна, для конкретних умов роботи (швидкість і опору знаряддя), підібравши необхідну жорсткість пружного елемента, забезпечити даний тип руху.

Для фронтально-навісного знаряддя, порівнявши n і k , отримаємо:

$$\left[\left(d + \frac{l_{oa}}{U_H} \right) \cdot \left(\frac{R \cdot l_{oa} \cdot \alpha_0}{U_H} + (R \cdot \alpha_0 \cdot d + \beta_0) \right) \right] = \sqrt{4 \cdot V_o^2 \cdot \left(J_0 + m \cdot \left(\frac{l_{oa}}{U_H} + h \right)^2 \right) *} \quad (2.47)$$

$$= \sqrt{* \left[c \cdot \left(\frac{l_{oa}}{U_H} + f_{yup} \right)^2 - \left[\frac{R \cdot l_{oa}}{U_H} \cdot \left(\alpha_0 - 1 + \frac{1}{U_H} \right) + (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0) \right] \right]}$$

З отриманого співвідношення (2.47) може бути визначено будь-шукане значення параметра при інших заданих величинах. У нашому випадку необхідно забезпечити затухаючі коливання, близькі за своїм значенням до граничного аперіодическим руху, цього можна досягти як за рахунок забезпечення необхідної жорсткості пружного елемента, так і за рахунок регулювання плеча, на якому встановлений пружний елемент.

Як критерій, що визначає тип відносного руху, візьмемо запропоновану величину:

$$\lambda = \frac{n}{k},$$

(2.48)

де n - коефіцієнт опору; k - частота власних коливань.

Для забезпечення оптимального процесу руху необхідно, щоб дотримувалася умова:

$$\lambda \leq 1$$

Для безпосередньої оцінки якості стійкого руху можна використовувати критерій, що характеризує час і шлях, пройдений знаряддям в відхиленому стані:

$$t = \frac{\ln N}{n}, \quad (2.49)$$

де t - час, пройдене знаряддям в відхиленому стані; N - величина, що показує, у скільки разів зменшується кожна наступна амплітуда.

$$S_{\min} = \frac{V_0 \cdot \ln N}{k \cdot \lambda}, \quad (2.50)$$

де S_{\min} - шлях, пройдений з відхиленням, що перевищує допустимий.

Як випливає з виразу (2.50), мінімальний шлях в відхиленому стані досягається при $\lambda \rightarrow 1$.

У разі аперіодичного руху для шляху S при $\lambda > 1$ наближена формула буде мати вигляд [15]:

$$S_{\min} = \frac{V_0 \cdot \ln N}{n - \sqrt{n^2 - k^2}}. \quad (2.51)$$

Время, пройденное в отклоненном состоянии при $\lambda > 1$:

$$t = \frac{\ln N}{n - \sqrt{n^2 - k^2}}. \quad (2.52)$$

Однак оцінку сталого руху набагато зручніше висловлювати в частках основного розміру машини - її довжини:

$$\sigma = \frac{l_{c_0D}}{S}, \quad (2.53)$$

де l_{CoD} - відстань від гармати до точки миттєвого центру обертання; S - шлях обуреного руху.

На рисунку 2.10 зображено залежність, що показують рух причіпного знаряддя для різних типів коливань.

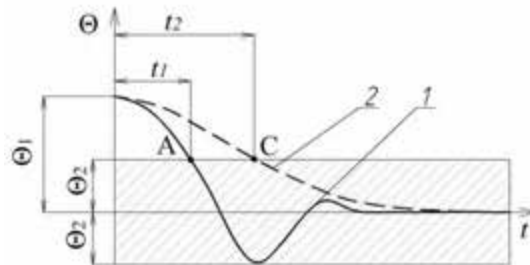


Рис. 2.10 - Графік коливань фронтально навісного знаряддя: 1 - затухаючі коливання; 2 - апериодичний рух

Як видно з графіка 1 (рис 2.10), умова, при якому коливання знаряддя будуть носити загасаючий характер, є найбільш сприятливим. В цьому випадку час (t_1), а отже, і шлях, пройдений в відхиленому стані, будуть найменшими.

Варто відзначити той факт, що в залежності від силових параметрів знаряддя (α_0, β_0) і його розташування щодо точки причепа (нижче МЦВ) частково створюється стабілізуючий момент, проте без пружного елемента в системі навішування (або іншого впливу, що прагне повернути знаряддя в нейтральне положення) - неможливо досягти стійкого руху знаряддя, що задовольняє заданим агротехнічним вимогам.

При складанні рівняння коливань, які враховують присутність коліс з пружно деформуються шинами (рис.2.11), процес загасання збурень описується диференціальними рівняннями третього порядку.

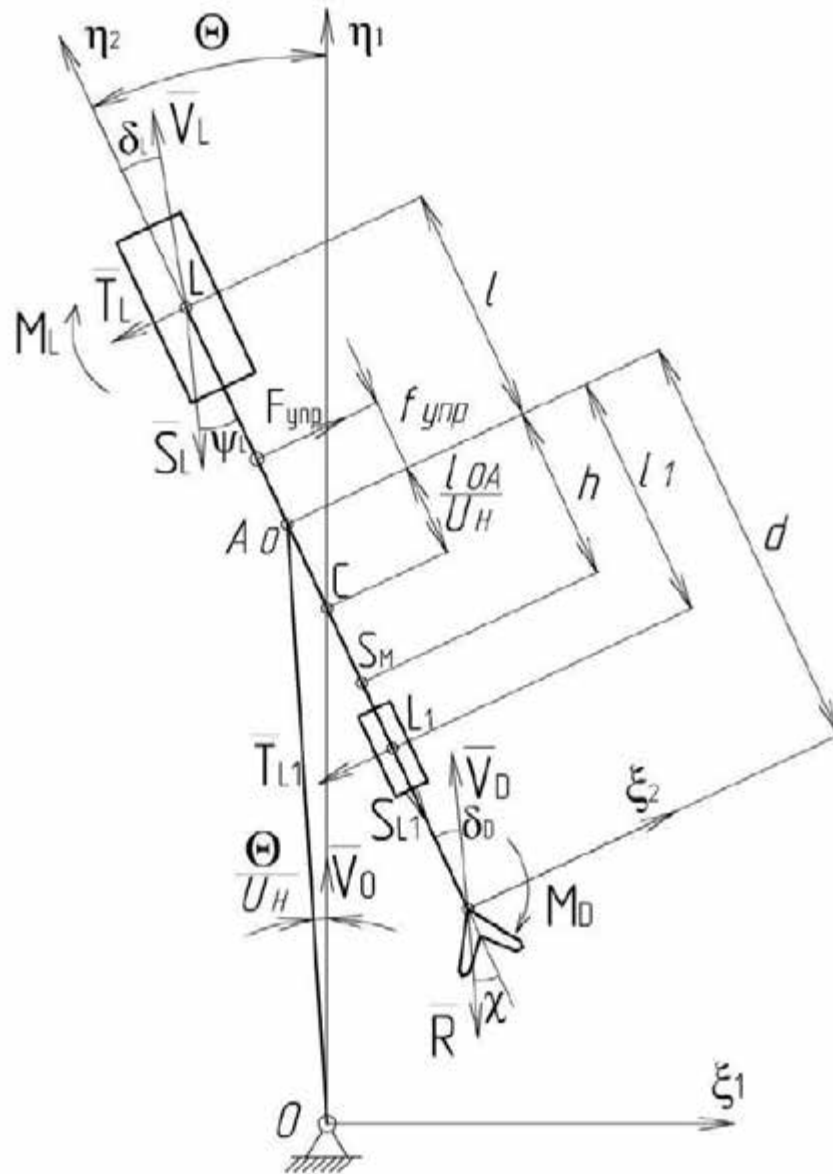


Рис. 2.11 - Розрахункова модель фронтально навісного культиватора з пружно-деформуючими шинами

Характеристичне рівняння диференціального рівняння третього порядку буде мати вигляд:

$$\ddot{\Theta} \cdot c_0 + \dot{\Theta} \cdot c_1 + \dot{\Theta} \cdot c_2 + \Theta \cdot c_3 = 0, \quad (2.54)$$

$$\text{где } c_0 = J_{S_M} + m_M \cdot \left(h - \frac{l_{OA}}{U_H} \right)^2,$$

$$c_1 = V_0 \cdot k_L \cdot \left(J_{S_M} + m_M \cdot \left(h - \frac{l_{OA}}{U_H} \right)^2 \right) - \left[\frac{1}{V_0} \cdot \left(\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot \alpha_0 - R \cdot d \cdot \alpha_0 - \beta_0 \right) \cdot \left(d - \frac{l_{OA}}{U_H} \right) + \right. \\ \left. + \frac{1}{V_0} \cdot (fQ + Q(\mu_c - f)) \cdot \left(l_1 - \frac{l_{OA}}{U_H} \right)^2 \right]$$

$$c_2 = -k_L \cdot \left[\left(\frac{R \cdot l_{OA}}{U_H} \cdot \alpha_0 - R \cdot d \cdot \alpha_0 - \beta_0 \right) \cdot \left(d - \frac{l_{OA}}{U_H} \right) + (fQ + Q(\mu_c - f)) \cdot \left(l_1 - \frac{l_{OA}}{U_H} \right)^2 \right] - \\ - \left[\frac{l_{OA}}{U_H} \cdot (-R - S_L - S_{L1} + R \cdot \alpha_0) + \frac{l_{OA}}{U_H^2} \cdot (R + S_L + S_{L1}) - c_{ж} \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{vnp} \right)^2 \right] + \\ + \left[-R \cdot d \cdot \alpha_0 - \beta_0 - (fQ + Q(\mu_c - f)) \cdot \left(l_1 - \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \right]$$

$$+ \left[c_L \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + l \right) + S_L \cdot \frac{l_{OA}}{U_H} \cdot k_L + S_L \cdot l \cdot k_L - f_L \cdot k_L \right] \cdot \left(l + \frac{l_{OA}}{U_H} \right)$$

$$c_3 = -V_0 \cdot k_L \cdot \left[\frac{l_{OA}}{U_H} \cdot (-R - S_L - S_{L1} + R \cdot \alpha_0) + \frac{l_{OA}}{U_H^2} \cdot (R + S_L + S_{L1}) - \right. \\ \left. - c_{ж} \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{vnp} \right)^2 - R \cdot d \cdot \alpha_0 - \beta_0 - (fQ + Q(\mu_c - f)) \cdot \left(l_1 - \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \right] - \\ - V_0 \cdot \left[c_L \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + l \right) + S_L \cdot \frac{l_{OA}}{U_H} \cdot k_L + S_L \cdot l \cdot k_L - f_L \cdot k_L \right]$$

По теоремі Гурвіца стійкість руху системи забезпечується, якщо виконані наступні умови:

$$\begin{cases} c_0 > 0, c_1 > 0, c_2 > 0, c_3 > 0; \\ c_1 \cdot c_2 - c_3 \cdot c_0 > 0 \end{cases} \quad (2.55)$$

Для забезпечення найбільш раціонального процесу згасаючих коливань умови (2.55) може бути недостатньо, тому, ґрунтуючись на рекомендаціях Л.В. Гячева, необхідно виконати ще одну умову:

$$\begin{cases} c_1^3 = 3^3 \cdot c_0^2 \cdot c_3 \cdot \lambda \\ c_2^3 = c_0 \cdot c_3^2 \frac{(1 + 2\lambda^2)^3}{\lambda^2} \end{cases}$$

де λ - показник перехідного процесу.

Була виявлена залежність, що дозволяє значно простіше, в порівнянні з рекомендаціями, запропонованими Л.В. Гячевим, встановити тип перехідного процесу для рівняння (2.54). Дана залежність являє собою співвідношення двох коефіцієнтів зазначеного рівняння:

$$\lambda = \frac{c_2}{c_3}.$$

Як було раніше зазначено, кращим, з раціональної точки зору, є випадок згасаючих коливань, близьких за своїм значенням до граничного апериодического руху. Цьому відповідає значення:

$$\lambda \leq 1. \quad (2.56)$$

Завдяки наявності пружного елемента в механізмі навішування, виникає сила, момент від дії якої входить до складу характеристичного рівняння (2.54). Таким чином, можна забезпечити дотримання необхідних умов (2.55), (2.56) для найбільш раціонального процесу сталого руху знаряддя.

На рисунку 2.12 представлені процеси згасаючих коливань, що описуються диференціальним рівнянням третього порядку. Як видно з графіків - час, пройдене знаряддям в відхиленому стані в разі згасаючих коливань, близьких за своїм значенням до граничного апериодического руху, менше, ніж в разі апериодического і коливального рухів, а отже, менше і шлях, пройдений в відхиленому стані.

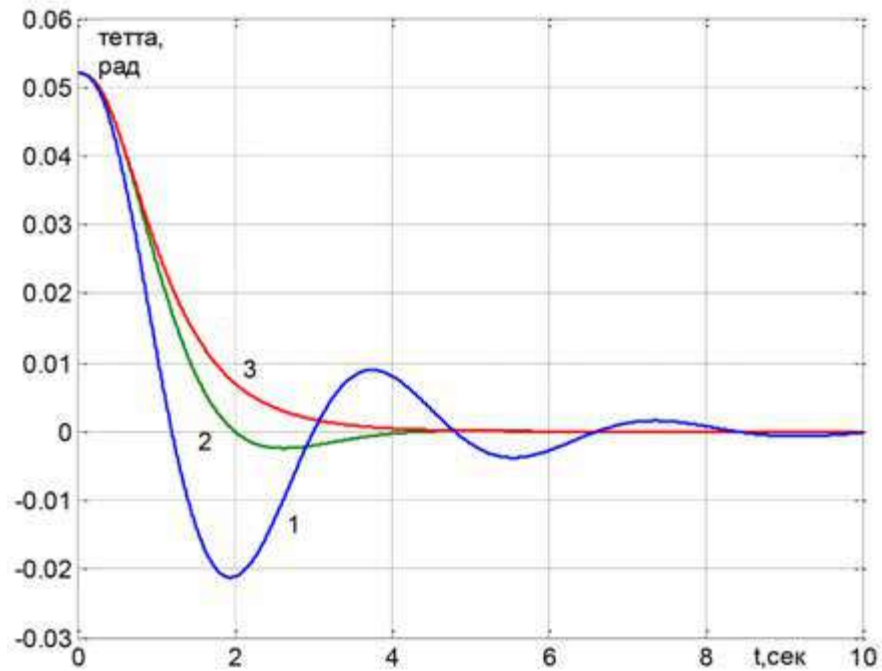


Рис. 2.12 - Процес згасаючих коливань, що описуються диференціальним рівнянням третього порядку: 1) коливальний рух $\lambda < 1$; 2) затухаючі коливання, близькі за своїм значенням до граничного аперіодическим руху $\lambda = 0,9$; 3) аперіодическое рух $\lambda > 1$

2.6 Модель руху агрегату з фронтально навісним культиватором

Розглянемо рух агрегату, в складі трактора і культиватора, навішеній фронтально за допомогою пристосування, при обробці просапних культур (рис. 2.13). При цьому слід врахувати, що траєкторія руху машинно-тракторного агрегату є кривою, близьку до синусоїди.

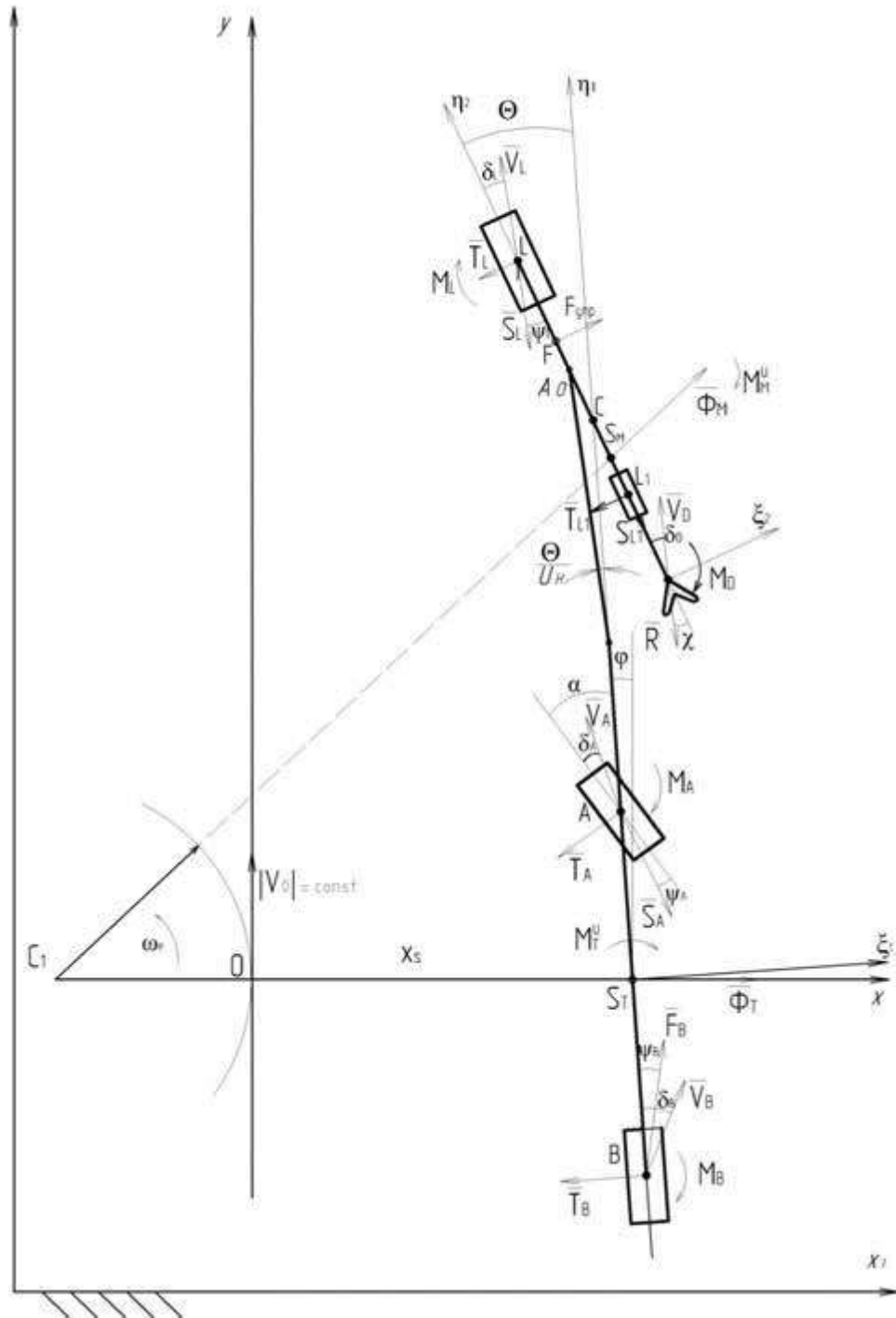


Рис. 2.13 - Сили, що діють на рухомий агрегат з фронтально навісним культиватором і пружним елементом в системі навіски

При русі водій намагається вести агрегат по певній траєкторії, яка визначається кривизною рядків. Положення всього агрегату оцінюється щодо середньої лінії рядка. Виходячи з цього, в якості характеристики динаміки

руху машинно-тракторного агрегату, приймемо його відхилення від деякої траєкторії.

Дані відхилення представимо у вигляді бічного зсуву центру мас трактора x_S , кутового відхилення поздовжньої осі трактора φ і кутового відхилення навішених знаряддя щодо поздовжньої осі трактора Θ . Таким чином, величини x_S , φ і Θ приймемо в якості узагальнених координат відносного руху агрегату в рухомій системі координат xOy , вісь Oy якої спрямована по дотичній до задає траєкторії. Траєкторію руху рухомої системи координат xOy задамо у вигляді деякого закону зміни кривизни π_e за часом t .

При виведенні диференціальних рівнянь руху агрегату в системі xOy скористаємося відомим в механіці принципом звільнення від зв'язків, згідно з яким накладені на систему зв'язку замінюють силами реакції цих зв'язків. В даному випадку на рух агрегату накладаються кінематичні зв'язку, зумовлені коченням пневматичних коліс трактора і культиватора без ковзання. З огляду на малу кривизну траєкторії руху агрегату, опорні колеса трактора і знаряддя, встановлені на одній осі, і робочі органи знаряддя, розташовані в один ряд, замінюють відповідно одним еквівалентним опорним колесом і одним еквівалентним робочим органом [29]. При цьому сили і моменти, прикладені до однойменних частин трактора і знаряддя, приймаються рівними і наводяться за правилами теоретичної механіки до головного вектору сили і головного моменту, прикладеним до однойменної еквівалентної частини трактора і знаряддя.

Оскільки обрана система відліку xOy неінерціальна, то крім активних і реактивних сил необхідно ще додати переносні сили інерції, які наводяться до головних векторів сил і до головних моментів сил і прикладаються до центрів мас трактора і знаряддя. З огляду на малі переміщення центрів мас трактора і знаряддя в системі xOy по відношенню до радіусу траєкторії початку координат цієї системи, головний вектор переносних сил інерції можна визначити за формулою:

$$\Phi = mV_0^2 \pi_e, \quad (2.57)$$

де m - маса трактора або культиватора; V_0 - поступальна швидкість руху агрегату; π_e - кривизна траєкторії початку координат xOy .

При складанні рівнянь були використані традиційні для моделі керованого руху МТА допущення [30]: швидкість руху трактора постійна; остови трактора і знаряддя абсолютно тверді тіла; вертикальні переміщення частин МТА відсутні; розсіювання енергії не відбувається; система має кінцеве число ступенів свободи; кутові переміщення малі.

Згідно з методом Лагранжа рівняння динаміки плоского руху в системі відліку xOy матимуть вигляд:

$$\begin{cases} \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial T}{\partial x} + \frac{\partial \Pi}{\partial x} = Q_x \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} + \frac{\partial \Pi}{\partial \varphi} = Q_\varphi \\ \frac{d}{dt} \cdot \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\Theta}} \right) - \frac{\partial T}{\partial \Theta} + \frac{\partial \Pi}{\partial \Theta} = Q_\Theta \end{cases} \quad (2.58)$$

де Q_x, Q_φ, Q_Θ - узагальнені активні сили; T - кінетична енергія агрегату щодо рухомої системи xOy ; Π - потенційна енергія пружно стисненого елемента (пружини).

Кінетична енергія агрегату щодо рухомої системи xOy :

$$T = \frac{1}{2} \cdot \left(J_{S_T} \cdot \dot{\varphi}^2 + J_{S_M} \cdot (\dot{\varphi} + \dot{\Theta})^2 + m_T \cdot V_{S_T}^2 + m_M \cdot V_{S_M}^2 \right), \quad (2.59)$$

де J_{S_T}, J_{S_M} - момент інерції трактора і знаряддя відповідно, щодо вертикальних осей, що проходять через їх центри тяжіння; m_T - маса трактора; m_M - маса знаряддя; $V_S = x_S$ - швидкість центру мас трактора відносно системи XOY ; V_{S_M} - швидкість центру мас знаряддя щодо системи XOY , що складається з переносної швидкості руху знаряддя разом з трактором і відносної швидкості обертального руху знаряддя щодо остова трактора (рисунок 2.14).

Визначимо значення модуля швидкості V_{S_M} , з урахуванням малості φ і

$$V_{S_M} = \dot{x}_s + \dot{\varphi} \cdot (h - c - l_{OA}) + \dot{\Theta} \cdot \left(h - \frac{l_{OA}}{U_H} \right), \quad (2.60)$$

де h - відстань від центра ваги знаряддя до точки A_0 - точки причепа; c - відстань від центра ваги трактора до точки причепа тяг; l_{OA} - відстань від точки причепа тяг до точки причепа знаряддя; U_H - передавальне відношення механізму навішування.

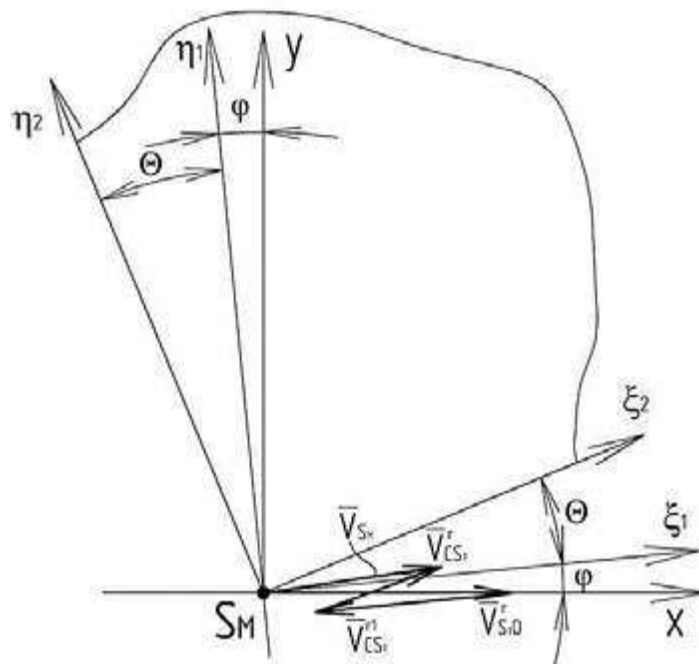


Рис. 2.14 - План швидкостей центру мас знаряддя (точка S_M)

Потенційна енергія пружного елемента залежить лише від кута повороту знаряддя Θ , отже:

$$\Pi = \frac{c_{ж} \cdot \Delta^2}{2} = \frac{1}{2} c_{ж} \cdot \Theta^2 \cdot \left(\frac{l_{OA}}{U_H} + f_{упр} \right)^2. \quad (2.61)$$

Підставивши значення швидкості центру мас в вираз (2.40), отримаємо:

$$T = \frac{1}{2} \left(J_{S_T} \dot{\varphi}^2 + J_{S_M} (\dot{\varphi} + \dot{\Theta})^2 + m_T \dot{x}_{S_T}^2 + m_M \left(\dot{x}_s + \dot{\varphi} (h - c - l_{OA}) + \dot{\Theta} \left(h - \frac{l_{OA}}{U_H} \right) \right)^2 \right). \quad (2.62)$$

Знайдемо узагальнені сили від активних, реактивних сил і переносних сил інерції, прикладених до агрегату, задавши можливі малі переміщення x_s , φ , і Θ :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{x_s} + L_{x_s} + R_{x_s} = -T_B + F_B \cdot (\psi_B - \varphi) + \Phi_T - T_A + \\ + S_A \cdot (\varphi + \alpha - \psi_A) + \Phi_M - T_L - T_{L_1} + S_L \cdot (\varphi + \Theta - \psi_L) + \\ + S_{L_1} \cdot (\varphi + \Theta) + R \cdot (\varphi + \Theta - \chi); \\ Q_{\varphi} + L_{\varphi} + R_{\varphi} = -T_B b + F_B \cdot b \cdot \psi_B - M_B - M_T^* + T_A \cdot a - S_A \cdot a \cdot (\alpha - \psi_A) - \\ - M_A - \Phi_M \cdot (c + l_{oa} - h) - M_M^* + T_L \cdot (c + l_{oa} + l) + T_{L_1} \cdot (c + l_{oa} - l_1) + \\ + S_L \cdot \left[-(c + l_{oa} + l) \cdot (\Theta - \psi_L) + \left(l + \frac{l_{oa}}{U_H} \right) \cdot \Theta \right] - M_L - S_{L_1} \cdot (c + l_{oa} - l_1) \cdot \Theta - \\ - R \cdot \left[(c + l_{oa} - d) \cdot (\Theta - \chi) + \left(d - \frac{l_{oa}}{U_H} \right) \cdot \Theta \right] - M_D; \\ Q_{\Theta} + L_{\Theta} + R_{\Theta} = \frac{R \cdot l_{oa}}{U_H} \cdot \left(\chi - \Theta + \frac{\Theta}{U_H} \right) - R \cdot d \cdot \chi - M_D - T_{L_1} \cdot \left(l_1 - \frac{l_{oa}}{U_H} \right) + \\ + T_L \cdot \left(\frac{l_{oa}}{U_H} + l \right) + \Phi_M \cdot \left(h - \frac{l_{oa}}{U_H} \right) + S_L \cdot \left(\frac{l_{oa}}{U_H} \cdot \left(\psi_L + \frac{\Theta}{U_H} - \Theta \right) + l \cdot \psi_L \right) - \\ - S_{L_1} \cdot \left(\frac{l_{oa}}{U_H} \cdot \left(\Theta - \frac{\Theta}{U_H} \right) \right) - M_M^* - M_L \end{array} \right. \quad (2.63)$$

де T_A , T_B і T_L - оперечні сили, прикладені до коліс A , B і L ; T_{L_1} - поперечна сила, прикладена до опорних ковзанок секцій L_1 ; M_A , M_B і M_L - стабілізуючі моменти коліс; S_A, S_L, S_{L_1} - сили опору перекошування передніх A коліс трактора, опорних L коліс рами і опорних коліс секцій культиватора L_1 ; F_B - рушійна сила заднього ведучого колеса B ; R - головний вектор сил опору робочих органів; Φ_M, Φ_T - рівнодіючих переносних сил інерції трактора і знаряддя; M_M^* , M_M^u - головний момент переносних сил інерції трактора і знаряддя; φ - кут відхилення головного вектора сил опору робочих органів від площини його симетрії; M_D - головний момент сил опору робочих органів знаряддя; ψ_A, ψ_B, ψ_L , - кути деформації шин; δ_{L_1} - кут відхилення швидкості опорних ковзанок секцій від площини симетрії; α - кут повороту керованих коліс; a - відстань від центру ваги трактора до передніх коліс; b - відстань від центру ваги трактора до задніх коліс; d - відстань від точки причепа до точки прикладання головного

вектора сил опору робочих органів; l - відстань від точки причепа до опорного колеса культиватора; l_1 - відстань від точки причепа до опорних ковзанок секції культиватора; U_H - передавальне відношення механізму навішування; l_{OA} - відстань від точки приєднання тяг до трактора до точки приєднання до знаряддя.

Визначимо кут δ_D - кут відхилення вектора швидкості робочих органів від площини симетрії знаряддя, для знаходження пов'язаного з ним кута φ , для цього знайдемо швидкість точки D (малюнок 2.15):

$$\bar{V}_D = \bar{V}_O + \bar{V}_{StO}^r + \bar{V}_{DSI}^e + \bar{V}_{DSI}^{r1} + \bar{V}_{DSI}^r \quad (2.64)$$

де V_{SO}^e - переносна по відношенню до системи xOy швидкість точки S_T щодо полюса O ; $V_{SO}^e = V_0 \pi_e x_s$; V_{SO}^r - відносна швидкість точки S_T по відношенню до системи xOy ; $V_{SO}^r = \dot{x}_s$; V_{CS}^e - переносна по відношенню до системи xOy швидкість точки C відносно полюса S ; $V_{CS}^e = V_0 \pi_e c$; V_{CS}^r - відносна швидкість точки C по відношенню до системи xOy ; $V_{CS}^r = \dot{\varphi}_1 c$; V_{DC}^e - переносна по відношенню до системи xOy швидкість точки D відносно полюса C ; $V_{DC}^e = V_0 \pi_e d$; V_{DC}^r - відносна швидкість точки D по відношенню до системи xOy ; $V_{DC}^r = d \dot{\varphi}_1$; V_{DC}^{r1} - відносна швидкість точки D по відношенню до системи $\eta_1 S \xi_1$; $V_{DC}^{r1} = \dot{\Theta} \cdot d$.

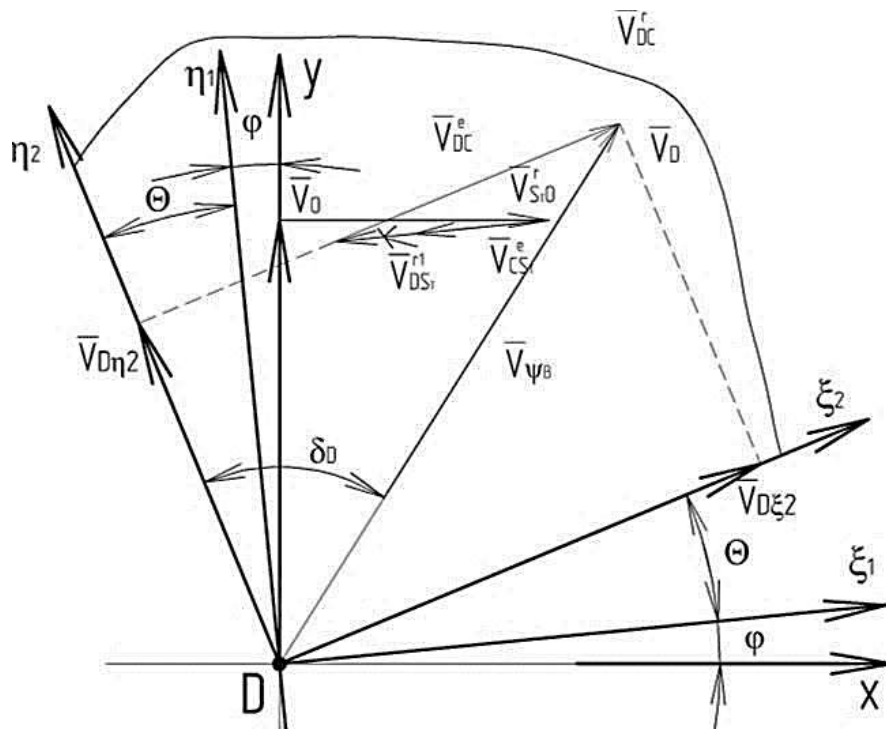


Рис. 2.15 - План швидкостей точки D - центру опору робочих органів культиватора

Спроектувавши векторне рівність на осі $\eta_2 D \xi_2$, пов'язані зі зброєю, отримаємо:

$$\begin{cases} V_{D\eta_2} \approx V_0 \\ V_{D\xi_2} = V_0 \cdot (\varphi + \Theta) + V_{StO}^r - V_{DSi}^e - V_{DSi}^{r1} + V_{DSi}^r \end{cases} \quad (2.65)$$

Нехтуючи малими величинами вищого порядку, отримаємо:

$$\delta_D = \varphi + \Theta + \frac{1}{V_0} \cdot \dot{x}_s - \pi_e \cdot (c + l_{oa} - d) - \dot{\varphi} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot (c + l_{oa} - d) + \dot{\Theta} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot \left(d - \frac{l_{oa}}{U_H} \right). \quad (2.66)$$

Аналогічним чином визначаємо кут δ_L .

$$\bar{V}_L = \bar{V}_O + \bar{V}_{StO}^r + V_{LSi}^e + \bar{V}_{LSi}^{r1} + \bar{V}_{LSi}^r$$

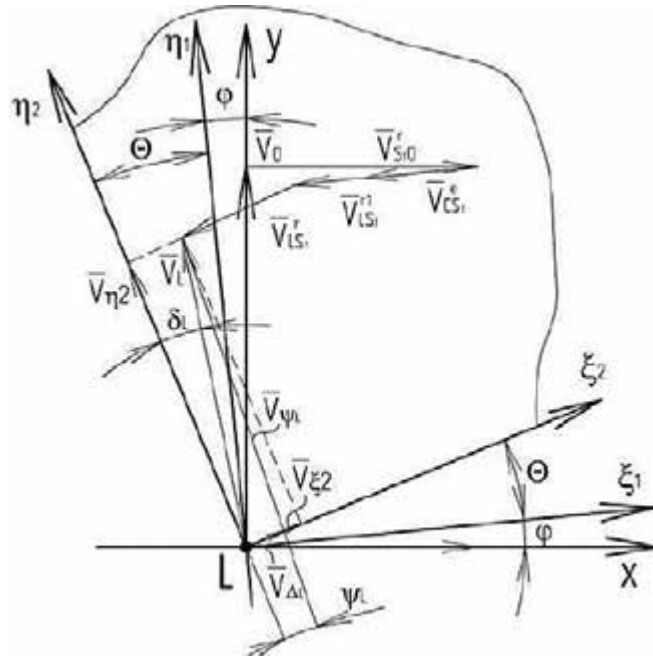


Рис. 2.16 - План швидкостей коліс рами культиватора (точка L)

$$\delta_L = \varphi_1 + \Theta + \frac{1}{V_0} \cdot \dot{x}_s - \frac{1}{\rho_e} \cdot (c + l_{oa} + l) - \dot{\varphi}_1 \cdot \frac{1}{V_0} \cdot (c + l_{oa} + l) - \dot{\Theta} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot \left(l + \frac{l_{oa}}{U_H} \right). \quad (2.67)$$

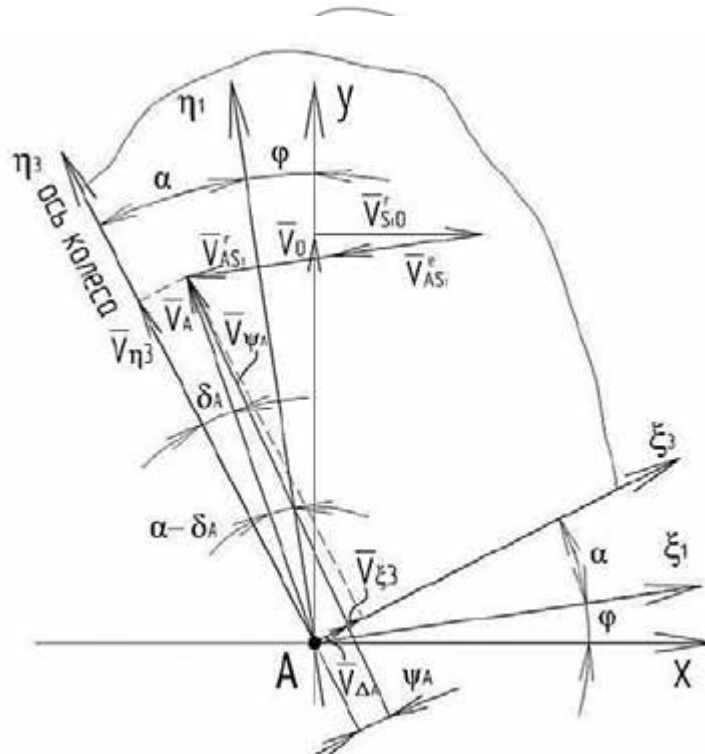


Рис. 2.17 - План швидкостей передніх коліс (точка A)

$$\delta_A = \frac{V_{\xi_3}}{V_n} = \varphi + \alpha + \frac{1}{V_0} \dot{x}_s - \frac{1}{\rho_e} \cdot a - \frac{a}{V_0} \cdot \dot{\varphi}.$$

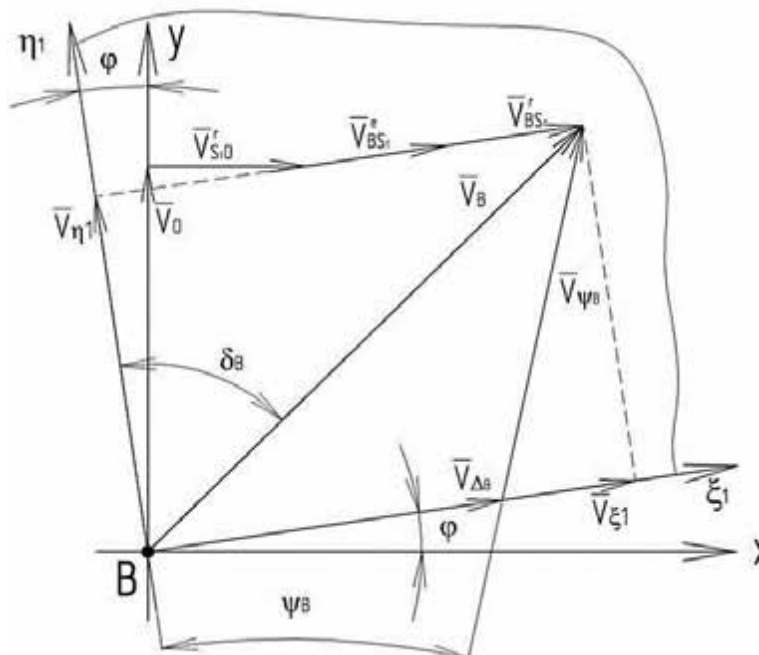


Рис. 2.18 - План швидкостей задніх коліс трактора (точка B)

$$\delta_B = \frac{V_{\xi^1}}{V_{\eta^1}} = \varphi + \frac{1}{V_o} \dot{x}_s + \pi_e \cdot b + \frac{b}{V_o} \cdot \dot{\varphi}.$$

Продиференціювавши кінетичну енергію (2.42) за координатами, швидкостям і часу, підставимо отримані вирази в ліві частини рівнянь системи (2.43), а в праві підставами значення величин з формул (2.12), (2.36), (2.37), (2.46), (2.47). Після чого отримаємо:

$$\left(\begin{aligned}
& Q_{\Delta_B} = -c_B \cdot \Delta_B + (S_A + S_L + S_{L_1} + R) \cdot (\varphi - k_B \cdot \Delta_B) + m_T \cdot V_0^2 \cdot \pi_e - c_A \cdot \Delta_A + \\
& + S_A \cdot (\alpha + \varphi - k_A \cdot \Delta_A) + m_M \cdot V_0^2 \cdot \pi_e + c_L \cdot \Delta_L + \\
& + (fQ + Q(\mu_e - f)) \cdot \left(\varphi + \Theta + \frac{1}{V_0} \cdot \dot{x}_s - \pi_e \cdot (c + l_{oA} + l_1) - \dot{\varphi} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot (c + l_{oA} + l_1) - \dot{\Theta} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot \left(l_1 + \frac{l_{oA}}{U_H} \right) \right) + \\
& + S_L \cdot (\varphi + \Theta - k_L \cdot \Delta_L) + S_{L_1} \cdot (\varphi + \Theta) + \\
& + R \cdot \left(\varphi + \Theta - \alpha_0 \cdot \left[\varphi + \Theta + \frac{1}{V_0} \cdot \dot{x}_s - \pi_e \cdot (c + l_{oA} - d) - \dot{\varphi} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot (c + l_{oA} - d) + \dot{\Theta} \cdot \frac{1}{V_0} \cdot \left(d - \frac{l_{oA}}{U_H} \right) \right] \right) \\
& Q_{\varphi} = -T_B b + F_B \cdot b \cdot \psi_B - M_B - M_T^* + T_A \cdot a - S_A \cdot a \cdot (\alpha - \psi_A) - M_A - \Phi_M \cdot (c + l_{oA} - h) - \\
& - M_M^* + T_L \cdot (c + l_{oA} + l) + T_{L_1} \cdot (c + l_{oA} + l_1) + S_L \cdot \left[-(c + l_{oA} + l) \cdot (\Theta - \psi_L) + \left(l + \frac{l_{oA}}{U_H} \right) \cdot \Theta \right] - \\
& - M_L - S_{L_1} \cdot (c + l_{oA} + l_1) \cdot \Theta - R \cdot \left[(c + l_{oA} - d) \cdot (\Theta - \chi) + \left(d - \frac{l_{oA}}{U_H} \right) \cdot \Theta \right] - M_D \\
& Q_{\Theta} = \frac{R \cdot l_{oA}}{U_H} \cdot \left(\alpha_0 \cdot \delta - \Theta + \frac{\Theta}{U_H} \right) - (R \cdot d \cdot \alpha_0 + \beta_0) \cdot \delta - \Theta \cdot c_{\mathcal{K}} \cdot \left(\frac{l_{oA}}{U_H} + f_{\text{ymp}} \right)^2 + T_{L_1} \cdot \left(\frac{l_{oA}}{U_H} + l_1 \right) + \\
& + T_L \cdot \left(\frac{l_{oA}}{U_H} + l \right) + \Phi_M \cdot \left(h - \frac{l_{oA}}{U_H} \right) + S_L \cdot \left(\frac{l_{oA}}{U_H} \cdot \left(\psi_L + \frac{\Theta}{U_H} - \Theta \right) + l \cdot \psi_L \right) - \\
& - S_{L_1} \cdot \left(\frac{l_{oA}}{U_H} \cdot \left(\Theta - \frac{\Theta}{U_H} \right) \right) - M_M^* - M_L
\end{aligned} \right) \quad (2.68)$$

Дана система диференціальних рівнянь доповнюється рівняннями неголономних, або кінематичних, зв'язків між деформаціями і швидкостями деформації шини та узагальненими координатами і їх швидкостями. З планів швидкостей, зображених на малюнках 2.15, 2.16, 2.17, видно, що абсолютна швидкість центра колеса, з одного боку, складається з переносної і відносної швидкостей його руху, виражених через узагальнені швидкості і координати, а з іншого - з швидкостей, обумовлених бічній і кутовий деформаціями шини.

$$\begin{cases}
\vec{V}_B = \vec{V}_O + \vec{V}_{StO}^r + \vec{V}_{BSl}^e + \vec{V}_{BSl}^r = \vec{V}_{\Delta B} + \vec{V}_{\psi B} \\
\vec{V}_A = \vec{V}_O + \vec{V}_{StO}^e + \vec{V}_{StO}^r + \vec{V}_{ASl}^e + \vec{V}_{ASl}^r = \vec{V}_{\Delta A} + \vec{V}_{\psi A} \\
\vec{V}_L = \vec{V}_O + \vec{V}_{StO}^r + \vec{V}_{LSl}^e + \vec{V}_{LSl}^{r1} + \vec{V}_{LSl}^r = \vec{V}_{\Delta L} + \vec{V}_{\psi L}
\end{cases} \quad (2.69)$$

Проектуючи векторні рівності (2.69) на відповідні осі координат рівняння кінематичних зв'язків, отримаємо:

$$\begin{cases} \dot{\Delta}_B + V_o \cdot k_B \cdot \Delta_B = \varphi \cdot V_o + \dot{x}_s + \pi_e \cdot V_o \cdot b + \dot{\varphi} \cdot b \\ \dot{\Delta}_A + V_o \cdot k_A \cdot \Delta_A = \varphi \cdot V_o + \alpha \cdot V_o + \dot{x}_s - \pi_e \cdot V_o \cdot a - \dot{\varphi} \cdot a \\ \dot{\Delta}_L + V_o \cdot k_L \cdot \Delta_L = V_o \cdot (\varphi + \Theta) + \dot{x}_s - \pi_e \cdot V_o \cdot (c + l_{oa} + l) - \\ - \dot{\varphi} \cdot (c + l_{oa} + l) - \dot{\Theta} \cdot \left(l + \frac{l_{oa}}{U_H} \right) \end{cases} \quad (2.70)$$

Вирішуючи спільно рівняння (2.68) і (2.70) остаточно отримаємо систему лінійних диференціальних рівнянь, що описують рух агрегату з фронтально навішеним знаряддям:

$$\begin{cases} a_0 \ddot{\varphi} + a_1 \dot{\varphi} + a_2 \varphi + a_3 \ddot{\Theta} + a_4 \dot{\Theta} + a_5 \Theta + \\ + a_8 \ddot{x}_s + a_9 \dot{x}_s + a_{10} x_s + a_{11} \dot{\alpha} + a_{12} \alpha + a_{13} \ddot{\pi}_e + a_{14} \dot{\pi}_e + a_{15} \pi_e = 0 \\ b_0 \ddot{\varphi} + b_1 \dot{\varphi} + b_2 \varphi + b_3 \ddot{\Theta} + b_4 \dot{\Theta} + b_5 \Theta + \\ + b_8 \ddot{x}_s + b_9 \dot{x}_s + b_{10} x_s + b_{11} \dot{\alpha} + b_{12} \alpha + b_{13} \ddot{\pi}_e + b_{14} \dot{\pi}_e + b_{15} \pi_e = 0 \\ c_0 \ddot{\varphi} + c_1 \dot{\varphi} + c_2 \varphi + c_3 \ddot{\Theta} + c_4 \dot{\Theta} + c_5 \Theta + \\ + c_8 \ddot{x}_s + c_9 \dot{x}_s + c_{10} x_s + c_{11} \ddot{\pi}_e + c_{12} \dot{\pi}_e + c_{13} \pi_e = 0 \end{cases} \quad (2.71)$$

де $a_0 - a_{15}$, $b_0 - b_{15}$, $c_0 - c_{13}$ - коефіцієнти, що залежать від параметрів машинно-тракторного агрегату. Величини зазначених коефіцієнтів зведені в додаток Б.

РОЗДІЛ 3. ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ НАВІСНОГО ПРИСТРОЮ

3.1 Координування машинно-тракторного агрегату та визначення характерних точок

При дослідженнях стійкості руху МТА виникає необхідність у визначенні в кожен проміжок часу координат його характерних точок. Це необхідно для обчислення різних параметрів руху агрегату (в першу чергу його траєкторії руху).

Ключова вимога, що пред'являється до системи координування МТА, - це точність вимірювання, оскільки для агрегату, що працює в міжряддях просапних культур, відхилення робочого органу від середини міжрядь не повинне перевищувати декількох сантиметрів.

З огляду на цю особливість, в рубцовск індустріальному інституті розробили власний спосіб координування агрегату на місцевості [31]. В його основі лежить принцип вимірювання переміщень в часі частин і ланок механізмів щодо еталонного пристрою, траєкторію якого можна визначити з високим ступенем точності. Еталонним пристроєм служить допоміжний транспортний засіб (ДТС), що рухається в горизонтальній площині без зовнішніх навантажень, що дозволяє виключити виникнення сил, що обурюють, здатних викликати бічний зсув ДТС. Випадкове ж зміна напрямку руху ДТС реєструється гірополукомпаса, і через модуль аналого-цифрового перетворювача сигнал подається на ноутбук для подальшого коригування результатів вимірювання відхилень агрегату. Знаючи поточну траєкторію руху агрегату, можна визначити і траєкторію руху ФНП.

Згідно зі схемою, зображеної на рисунку 3.1, положення будь-якої точки агрегату 1 на полі визначається, якщо відомі координати цієї точки в рухомій системі координат $x'O_3y'$, положення рухомої системи координат $x'O_3y'$ щодо

рухомий - xO_2y і положення рухомої системи координат xO_2y щодо нерухомою - XO_1Y [32].

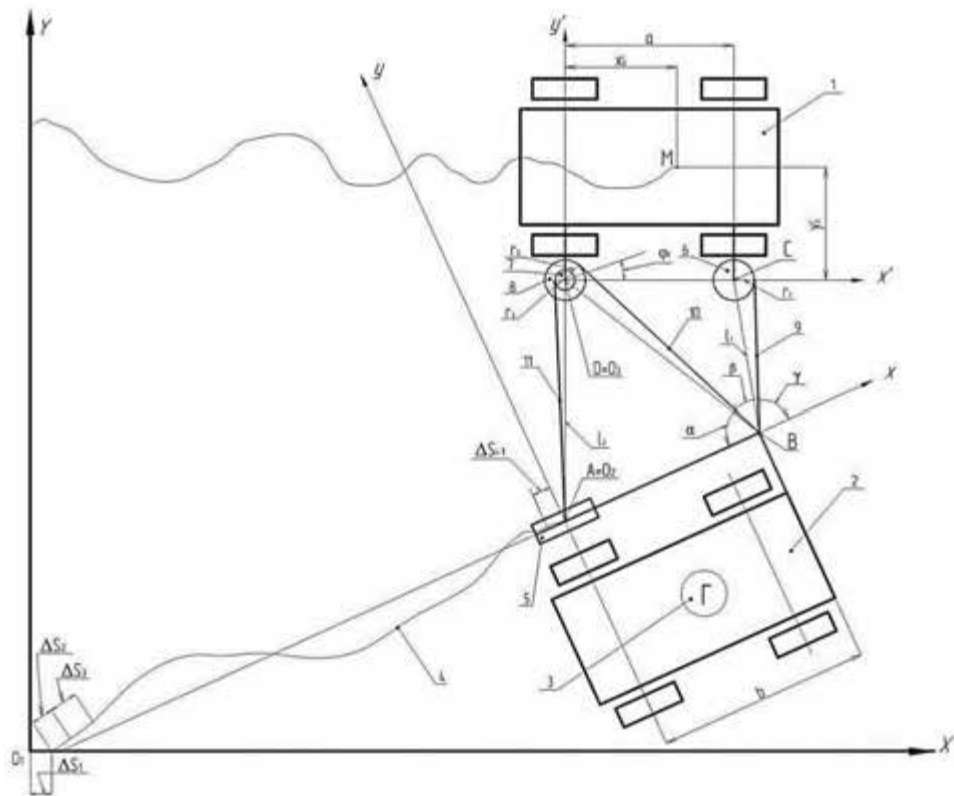


Рис. 3.1 - Спосіб координування агрегату на місцевості: 1 МТА; 2 - гірокомпас; 3 - ДТС; 4 - траєкторія руху ДТС; 5 - колієвимірювальне колесо; 6,7,8 - котушки; 9,10, 11 - малорозтяжні нитки

ДТС 2 утворює рухливу систему координат xO_2y , щодо якої фіксується положення МТА, і пов'язану з ним систему координат $x'O_3y'$, за допомогою спеціального пристрою. Пристрій складається з котушок 6,7 і 8, встановлених на МТА 1 в точках С і D, мають можливість повороту щодо власних вертикальних осей. Котушки 6 і 8 розташовані співвісно і обертаються незалежно один від одного. На котушки 6,7 і 8 намотані легкі і міцні малорозтяжні нитки 9,10 і 11, вільними кінцями жорстко кріпляться до ДТС 2 в точках А і В. Для створення попереднього натягу і виключення провисання ниток в процесі роботи пристрою котушки подпружинені. Котушки 6, 7 і 8 розташовані таким чином, що нитки 9 і 11 котушок 6 і 8 розташовуються по

сторонах уявного чотирикутника ABCD, а нитка 10 котушки 7 - по діагоналі зазначеного чотирикутника. Шлях, пройдений ДТС, вимірюється колієвимірювальним колесом 5.

При русі МТА і ДТС відбуваються зміни довжин ниток 9,10 і 11, що викликає повороти котушок 6,7 і 8 і, отже, пов'язаних з ними датчиків кута повороту даних котушок. Сигнали від цих датчиків через модуль аналого-цифрового перетворювача подається на ноутбук, де безперервно записуються. За записами сигналів від датчиків визначаються поточні зміни довжин ниток 9,10 і 11, що дозволяє визначити в кожен момент часу положення МТА 1 щодо ДТС 2. Координати ДТС 2 відносно нерухомої системи координат визначаються за показаннями гірополукompаса 3 і колійного колеса 5, сигнали від яких через модуль аналого-цифрового перетворювача подаються також на ноутбук, де безперервно записуються.

Таким чином, використовуючи запропонований спосіб, можна визначити в кожен момент часу положення направляючої точки і середнього робочого органу культиватора щодо задається траєкторії руху. Для визначення даних координат зв'язується рухома система координат xOy з нерухомою $x_1O_1y_1$ (рисунок 2.13), використовуючи узагальнені координати агрегату і кривизну траєкторії руху його центру мас. Для обробки отриманих результатів, необхідних при визначенні координат направляючих точок розглянутих агрегатів, спільно з програмним забезпеченням «ZETLab» застосовувалося додаток «ZETView», що дозволяє не тільки обробляти отримані результати, виявляючи величину сигналу в кожен момент часу, але і, використовуючи можливості даного програмного забезпечення, отримувати кінцеві результати у вигляді траєкторій руху характерних точок агрегату.

3.2 Комп'ютерно-цифрове дослідження навіски машинно-тракторного агрегату

При проведенні експериментальних досліджень використовувалося сучасне вимірювальне обладнання, що складається з модуля аналого-цифрового і цифро-аналогового перетворення ZET-220, що фіксує сигнали з встановлених на МТА датчиків та перетворює ці сигнали і подає їх уже у вигляді цифрового сигналу на ноутбук, де відбувалася їх безперервний запис. Для посилення слабких сигналів використовувався попередній підсилювач ZET- 412 [33-35].

Загальна кількість використовуваних при проведенні польових випробувань датчиків - 11 штук.

При координуванні МТА на місцевості в якості датчиків повороту катушок застосовувалися багатооборотні прецизійні потенціометри ППТЛ-Т-40. Для з'єднання Малорозтяжні нитками агрегату і допоміжного транспортного засобу застосовувався корд для авіамоделей (17-296-75) діаметром 0,2 мм.

Для вимірювання курсового кута допоміжного транспортного засобу під час його руху по полю використовувалася апаратура, що складається з гирокомпаса ГПК-52, пульта управління ПУ-52, перетворювача напруги ПТ-70 і комутаційної коробки. Напівміст утворює з потенціометром гирокомпаса вимірювальний міст, сигнал розбалансу з якого подається на модуль аналого-цифрового перетворення ZET-22 і далі на ноутбук.

Вимірювання швидкостей руху допоміжного транспортного засобу і ведучих коліс машинно-тракторного агрегату проводилося за сигналами індукційних датчиків (датчиків обертів).

Крутний момент на ведучих колесах машинно-тракторного агрегату визначалися за допомогою тензометричних датчиків, наклеєних на півосях автотракторної машини. Для вимірювання кута повороту керованих коліс МТА і кута відхилення культиватора від поздовжньої осі МТА використовувалися потенціометри МУ-615А [36].

Джерелом живлення гірокомпаса служили дві акумуляторні батареї 6СТ-132. Живлення ноутбука здійснювалася власними акумуляторними батареями, від яких, через вихід USB 2.0, підключено аналого-цифровий перетворювач ZET-220 і попередній підсилювач ZET-412.

Схема з'єднання вимірювальної і реєструючої апаратури зображена на рис. 3.2,

де - D1 - датчик кута повороту направляючого колеса АТМ;

- D2 - датчик кута відхилення культиватора від осі симетрії МТА;

- D3, D4, D5 - відповідно датчики повороту першої, другої і третьої котушок координатного пристрою;

- D6 - гірокомпас;

- D7, D8 - датчики обертів відповідно лівого і правого провідних коліс АТМ;

- D9 - датчик оборотів колієвимірювального колеса;

- D10, D11 - датчики моментів на відповідно лівому і правому провідних колесах АТМ.

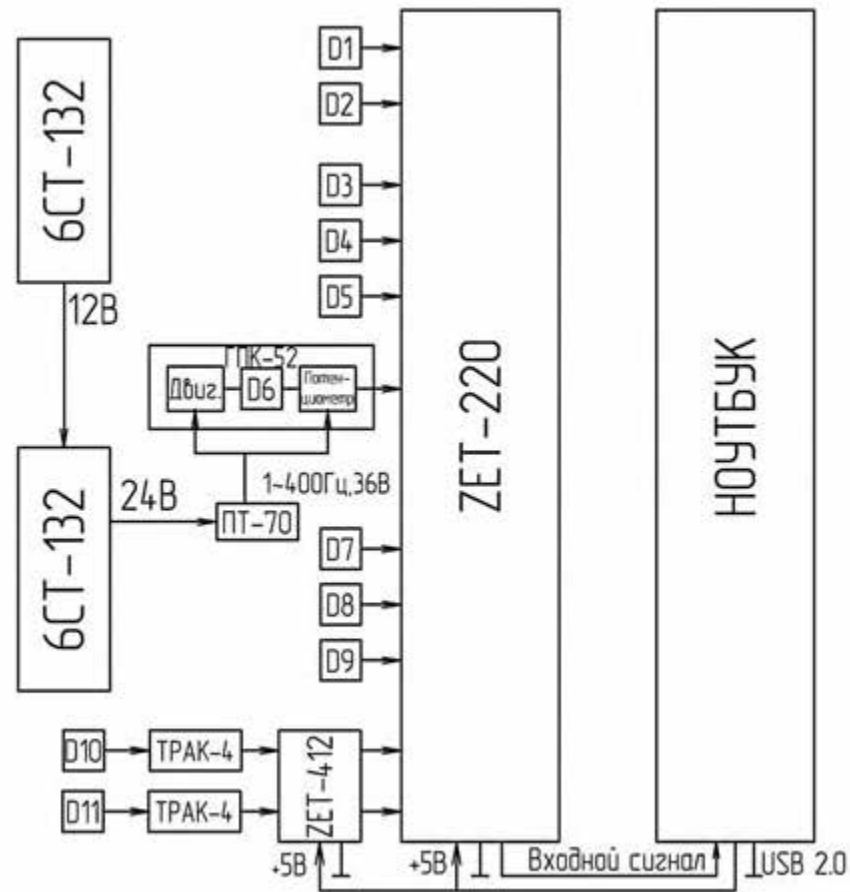


Рис. 3.2 - Схема з'єднання контрольно-вимірювальної апаратури

На рисунку 3.3 представлений зразок осцилограми із записом показників руху машинно-тракторного агрегату, де Sig_1.1 - курсовий кут ВТС; Sig_1.2 - обороти лівого ведучого колеса; Sig_1.3 - передня нижня котушка координаційної пристосування; Sig_1.4 - обороти правого ведучого колеса; Sig_1.5 - крутний момент на правому провідному колесі; Sig_1.6 - обороти колієвимірювального колеса; Sig_1.7 - крутний момент на лівому ведучому колесі; Sig_1.8 - кут відхилення культиватора; Sig_1.9 - передня верхня котушка координаційної пристрої (діагональ); Sig_1.10 - задня котушка координаційної пристрої; Sig_1.11 - кут повороту направляючого колеса.

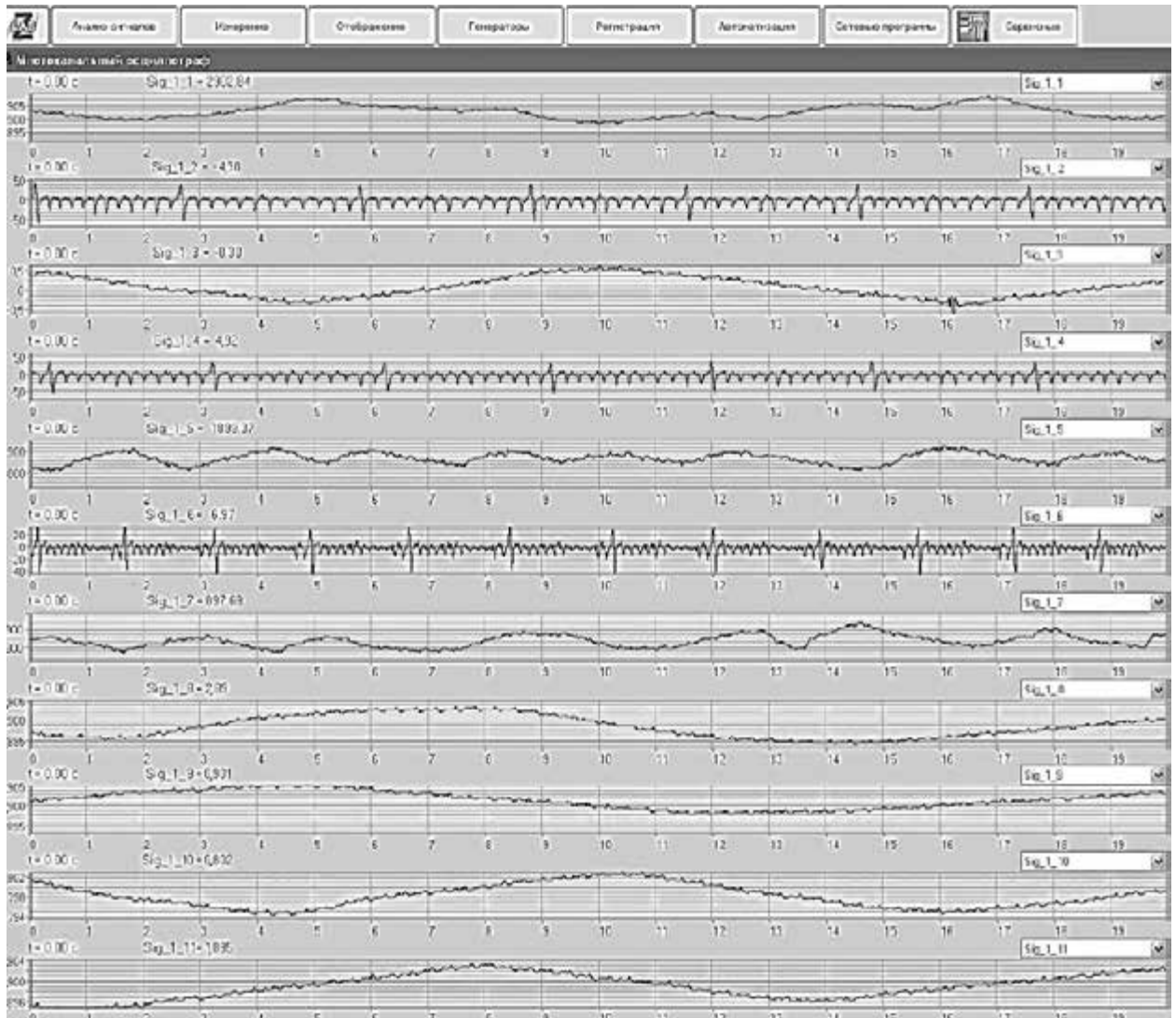


Рис. 3.3 - Дані осцилограми руху МТА (позначення позицій - в тексті)

3.3 Перевірка адекватності математичної моделі

Підсумком магістерської роботи є порівняння запропонованих теоретичних досліджень з даними, отриманими шляхом проведення експериментальних досліджень, для подальшого використання і раціоналізації досліджуваних параметрів.

Адекватна математична модель має широке практичне використання: аналіз результатів моделювання дозволяє виконувати модифікацію даного об'єкту, визначати його раціональні характеристики або кращим чином врахувати його поведінку і властивості, оцінити можливість спрощення

запропонованої моделі з метою підвищення її ефективності при збереженні необхідної точності, а також показати, в якому напрямку слід розвивати модель в подальшому. Математичну модель можна вважати адекватною, якщо вона відображає задані властивості з прийнятною точністю. У моделях, призначених для виконання оціночних і приблизних розрахунків, задовільною вважається точність, яка перебуває в межах 10-15%.

Стосовно до МТА, було проведено порівняння траєкторій руху, отриманих аналітичним і експериментальним методами. Як задає вхідного впливу, при моделюванні руху МТА, використовувався експериментально отриманий кут повороту керованих коліс, що дозволило виключити вплив водія. А при моделюванні русі МТА по прямій ділянці шляху в якості задає вхідного впливу використовувався кут відхилення культиватора [37].

При цьому аналітичні траєкторні показники руху МТА, виражені у вигляді залежностей від часу кривизни траєкторії руху центрів мас агрегатів, їх курсових кутів, а також кута відхилення знаряддя щодо трактора визначалися шляхом вирішення диференціальних рівнянь. Надалі результати вирішення даних рівнянь, отримані у вигляді траєкторних показників руху МТА, порівнювалися з аналогічними відповідними експериментальними траєкторіями руху МТА. При порівнянні теоретичних та експериментальних траєкторій руху знаряддя, при однаковому початковому відхиленні (рис. 3.4), бачимо, що характер кривих є затухаючі коливання, близькі за значенням до граничного аперіодическим руху. При цьому експериментальний графік укладається в часовий діапазон з розрахунковим, абсолютна похибка становить не більше 15%, середня похибка відхилення знаряддя складає 0,008 рад.

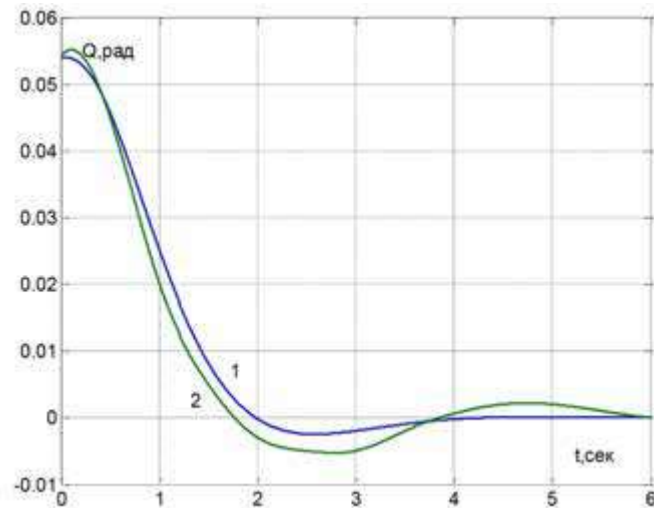


Рис. 3.4 - Теоретична 1 і експериментальна 2 траєкторії руху знаряддя

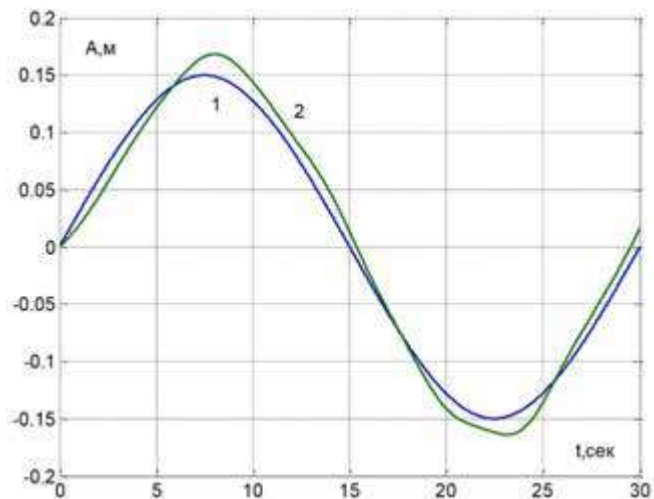


Рис. 3.5 - Порівняння експериментальної 2 і розрахункової 1 траєкторій руху МТА при пружному кріпленні культиватора

При порівнянні експериментальної траєкторії руху МТА з розрахунковою (рис. 3.5) похибка між траєкторіями укладається в 10-15% -й діапазон, досягаючи свого максимального значення (20 мм) в момент повороту машинно-тракторного агрегату (в точках максимального значення амплітуди).

РОЗДІЛ 4. ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНО-ТЕОРЕТИЧНІ ДОСЛІДЖЕННЯ

4.1 Аналіз процесу руху машинно-тракторного агрегату в міжряддях просапних культур

Порівняльний аналіз руху машинно-тракторного агрегату з пружним приєднанням фронтально навішених знаряддя проводиться з трактором на холостому ході і з агрегатом з жорстко закріпленим фронтально навішеним знаряддям [38]. Рух зі вільно закріпленим знаряддям не розглядається, оскільки при такому способі з'єднання знаряддя і трактора рух не представляється можливим. Це відбувається внаслідок того, що з-за неоднорідності опору по краях культиватора, або одиничного впливу, що обурює знаряддя починає відхилятися до тих пір, поки нижні тяги не "виберуть" свій хід і не відбудеться «заламування» знаряддя, процес руху стає неможливим. Крім того, при повороті керованих коліс, при нежорсткому приєднання знаряддя, тяговотранспортне засіб відразу починало повертати, а культиватор продовжував рух без повороту, при цьому нижні тяги навісного пристрою починали «складатися», і знову, «обравши» свій хід, «заламивлось» знаряддя, і кероване рух при такому способі приєднання знаряддя не представлялося можливим. На малюнку 4.1 показана теоретична і експериментальна траєкторії руху знаряддя при відсутності пружного елемента в системі навішування. Як видно з графіку 2, максимальна тривалість руху не перевищує 4-6 секунд, після чого відбувається «заламування» знаряддя і повна зупинка МТА.

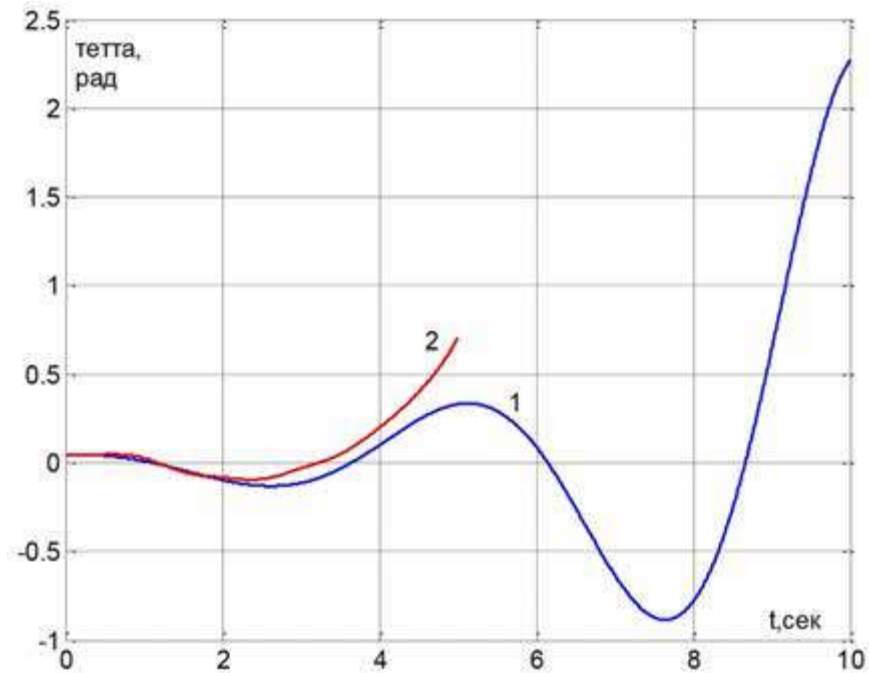


Рис. 4.1 - Графік коливань робочого органу при відсутності пружного елемента в системі навішування: 1 теоретична траєкторія; 2 експериментальна

При наявності пружного елемента можна забезпечити необхідний тип згасаючих коливань (рис. 4.2) шляхом зміни жорсткості пружного елемента. Згідно з рекомендаціями Л.В. Гячева, найбільш раціональними будуть затухаючі коливання, близькі за своїм значенням до граничного аперіодического руху, оскільки в цьому випадку шлях, пройдений в відхиленому стані, буде мінімальний. Як видно з даних графіків - збільшення жорсткості зміщує показник перехідного процесу в зону коливального руху і одночасно зменшує величину спочатку можливого відхилення знаряддя Θ . Варто відмітити, що при цьому шлях, пройдений в відхиленому стані, при коливальних і згасаючих коливаннях, близьких за своїм значенням до граничного аперіодического руху, відрізняється незначно. Однак слід врахувати той факт, що при аперіодическому русі момент опору повороту буде менше, ніж в разі коливального руху.

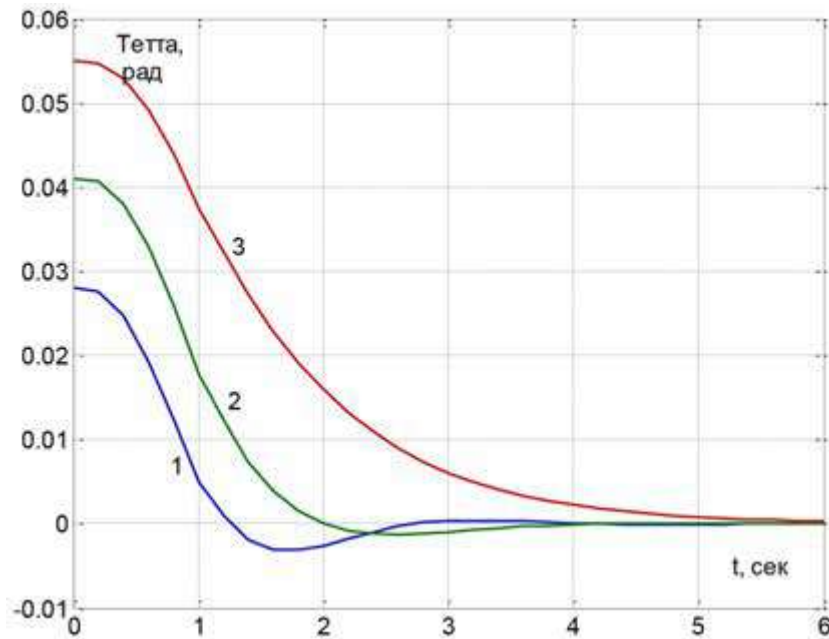


Рис. 4.2 - Графік руху знаряддя з різними типами згасаючих коливань:

- 1) коливальний рух $\lambda < 1$; 2) затухаючі коливання, близькі за своїм значенням до граничного аперіодического руху $\lambda = 0,95$; 3) аперіодическое рух $\lambda > 1$

При розгляді руху агрегатів по синусоїді, що імітує посадки просапних культур, у випадку з жорстко закріпленим знаряддям агрегат мав незадовільну керованість, проте сам процес руху був можливий, але або в разі, якщо рух відбувався по синусоїді з періодом не менше ніж 45-50 м, або по прямій траєкторії. При русі по синусоїді з меншим періодом, при спробі повороту, МТА продовжував рух прямо, нагортаючи перед колесами землю, що збільшувало опір руху трактора, призводило в результаті до зриву верхніх шарів ґрунту і, як наслідок цього, - падіння швидкості руху агрегату, іноді аж по повної його зупинки. Поворот відбувався в разі, коли реакція від опорного підстави перевищувала момент опору повороту. Як тільки момент опору збільшувався, трактор знову продовжував їхати туди, куди вабило його знаряддя. При цьому максимальний кут повороту керованих коліс, згідно з яким зберігалось кероване рух МТА, при відсутності зриву ґрунту, не перевищував $4,5^\circ$. Все це в підсумку збільшувало період синусоїди руху, і

агрегат виходив за межі зони, обмеженої агротехнічними вимогами по обробці просапних культур.

Інша картина руху спостерігалася при пружному з'єднанні трактора з культиватором. У цьому випадку після повороту керованих коліс трактора культиватор повертався в ту ж саму сторону на деякий кут, максимальне значення якого обмежено моментом від дії пружного елемента.

Завдяки пружному елементу нижні тяги могли відхилятися, але не склалися до граничного значення, при якому відбувалося «заламування» знаряддя. Після вирівнювання керованих коліс трактора відбувалося зменшення моменту від дії сил опору, що викликають поворот знаряддя, і момент від дії пружного елемента, впливаючи на знаряддя, повертав його в нейтральне по відношенню до трактора положення. Змінюючи напрямок руху агрегату на протилежне, культиватор також повертав в відповідну сторону. Таким чином, за рахунок наявності пружного елемента в системі навішування забезпечувалося не тільки відхилення культиватора в сторону повороту, але і його стійке положення щодо трактора - що і було потрібно забезпечити. При цьому кути повороту керованих коліс МТА знаходилися в межах $\pm 7^\circ$, а кут відхилення культиватора в межах $\pm 3^\circ$, що було досить для забезпечення керованого руху в усьому діапазоні експериментальних заїздів.

На малюнках 4.3 і 4.4 показані отримані експериментально траєкторії руху МТА і величини відхилень робочого органу від середини міжрядь відповідно (на прикладі руху по синусоїді з періодом 30 м і амплітудою 0,3 м і за умови відсутності зриву ґрунту під керованими колесами трактора). На всіх графіках (за винятком окремих малюнків) прийняті позначення: 1 - трактор на холостому ході; 2 - агрегат з жорстким з'єднанням знаряддя; 3 - агрегат з пружним приєднанням знаряддя.

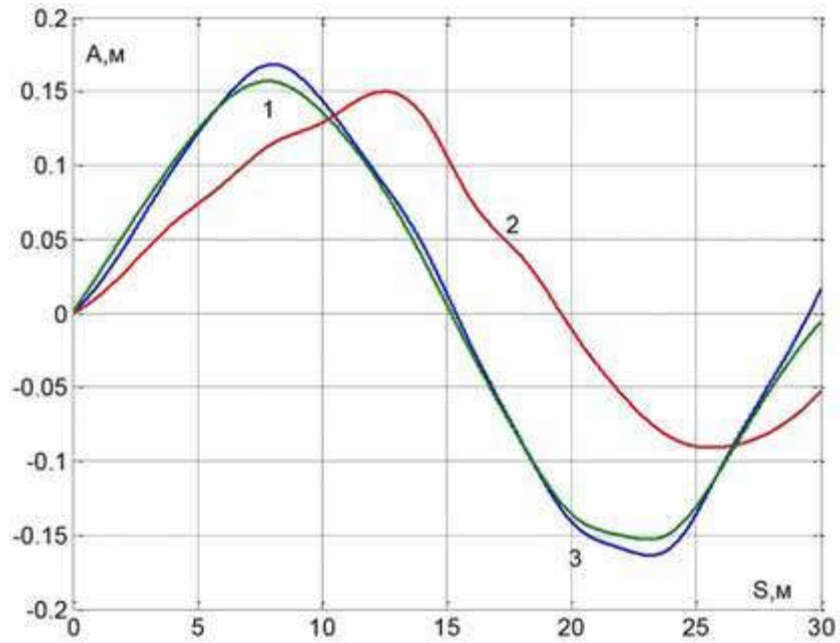


Рис. 4.3 - Експериментальні траєкторії руху МТА при різних способах приєднання знаряддя, а також трактора на холостому ході

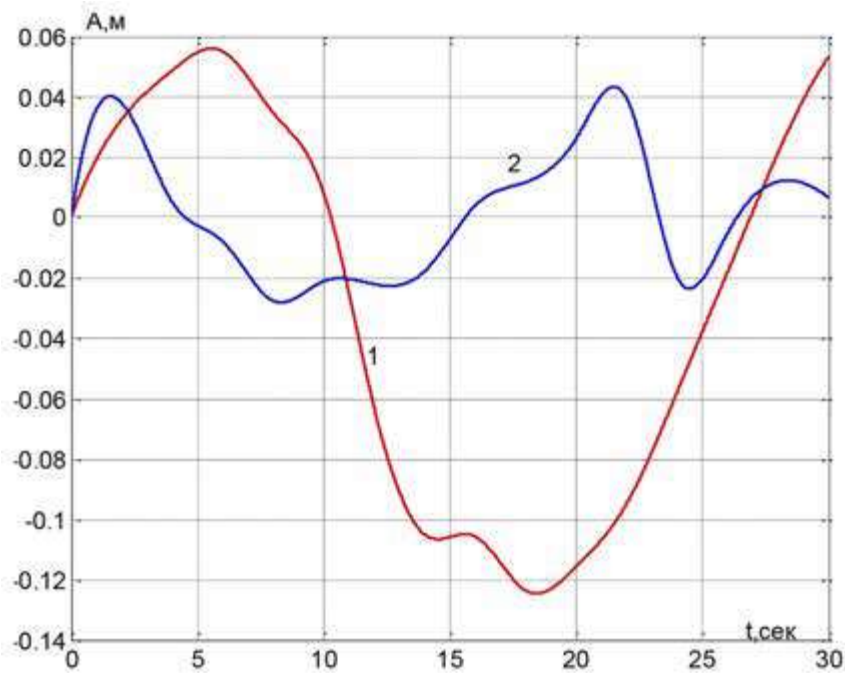


Рис. 4.4 - Поточне відхилення знаряддя від середини міжрядь при різних способах приєднання знаряддя: 1-жорстке; 2 пружне

Завдяки можливості відхилення знаряддя при нежорсткому з'єднанні, кут повороту керованих коліс приблизно в 2 рази менше, ніж при жорсткому

з'єднання з'єднання з трактором (рис. 4.5). Крім того, застосування напівжорсткого з'єднання зменшує момент опору повороту приблизно на 35-38% (рис. 4.6).

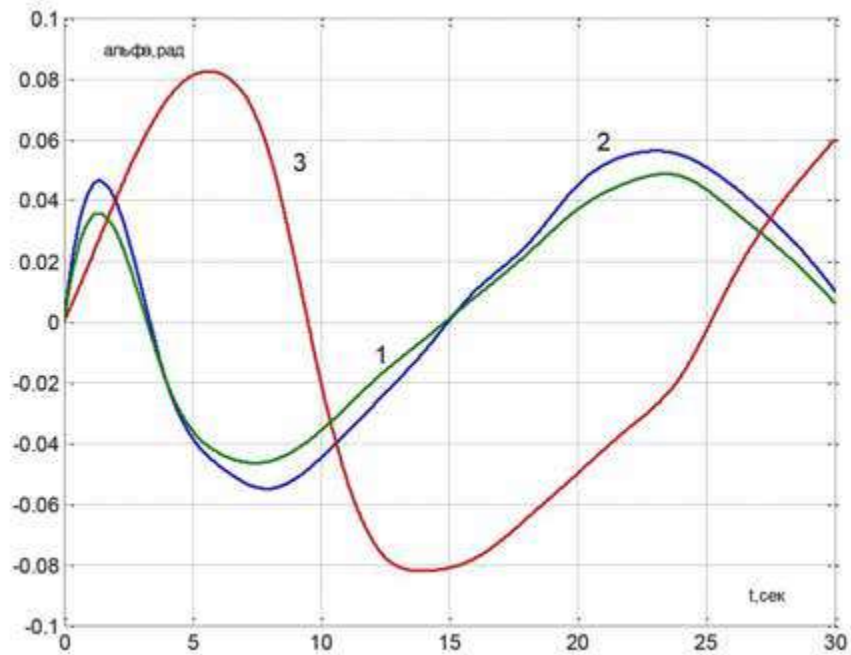


Рис. 4.5 - Зміна кутів повороту керованих коліс агрегатів і трактора при їх русі по синусоїді

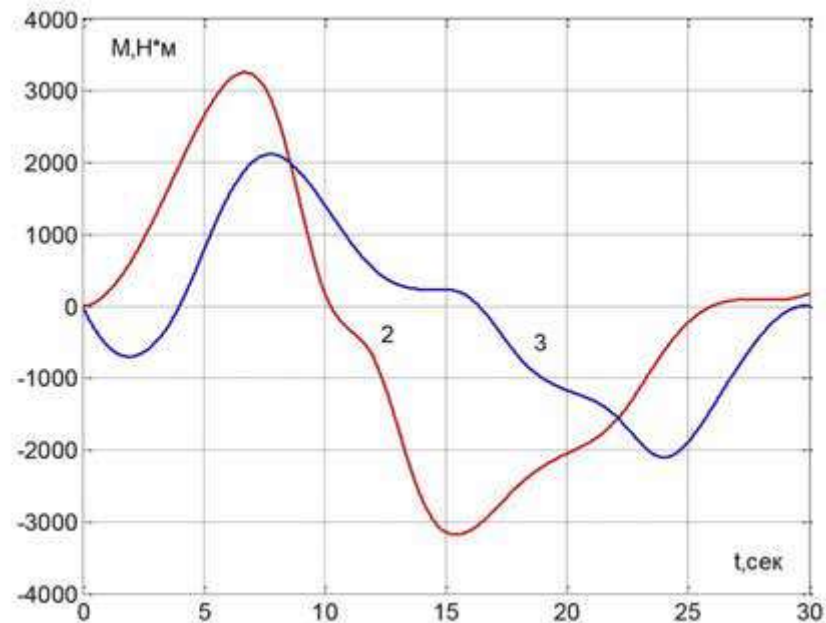


Рис. 4.6 - Зміна моменту опору повороту від з'єднання розглянутих агрегатів при їх русі по синусоїді

При русі МТА по криволінійній траєкторії визначальним фактором, що дозволяє оцінити якість руху, буде керованість. В якості кількісної оцінки керованості зручно використовувати критерій, який представляє собою відношення середньої швидкості зміни курсового кута МТА до середньої швидкості повороту його напрямних коліс на заліковій ділянці траєкторії [39-42]:

$$\varepsilon_{УПР} = \frac{\overline{\omega_{\Theta}}}{\overline{\omega_{\alpha}}} \quad (4.1)$$

Цей критерій дає уявлення про ступінь зміни швидкості реагування МТА на керуючий вплив водія. Еталонною величиною, до якої слід прагнути при порівняльному аналізі руху МТА з різними типами приєднання ФНП, буде таке значення критерію, яке вийде при русі трактора на холостому ході, оскільки для кожного конкретного трактора величина критерію буде різною, оскільки залежить від конкретних кінематичних параметрів трактора і умов його руху.

Продиференціював за часом функції, представлені на графіку, малюнки 4.4 і 4.6, визначимо швидкості зміни курсового кута ω_{Θ} і повороту напрямних коліс ω_{α} , а також їх середні значення швидкостей на заліковій ділянці траєкторії (рис. 4.7, 4.8). Для зручності при подальшій обробці результатів на графіках представлені абсолютні значення зазначених величин.

Експериментально були отримані наступні значення критерію керованості для трактора на холостому ході $\varepsilon_{УПР1}$, з жорстким його кріпленням $\varepsilon_{УПР2}$ і з пружним приєднанням фронтально навішених знаряддя відповідно $\varepsilon_{УПР3}$:

$$\varepsilon_{УПР1} = \frac{0,0073}{0,00882} = 0,82 ; \varepsilon_{УПР2} = \frac{0,0033}{0,0012} = 0,28 ; \varepsilon_{УПР3} = \frac{0,0069}{0,0095} = 0,72$$

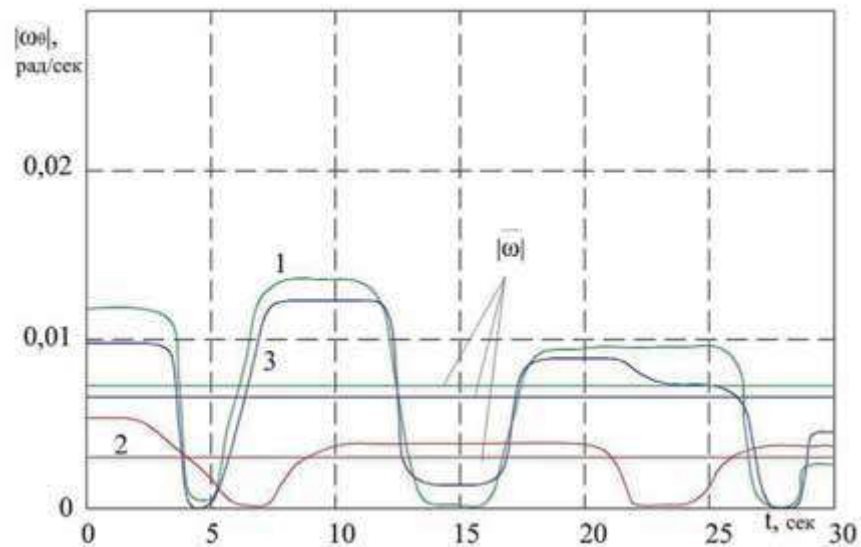


Рис. 4.7 - Визначення середньої швидкості зміни курсового кута МТА при різних способах з'єднання знаряддя з трактором і трактора на холостому ходу

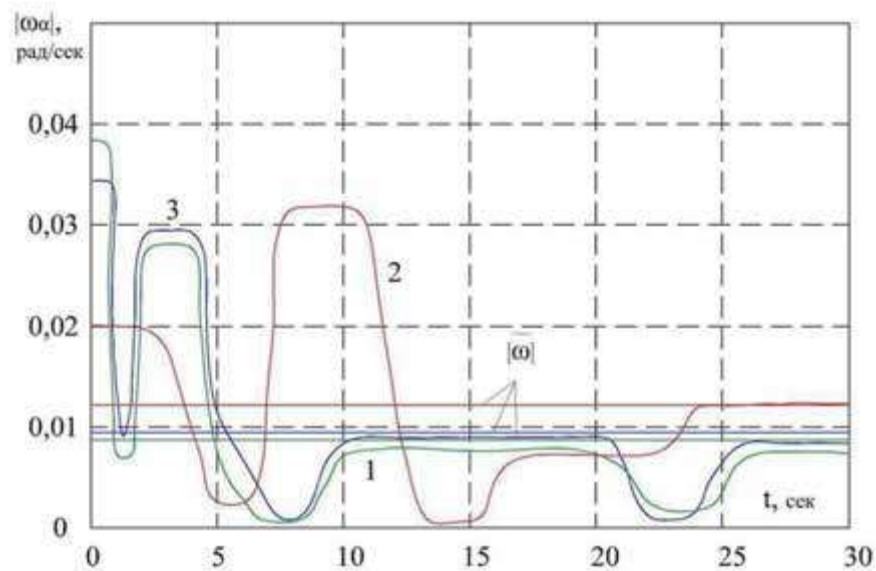


Рис. 4.8 - Визначення середньої кутової швидкості повороту керованих коліс трактора при різних способах з'єднання знаряддя з трактором і трактора на холостому ходу

З отриманих даних випливає, що керованість агрегату з модернізованою системою навішування всього лише на 12% менше, ніж для трактора, що рухається без навантаження. У разі жорсткого з'єднання знаряддя з трактором

його керованість вже на 65% менше, в порівнянні з трактором на холостому ході.

Розглянувши отримані величини критерію керованості в залежності від кривизни траєкторії руху π_e , при різних значеннях показника перехідного процесу λ (2.56), отримаємо графіки, на яких можна виділити кордон керованого руху машинно-тракторного агрегату (пряма 4), а також трактора на холостому ході, до умови відсутності зриву ґрунту під керованими колесами (рис. 4.9).

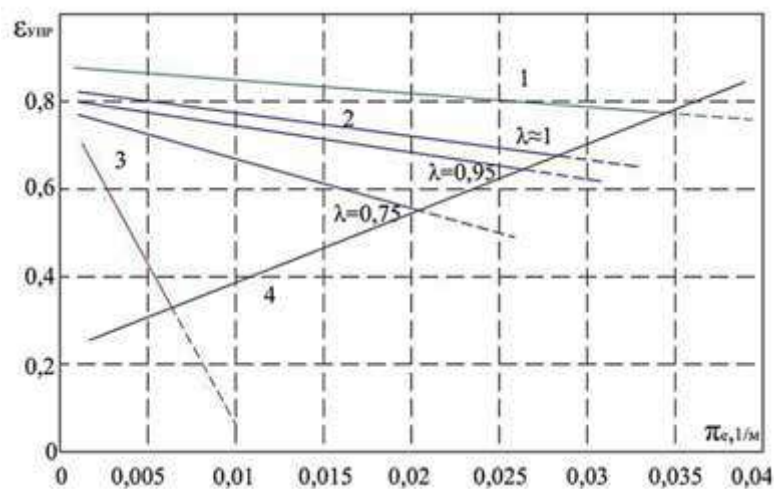


Рис. 4.9 - Залежність коефіцієнта керованості від кривизни траєкторії руху

Як видно з даних графіків, рух з жорстко закріпленим знаряддям, за умови відсутності зриву ґрунту під керованими колесами, можливо лише при малій кривизні траєкторії, цьому відповідає рух по синусоїді з періодом не менше 45-50 м. При цьому момент опору повороту, як було раніше зазначено, при нежорсткому з'єднанні, приблизно на 35-38% менше, ніж в разі жорсткого з'єднання.

При виборі найбільш раціональних параметрів, що забезпечують бажаний процес руху, необхідно не тільки забезпечити належну керованість, але і стійкість.

При експериментальному заїзді по прямій і порівняно графіків відхилення робочого органу в разі жорсткого і напівтвердого з'єднаннях (рис.

4.10), бачимо, що максимальна величина відхилення від середньої лінії рядка при однаковому часу обуреного процесу, для напівжорсткого з'єднання, приблизно в 3 рази більше. При цьому, в разі напівжорсткого з'єднання знаряддя з трактором, при кутах відхилення знаряддя до $\pm 1^\circ$, не було потрібно коригуючого впливу з боку водія. Це пояснюється тим, що завдяки можливості відхилятися, знаряддя не створював значного.

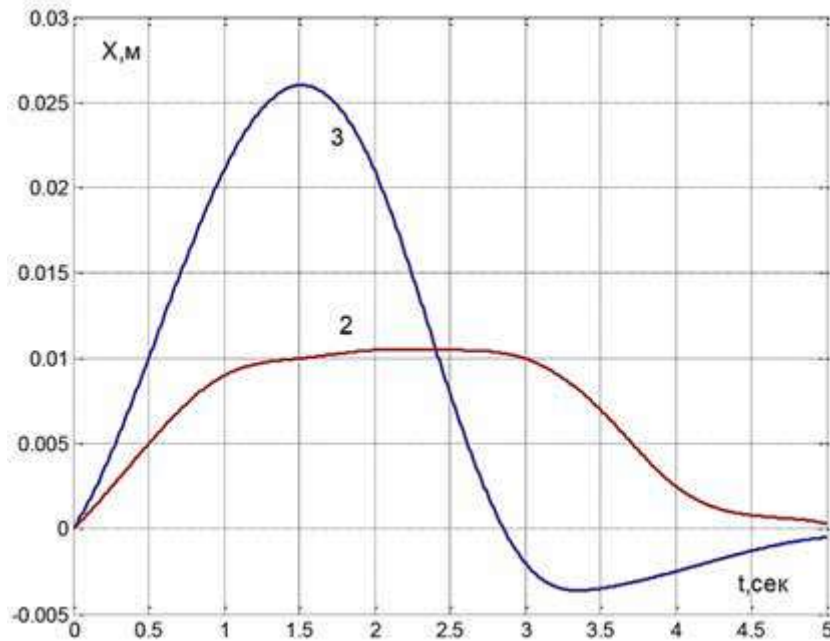


Рис. 4.10 - Графік руху робочого органу при заїзді за прямим ділянці

На рисунку 4.11 показаний графік повороту керованих коліс при жорсткому і пружному з'єднаннях знаряддя з трактором, а також трактора на холостому ході (ХХ), при заїзді по прямій ділянці поля. Як видно з графіків, при пружному з'єднанні величина кута повороту керованих коліс близька за своїм значенням до величини кута повороту керованих коліс трактора на ХХ, в разі жорсткого з'єднання ця величина приблизно в 2 рази більше, до того ж збільшується «кількість» керуючих дій, що збільшує стомлюваність оператора. Але при цьому дисперсія відхилень D робочого органу знаряддя, при пружному з'єднанні, становила близько $9,7 \text{ см}^2$, що приблизно в 1,5 рази більше, ніж при жорсткому з'єднанні, - $6,2 \text{ см}^2$. При підрахунку дисперсії

відхилення центру мас трактора, що рухається з жорстко закріпленим знаряддям, вона вийшла фактично такий же, як і у знаряддя - $5,9 \text{ см}^2$, в той час як дисперсія відхилення центру мас трактора, що рухається з пружним кріпленням знаряддя виявилася майже в 2 рази нижче - $3,8 \text{ см}^2$, і близька за своїм значенням до показника трактора на холостому ході - $2,9 \text{ см}^2$.

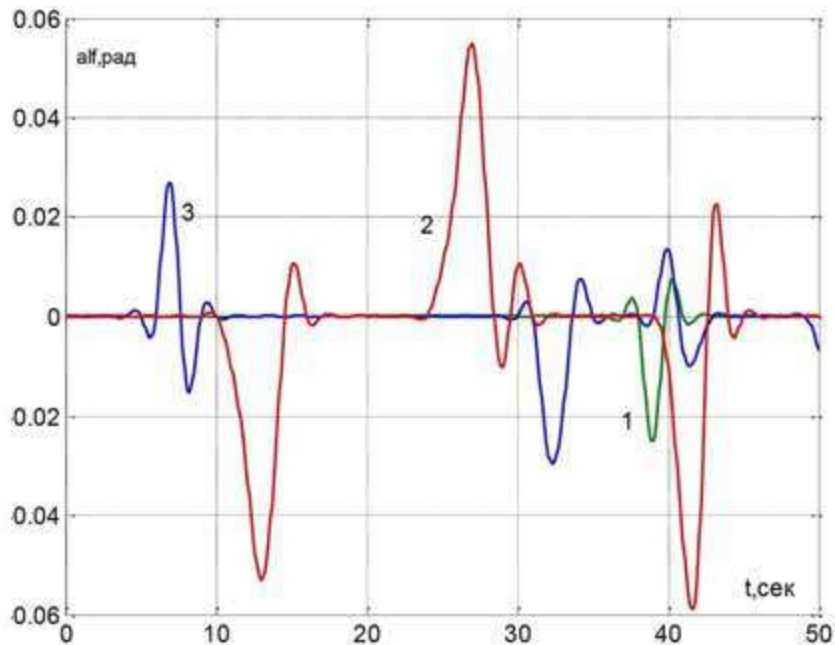


Рис. 4.11 - Графік кутів повороту керованих коліс трактора при заїзді по прямій ділянці

При виборі жорсткості пружного елемента для забезпечення необхідного процесу згасаючих коливань, в разі однакового початкового відхилення знаряддя, графік практичної стійкості досягає свого максимального значення при $\lambda = 1$ [43-46]. Однак в нашому випадку, при збільшенні жорсткості пружного елемента, зменшується і спочатку можлива величина відхилення знаряддя, і графік практичної стійкості матиме вигляд кривої, представленої на рис. 4.12.

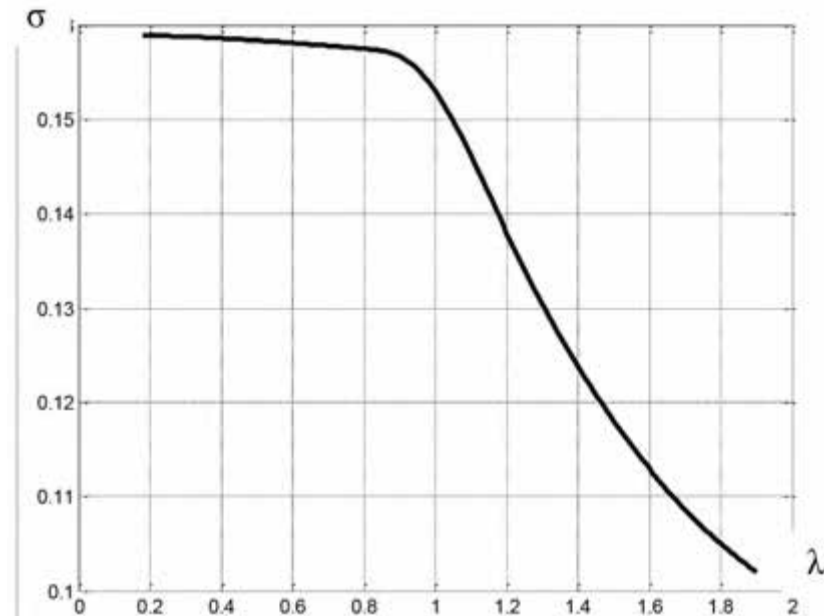


Рис. 4.12 Залежність ступеня практичної стійкості від показника перехідного процесу

При цьому максимальне значення практичної стійкості буде лежати в діапазоні $\lambda \leq 1$ з незначним збільшенням (3-5%) при зменшенні λ . При $\lambda = 2$ приблизно на 30% падає практична стійкість знаряддя, що характеризується збільшенням часу перебування робочого органу в відхиленому стані на відміну від випадку $\lambda = 1$ (рис. 4.12), коли величина практичної стійкості близька до свого максимального значення.

При розгляді залежності коефіцієнта керованості (4.1) від типу перехідного процесу отримаємо графік, зображений на малюнку 4.13, за яким можна виділити найбільш раціональний діапазон параметрів пружного елемента, що забезпечує кероване рух, близьке за своїм значенням до керованості агрегату на холостому ході [47-50].

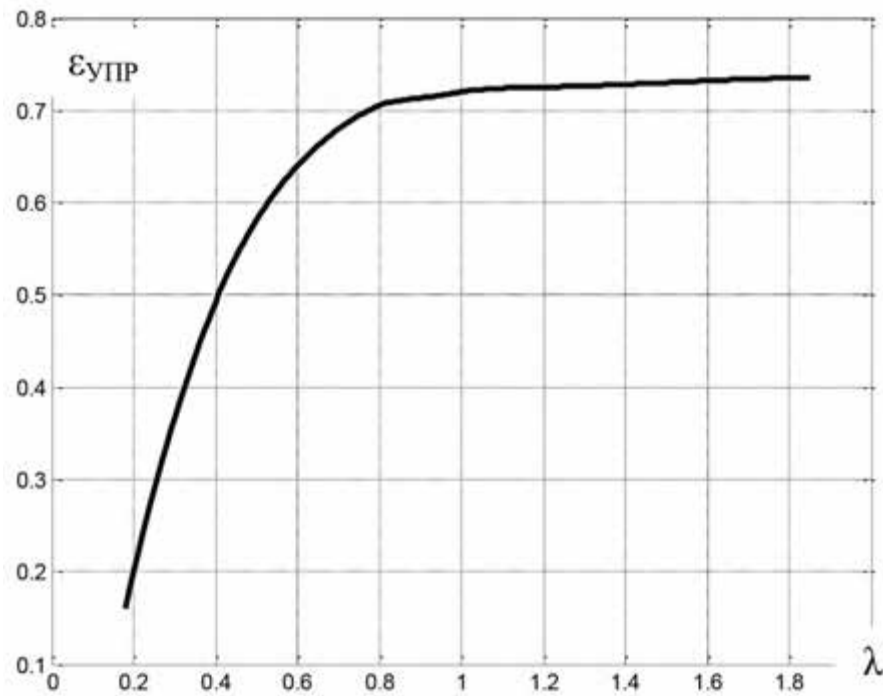


Рис. 4.13 - Залежність коефіцієнта керованості від показника перехідного процесу

У разі, коли $\lambda \rightarrow 1$, практична стійкість падає всього на 3-5% (рис. 4.12), в той час як керованість збільшується до значення, близького до керованості трактора на холостому ході. При подальшому збільшенні показника перехідного процесу до значення $\lambda = 2$ практична стійкість зняряддя падає вже приблизно на 30%, а керованість незначно (не більше 5-6%) збільшується (рис. 4.13).

При виборі параметрів навісного пристрою (жорсткість пружного елемента), найбільш повно задовольняють бажаного процесу руху, побудуємо графік залежності керованості від показника практичної стійкості зняряддя, виключивши параметр, що характеризує тип згасаючих коливань. Отримаємо графік, що дозволяє виділити найбільш раціональне значення керованості в залежності від показника практичної стійкості (рис. 4.14).

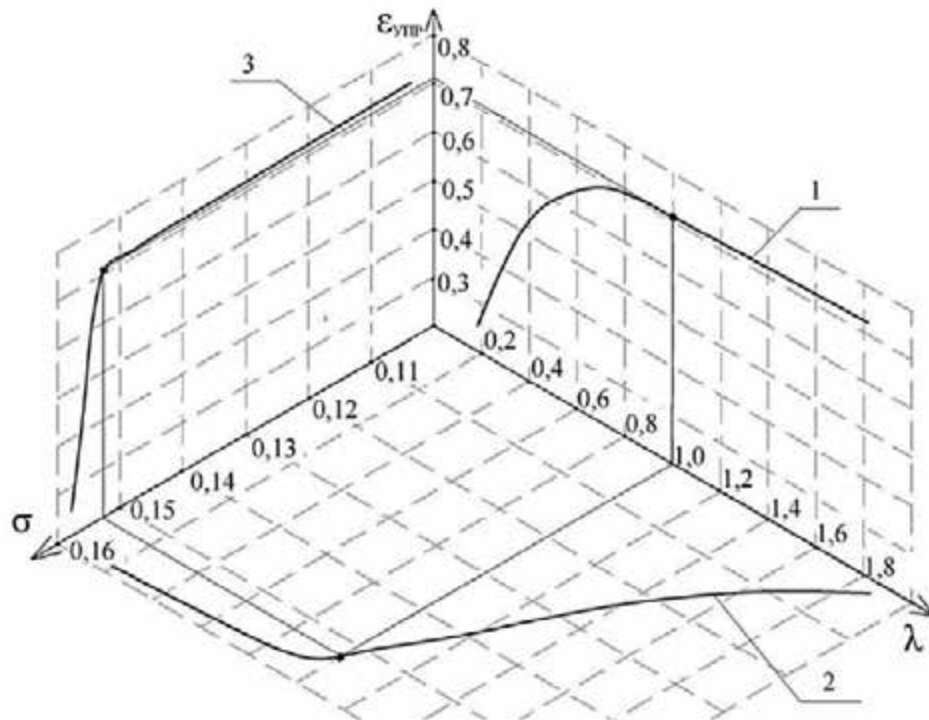


Рис. 4.14 - Графіки, що визначають зв'язок між коефіцієнтами керованості і практичної стійкості зняряддя: 1 - графік залежності коефіцієнта керованості від типу перехідного процесу; 2 - графік залежності коефіцієнта практичної стійкості зняряддя від типу перехідного процесу;
3 - графік залежності коефіцієнта керованості від коефіцієнта практичної стійкості зняряддя

Як видно з графіка, збільшення λ дозволяє збільшити керованість, яка досягає свого максимального значення при $\lambda \approx 1$, і продовжує незначно збільшуватися при подальшому зростанні λ . Однак надмірне зростання λ не тільки призводить до збільшення максимально можливого відхилення зняряддя, а й з'являється ймовірність виходу робочих органів із захисної зони. При цьому збільшується час повернення зняряддя в нейтральне положення (рис. 4.2).

До того ж подальше зростання показника перехідного процесу λ може привести до повної втрати керованості. Це відбувається внаслідок того, що зняряддя починає надмірно відхилятися. Виникає необхідність в

періодичному подруливанні, що супроводжується збільшенням кутів повороту керованих коліс для забезпечення знаходження робочих органів в міжряддях, а це призводить до того, що трактор починає виїжджати за межі захисних зон і може наступити «заламування» знаряддя, внаслідок надмірного його відхилення і неможливості подальшого повернення в нейтральне положення, і, як наслідок цього, неможливість подальшого руху МТА.

Виходячи з вищесказаного, найбільш раціональним значенням показника перехідного процесу, при якому можна забезпечити прийнятну керованість при одночасному збереженні стійкості положення знаряддя, буде значення, близьке до одиниці або дорівнює їй. При цьому мінімальне значення даного показника, при якому можливо кероване рух агрегату, слід вибирати в залежності від кривизни посадок просапних культур (рис. 4.9).

ВИСНОВКИ

1. Розроблено математичну модель руху агрегату в складі трактора і фронтально навішених знаряддя. Визначено зв'язки між поворотом керованих коліс трактора і поворотом фронтально навісного знаряддя.

2. Запропоновано конструкцію навісного пристрою, що забезпечує, з одного боку, стійкість руху фронтального навісного знаряддя, з іншого, підвищує керованість машиннотракторного агрегату яка заснована на можливості повороту знаряддя, з метою зменшення дії сил, що перешкоджають криволінійному руху агрегата.

3. Проведено дослідження трактора з фронтально навішеним знаряддям, які підтвердили адекватність отриманих математичних моделей.

4. За результатами аналізу теоретичних і експериментальних досліджень було встановлено, що пружне з'єднання фронтального знаряддя з трактором дозволяє, з одного боку, забезпечити стійке положення знаряддя щодо трактора, з іншого, зменшити момент опору повороту при русі МТА по криволінійній траєкторії на 35-38% в порівнянні з агрегатом з жорстко закріпленою фронтальною навішуванням. У разі прямолінійного руху стійкість збільшується на 20-25% в порівнянні з рухом трактора з жорстко закріпленим знаряддям.

5. Керованість агрегату з модернізованою системою навішування склала $\varepsilon_{УПРЗ} = 0,72$, що було досить для забезпечення керованого руху в усьому діапазоні експериментальних заїздів. Керованість трактора на холостому ході склала $\varepsilon_{УПР1} = 0,82$. Керованість агрегату з жорстким кріпленням знаряддя склала $\varepsilon_{УПРЗ} = 0,28$. Даний агрегат мав незадовільну керованість, але сам процес руху міг бути можливий або по прямій ділянці гону, або при русі по синусоїді з періодом не менше 45-50 м. При цьому кути повороту керованих коліс МТА знаходилися в межах $\pm 7^\circ$, а кут відхилення культиватора в межах $\pm 3^\circ$, що було досить для забезпечення керованого руху в усьому діапазоні експериментальних заїздів.

6. Дисперсія відхилень робочого органу від заданої траєкторії руху при пружному з'єднанні (рух по синусоїді) становила близько $15,7 \text{ см}^2$, при жорсткому з'єднанні 38 см^2 і при цьому 60% траєкторії руху робочого органу перебував за межами захисних зон. У разі руху по прямій дисперсія відхилень робочого органу від заданої траєкторії руху при пружному з'єднанні - $9,7 \text{ см}^2$, при жорсткому - $6,2 \text{ см}^2$, в той же час дисперсія відхилення центру мас трактора, що рухається з жорстко закріпленим знаряддям склала - $5,9 \text{ см}^2$, а з пружним кріпленням знаряддя - $3,8 \text{ см}^2$, і близька за своїм значенням до показника трактора на холостому ході - $2,9 \text{ см}^2$.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Надикто В. Продуктивність машинно-тракторних агрегатів на основі МЕЗ / В. Надикто // Техніка АПК, 2000, №2.
2. Дем'янчук Т.Р., Олійник В.Є., Хомик Н.І. Механізм повороту малогабаритного навантажувача // Актуальні задачі сучасних технологій: зб. тез доповідей, том I VIII міжнар. наук.-техн. конф. молодих учених та студентів (Тернопіль, 27-28 листопада 2019). – Тернопіль. – ТНТУ, 2019. – С.81-82.
5. Хомик Н.І. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. – Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. – 191 с.
6. Dwyer M., Pearson G. A field comparison of effective performance of two- and four-wheel drive tractors // Journal of agricultural engineering research, 1976, v.21.
10. Чаплинський А.П. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу / А.П. Чаплинський, В.Т. Надикто // Збірник наукових праць ТДАТА. – Мелітополь: ТДАТА. – 2006. – Вип. 35.
11. Надикто В.Т. До питання про тяговий коефіцієнт корисної дії модульного енергетичного засобу / В.Т. Надикто, А.П. Чаплинський // Техніка АПК, 2007, №1–2.
13. Надикто В.Т. Анализ поворотливости машинно-тракторных агрегатов на основе модульных энергетических средств / В.Т. Надикто // Праці ТДАТУ. – Мелітополь: ТДАТУ. – 2005. – Вип. 29.
16. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві / Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005. – 337 с.

21. Калетнік Г.М., Браніцький Ю.Ю. Гунько І.В. Мазур О.В. Генотипні відмінності сортів сої за вмістом та виходом олії для виробництва біодизеля. Сільське господарство та лісівництво. - 2018. - №11. - С. 5-15.

22. Кюрчев В.М. Повороткість МТА на основі орно-просапного трактора / В.М. Кюрчев // Механізація та електрифікація сільського господарства: Міжвідо-мчий тематичний науковий збірник / ННЦ «ІМЕСГ». – Випуск 99. Том 2. – Глева-ха, 2014. – С. 177–185.

23. Масалабов В.М. Дослідження динамічної поворотності двомашинного МТА / В.М. Масалабов, В.Т. Надикто //Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 3.

25. Цуркан О.В., Полева Ю.А., Волинець Є.О., Походай М.В. Особливості конструкції комбінованого змішувача для переробних і харчових виробництв. ВНТЖ «Вібрації в техніці та технологіях». 2016. № 1(81). С. 149–153

26. ЦебенкоБ.М., ХомикН.І. Розподілення конструктивних мас навантажувачаПЕ-0,8Б //XII Всеукраїнська студентська н.-т. конференція «Природничі та гуманітарні науки. Актуальні питання» Збірник тез. Том1. – Тернопіль. –ТНТУ, 2019. – С.88-89.

28. Конвеєрна спіраль-но-гвинтова система транспортування кормів: для студ. ф-ту механізації с.г. М. В. Любін, О. М. Романов, А. В. Грицун.2008.Вінниця: ВДАУ.20 с.

29. Масалабов В.М. Визначення показника режиму поворотності двомашин-ного посівного МТА / В.М. Масалабов // Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2012. – Вип. 2, Т. 5.

30. Твердохліб І.В., Борисюк Д.В., Захарчук С.А., Петрович Є.В. Перспективи розвитку машин для обробітку ґрунту. Всеукраїнський науково-технічний журнал Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2015. Вип. No2(90). С. 5–9.
31. Яцковський В. І. Сучасні методи розрахунків ДВЗ / В. І. Яцковський, І. В. Гунько, О. В. Гуцаленко. – Вінниця, РВВ ВНАУ, 2016.-132 с.
33. Кондратюк Д.Г., Дмитренко В.П., Волошиненко В.М. Математична модель динаміки: середовище-пружний шнек екструдера. Збірник наукових праць ВНАУ. Серія: Технічні науки. 2016. Вип. 1(93). С. 43–47.

34. Пасові передачі. Теорія, розрахунки, конструювання: Навчальний посібник / Павленко В. С., Цуркан О. В., Кравченко І. Є., Любін М. В. Київ : Хай-Тек Прес, 2011. 140 с.
35. Terminology for vehicle directional control and tire characteristics. «SAE Journal», 1964, v. 72, N 2.
36. Культиватор для суцільного і міжрядного обробітку ґрунту до адаптера для мотоблоку «Мотор січ» / І.П. Паламарчук та ін. Всеукраїнський науково-технічний журнал Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. No 3 (95). С. 52–57.
37. Серета Л.П., Шленський О.Б. Технологія смугового обробітку ґрунту «СТРИП-ТІЛ» енергетичні та економічні переваги порівняно з іншими технологіями. Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. No 3(95) С.85–88
38. Kamm, W., Die Seitenführungskraft des gummibereiften Rades bei Antrieb und Bremsung. «Deutsche Kraftfahrtforschung» / W. Kamm, L. Huber O. Dietz. - 1941, Zwischenbericht N 100
39. Гуцаленко О.В., Комаха В.П. Інноваційні технології підготовки майбутніх агрономів в умовах автоматизації сільськогосподарського виробництва. Зб. наук. праць «Сільське господарство та лісівництво». 2012. No 6 (Том 2). С. 193–203.
40. Гунько І.В. Дячинська О.М. Присяжнюк О.І. Імітаційне моделювання селекційного процесу цукрових буряків. Техніка, енергетика, транспорт АПК. - 2018. – №2 (101). – С. 109–116.
41. Полева Ю. А. Оцінка адекватності математичної моделі. Матеріали VII науково-технічної конференції. Перспективи розвитку сільськогосподарської техніки. Вінниця. ВНАУ, 2013. С. 179–180.
42. Випробування автотракторних дизельних двигунів внутрішнього згорання / Анісімов В. Ф., Гунько І. В., Гуцаленко О. В., Музичук В. І., Комаха В. П., П'ясецький А. А., Рябошапка В. В., Кравець С. М.; за ред. В. В. Біліченка, В. М. Пришляка. - Вінниця, РВВ ВНАУ, 2015. - 41 с.

43. Мазур В. А. Гунько І. В. Бабин І. А. Дослідження технологічного процесу внесення рідких добрив у ґрунт. Техніка, енергетика, транспорт АПК. - 2018. - № 2 (101). - С. 5-14.
44. Серета Л.П., Чернявський М.М. Моделювання переміщення ґрунту і розміщення рідких біодобрив у ґрунті після операції внесення плоскоріжучим стрілочастим знаряддям. Всеукраїнський науково-технічний журнал Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2016. №1 (93) С. 112–117.
45. Peters R. Trends in der Kartoffeltechnik / R. Peters // Landtechnik, 2003. - Jg. 58. - H.8. 366-367.
46. Мазур В. А., Гунько І. В., Бабин І. А. Дослідження технологічного процесу внесення рідких добриву ґрунт. Всеукраїнський науково-виробничий журнал Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №2. С. 5–14.
47. Struik P.C. Seed potato technology / P.C. Struik, S.G. Wiersema. - Netherlands: Wageningen Academic Publishers, 1999. - 383 p.
48. Sharma A.P. Design, Development and field evaluation of an oscillatory potato digger / Sharma A.P., Verma S.R., Bomsal A.S. // Agricultural mechanization In Asia, Africa and Latin America. - 1986. - № 17. 60-65
49. Булгаков В.М. Дослідження стійкості руху механічних систем / В.М. Булгаков, О.І. Литвинов // Збірник наукових статей Луцького НТУ. – Луцьк: ЛНТУ, 2006. – Вип. 14.
50. Гунько І.В. Січко Т.В. Ігнатів С.Н. Аналіз особливостей функціонування інтегрованої системи обробки статистичних даних України. Всеукраїнський науково-виробничий журнал Техніка, енергетика, транспорт АПК. 2018. №1(100). С. 129–137