

МІНІСТЕРСТВО АГРАРНОЇ ПОЛІТИКИ УКРАЇНИ
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

На правах рукопису

КУВАЧОВ Володимир Петрович

УДК 631.37+631.3.004.65

**ПІДВИЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ
МАШИННО-ТРАКТОРНИХ АГРЕГАТІВ НА ОСНОВІ
МОДУЛЬНИХ ЕНЕРГЕТИЧНИХ ЗАСОБІВ КЛАСУ 1,4-3**

Спеціальність - 05.05.11 - машини і засоби механізації
сільськогосподарського виробництва

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата
технічних наук

Науковий керівник:
КЮРЧЕВ Володимир Миколайович
кандидат технічних наук, професор

Мелітополь-2009

ЗМІСТ

ВСТУП	5
1. СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ	10
1.1. Аналіз технічної і технологічної спроможності модульних енергетичних засобів класу 1,4-3 у сільськогосподарському виробництві	10
1.2. Вплив коливань МТА на енергетичні та техніко-експлуатаційні показники	15
1.3 Аналіз способів підвищення плавності руху МТА	20
Висновки по розділу, постановка задач досліджень	29
2. ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МТА НА ОСНОВІ МЕЗ У ПОЗДОВЖНЬО-ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ	31
2.1. Загальні положення та припущення, прийняті при моделюванні вертикальних коливань МТА	31
2.2. Математичне моделювання динаміки плоско-паралельного руху енергетичного модуля МТА	37
2.2.1. Розробка динамічної моделі	37
2.2.2. Визначення кінетичної енергії енергетичного модуля ...	40
2.2.3. Визначення потенційної енергії енергетичного модуля .	41
2.2.4. Визначення дисипативної функції розсіювання енергії енергетичним модулем	43
2.2.5. Визначення узагальнених сил	44
2.3. Математичне моделювання динаміки плоско-паралельного руху технологічного модуля МТА	46
2.3.1. Розробка динамічної моделі	46
2.3.2. Визначення кінетичної енергії технологічного модуля ...	46

2.3.3.	Визначення потенційної енергії технологічного модуля	47
2.3.4.	Визначення дисипативної функції розсіювання енергії технологічним модулем	48
2.3.5.	Визначення узагальненої сили	48
2.3.6.	Визначення реакції зв'язку, що зосереджена у миттєвому центрі обертання навісного механізму енергетичного модуля	49
2.4.	Визначення реакції впливу плуга на технологічний модуль ...	49
2.5.	Математична модель динаміки коливань орного МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині	52
2.5.1.	Диференціальні рівняння МТА	52
2.5.2.	Аналітичне розв'язання диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду	55
2.6.	Аналіз плавності руху МТА на основі МЕЗ	60
2.6.1.	Вплив нерівностей шляху на динаміку вертикальних коливань МЕЗ	60
2.6.2.	Вплив коливань тягового опору плуга на плавність руху МЕЗ	62
	Висновки по розділу	64
3.	ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	66
3.1.	Об'єкт і програма експериментальних досліджень	66
3.2.	Планування експериментальних досліджень	71
3.3.	Методика експериментальних досліджень, застосовані прилади та обладнання	74
3.3.1.	Визначення характеристик агрофону	74
3.3.2.	Визначення масово-геометричних і конструктивних характеристик МТА	76
3.3.3.	Визначення тягово-енергетичних показників	78

3.4. Методика обробки експериментальних даних	88
3.5. Методика перевірки математичної моделі на адекватність	91
4. РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ	93
4.1. Дослідження плавності руху орного МТА на основі МЕЗ	93
4.2. Дослідження тягово-енергетичних показників роботи орного МТА на основі МЕЗ	102
4.3. Експлуатаційно–технологічна оцінка роботи орного МТА на основі МЕЗ	108
Висновки по розділу	113
5. ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ МТА НА ОСНОВІ МЕЗ ...	116
5.1. Визначення економічних показників	116
5.1.1. Сукупні витрати	116
5.1.2. Прямі експлуатаційні витрати	116
5.1.3. Питомі інвестиційні вкладення	119
5.1.4. Затрати праці	120
5.2. Визначення показників порівняльної економічної ефективно- сті	122
5.2.1. Річний економічний ефект	122
5.2.2. Річний прибуток	122
5.2.3. Термін окупності додаткових інвестиційних вкладень	122
5.2.4. Річна економія затрат праці	122
5.2.5. Ступінь зміни витрат	123
ВИСНОВКИ	124
ДОДАТКИ	126

ВСТУП

Актуальність теми. Збільшення обсягу виробництва сільськогосподарської продукції обумовлене підвищенням продуктивності механізованих робіт і зменшенням енергетичних витрат на їх виконання. Розв'язання таких задач можливе лише на основі використання відповідної мобільної енергетичної бази, основу якої складає тракторна енергетика.

Відсутність у нашій країні тракторів кількох тягових класів відкриває перспективи розвитку модульних енергетичних засобів (МЕЗ) перемінного тягового класу. Одним із них є МЕЗ тягового класу 1,4-3, який складається із енергетичного (ЕМ) і технологічного (ТМ) модулів.

У якості енергетичного модуля виступає універсально-просапний трактор тягового класу 1,4. В Україні такі трактори нині випускають Південний машинобудівний завод (ПМЗ, м.Дніпропетровськ) і ВАТ «Укравтозапчастинна» (м.Київ).

Технологічний модуль представляє собою додатковий міст з активним приводом коліс, оснащений необхідним технологічним обладнанням (навісним механізмом, валом відбору потужності, сидельним пристроєм тощо).

Вказаний вище МЕЗ може розвивати тягове зусилля від 14 (один ЕМ) до 30 кН (ЕМ разом з ТМ), що дає можливість експлуатувати його зі шлейфом машин для тракторів трьох тягових класів: 1,4; 2 і 3.

Вітчизняними вченими розроблена і апробована система агрегування модульних енергетичних засобів, зокрема і МЕЗ перемінного тягового класу 1,4-3. В процесі випробувань агрегатів на основі цього енергозасобу була виявлена проблема плавності їх руху. З практики ж відомо, що незадовільна динаміка переміщення МТА у поздовжньо-вертикальній площині значно погіршує техніко-експлуатаційні показники їх роботи. Зокрема, збільшення енергетичних витрат сягає 4 – 12%; витрати палива підвищуються на 10 – 15 %; зменшуються продуктивність роботи на 15%, міжремонтний наробіток -

на 15 – 20%, а собівартість сільськогосподарських технологічних операцій зростає на 25 – 30%.

У зв'язку з цим актуальною є проблема підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ шляхом дослідження динаміки його плоско паралельного руху у поздовжньо-вертикальній площині.

Проведені до цього часу дослідження не дають практичних рекомендацій щодо суттєвого підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3. А динаміка плоско-паралельного руху модулів МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині в результаті демпфірування коливань детально не розглядалася.

Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.

Дослідження, що склали основу дисертаційної роботи, виконувалась в Таврійській державній агротехнічній академії (м. Мелітополь) відповідно до планів наукових досліджень за підпрограмою 1.1 “Розробити та перевірити в умовах півдня України комплекси машин на основі нових енергетичних засобів” (державний реєстраційний номер №0106U001219), яка є складовою науково-технічної програми №1 “Розробка наукових систем, технологій і технічних засобів для забезпечення продовольчої безпеки південного регіону України”.

Мета та задачі досліджень.

Метою дисертаційної роботи є підвищення техніко-експлуатаційних показників агрегатів на основі МЕЗ шляхом покращення плавності їх руху.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку розробленої **робочої гіпотези**, згідно з якою зменшення амплітуди вертикальних коливань агрегатів на основі МЕЗ можна забезпечити раціональним дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму його енергетичного модуля.

Для досягнення поставленої мети вирішувалися наступні **задачі теоретичних та експериментальних досліджень**.

1. Встановити аналітичний зв'язок показників жорсткості в'язкопружного з'єднання модулів МЕЗ з параметрами гідросистеми заднього навісного механізму його енергетичного модуля.

2. Розробити математичну модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині і на її основі теоретично дослідити:

- вплив дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на частотні характеристики його вертикальних коливань;

- вплив коливань тягового опору сільськогосподарського знаряддя на частотні характеристики вертикальних коливань енергетичного модуля МЕЗ.

3. Експериментально оцінити вплив дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на ймовірнісні і кореляційно - спектральні характеристики плавності руху та тягово-енергетичні і техніко - експлуатаційні показники орного агрегату на його основі.

4. Провести експлуатаційно-технологічну оцінку орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 і визначити техніко-економічну ефективність підвищення плавності його руху.

5. Розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору раціональних параметрів в'язкопружного з'єднання енергетичного та технологічного модулів МЕЗ.

Об'єкт досліджень – процес функціонування машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ з в'язкопружним зв'язком його енергетичного та технологічного модулів, як складових єдиної динамічної системи.

Предмет досліджень – закономірності впливу параметрів жорсткості з'єднання модулів МЕЗ на плавність руху машинно-тракторного агрегату.

Методи досліджень. Синтез параметрів зв'язку модулів МЕЗ здійснювали шляхом моделювання на ЕОМ умов його функціонування у складі орного агрегату. Математична формалізація досліджуваного процесу базувала-

ся на положеннях теоретичної механіки, статистичної динаміки, частотних методах теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відпрацюванні ними статистично-випадкових збурювальних впливів.

Експериментальні дослідження базувалися як на загальноприйнятих стандартних, так і на розроблених оригінальних методиках із застосуванням тензометричного, вібрографічного обладнання із записом реєстрованих сигналів на ЕОМ за допомогою аналогово-цифрового перетворювача. Обробку результатів експериментів здійснювали на ЕОМ із використанням теорії ймовірностей і кореляційно - спектрального аналізу.

Наукова новизна результатів досліджень.

1. Встановлено взаємозв'язок конструктивних параметрів заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ з коефіцієнтом опору дроселювання його гідросистеми.

2. Розроблено математичну модель, яка дозволяє підвищити плавність руху МТА на основі МЕЗ шляхом оптимізації жорсткості з'єднання його енергетичного та технологічного модулів.

3. Виявлено нові закономірності впливу параметрів дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на характеристики вертикальних коливань МТА.

Практичне значення результатів досліджень.

Основне практичне значення результатів досліджень полягає в підтвердженні гіпотези щодо техніко-економічної доцільності блочно-модульного агрегування та конструювання МТА, в яких модулі з'єднуються в'язкопружним зв'язком.

Результати експериментальних досліджень та практичні рекомендації передані до відділу Головного конструктора ВАТ "Харківський тракторний завод ім. С.Орджонікідзе" для використання під час модернізації та розробки нових моделей тракторів тягово-енергетичної концепції. Орний агрегат на основі МЕЗ, налаштований згідно з вимогами практичних рекомендацій, пе-

ревірено в приватному підприємстві “Єськова” і ДП «Лазурне» (Запорізька обл., Мелітопольський р-н). Матеріали досліджень впровадженні у навчальному процесі ТДАТУ.

Особистий внесок здобувача.

Всі основні результати дисертаційної роботи отримані автором особисто. У роботах, опублікованих у співавторстві, автору належать такі ідеї та розробки:

- розроблено адекватну математичну модель плоско-паралельного руху МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині, проведено аналіз амплітудно-частотних та кореляційно-спектральних характеристик [118];
- розроблено нові способи підвищення плавності руху та забезпечення сталої прохідності МТА на основі МЕЗ [132, 149];
- обґрунтовано методику оцінки плавності руху мобільних енергетичних засобів для визначення динамічних характеристик вертикальних коливань, удосконалено методику оцінки нерівностей профілю ґрунтово-дорожніх фонів [159, 164].

Апробація результатів досліджень.

Основні результати дисертаційної роботи викладено в доповідях на науково-технічних конференціях професорсько-викладацького складу Таврійського державного агротехнологічного університету (м. Мелітополь, 2005-2008 рр.), міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Мелітополь, 2006 р.), міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (ХНТУСГ, м. Харків, 2007 р.).

Публікації. Основні результати досліджень опубліковані у 9 наукових працях, із яких два деклараційних патенти України на корисну модель.

Структура і обсяг дисертації.

Дисертація складається із вступу, 5 розділів, загальних висновків, додатків та списку використаних джерел. Обсяг основного тексту дисертації становить 115 сторінок. Дисертація містить 7 таблиць, 45 ілюстрацій і 169 посилань.

РОЗДІЛ 1

СТАН ПИТАННЯ, МЕТА І ЗАДАЧІ ДОСЛІДЖЕНЬ

1.1. Аналіз технічної і технологічної спроможності модульних енергетичних засобів класу 1,4-3 у сільськогосподарському виробництві

Збільшення обсягу виробництва сільськогосподарської продукції пов'язано з підвищенням продуктивності механізованих робіт і зменшенням енергетичних витрат.

Можливості енергетичних засобів класичної тягової концепції та МТА на їх основі майже вичерпані. У роботах [1-12] відмічається, що ріст маси і потужності тракторів не викликає адекватного підвищення ефективності праці та збільшує шкідливий вплив МТА на ґрунт; застосування самохідних машин і комбайнів суперечить ресурсозаощаджувальній спрямованості розвитку технологій с.-г. виробництва, через низький рівень універсальності і невеликій річній зайнятості цих машин; ріст продуктивності праці напряду приводить до підвищення енергоємності, матеріалоємності й витрат і т.д.

Тому, новий підхід до створення техніки на основі блочно-модульного проектування найкращим чином відповідає сучасним вимогам, сприяючи рішенню базових проблем механізації польових робіт [6, 13-43].

В напрямку технології виробничих робіт – це суттєве підвищення продуктивності МТА, універсальності і річній зайнятості тракторів і самохідних с.-г. машин, а також зниження шкідливого впливу МТА на ґрунт [44-54].

В напрямку підвищення технічного рівня техніки – це зменшення матеріалоємності, питомої витрати палива та вартості машини на одиницю виконуваної роботи, підвищення уніфікації [40, 55-63].

НАТІ і ДСКБ Мінського тракторного заводу вперше розробили й застосували систему побудови енергетичного засобу, яку назвали блочно-модульною [1]. Її суть у тім, що трактор тягово-енергетичної концепції ком-

плектують із транспортно-технологічним модулем, легко з'єднуваним та від'єднуваним від нього.

Такій концепції модульних енергетичних засобів (МЕЗ) відповідають конструкції відомих зразків [1,2,5,20,30,36,58,64-76]. Їх основу складає енергетичний модуль, в якості якого використовується трактор, який стикується з технологічними модулями. Останній оснащений механізмами для з'єднання з сільськогосподарськими знаряддями, ємностями для технологічних матеріалів, валом відбору потужності і активно-приводними колесами, системою гальмування тощо.

В останні часи на міжнародних науково-технічних виставках, як вітчизняних, так і закордонних, широко представляються технологічні модулі МЕЗ. Так, на міжнародній виставки "Агро-2006" (м. Київ), був представлений технологічний модуль МЕЗ класу 1,4-3. Проведені випробування представленого зразка технологічного модуля МЕЗ у ПФ ННЦ "ІМЕСГ" (м. Якимівка) на оранці з плугом ПЛН-4-35 показав [28,67,68,], що змінна продуктивність нового агрегату на 31,7% більша, а питомі витрати палива – на 20% менші у порівнянні з аналогічними показниками для базового орного МТА у складі трактора МТЗ-80 і плуга ПЛН-3-35.

На VII Московському міжнародному салоні інновацій і інвестицій [64] (салон проходив з 7 по 10 лютого 2006 р) також був представлений експонат тягово-технологічного модуля для МТА на базі колісних тракторів класу 1,4-2. Конструкція його представляє собою візок з колесами, що навішується на задню навіску тракторів МТЗ-80/82 та МТЗ-1221, оснащену гідронавісним обладнанням. Випробування дослідного зразка на оранці показали [64] підвищення на 30% продуктивності орного агрегату і зменшення на 16% погектарної витрати палива за рахунок покращення тягово-зчіпних характеристик.

На рис. 1.1 представлено загальний вид трактора класу 1,4 в сполученні з транспортно-технологічним модулем до нього, що і є МЕЗ класу 1,4-3.

Вирішенню фундаментальних проблем, пов'язаних з використанням

агрегатів блочно-модульної побудови у сільськогосподарському виробництві були присвячені роботи В.Т.Надикти, Г.М.Кутькова, В.М.Кюрчева, О.Л.Красніченка, В.Д.Черепухіна, В.В.Рославцева, Є.В.Габая, В.І.Іваніцького, О.Т.Мельника, В.Г. Євтенка, А.Т.Лебедева, В.О. Улексіна та ін. [3,5,8,9,33-35,40,48,50-53,59-61,63,66-68,77-83].

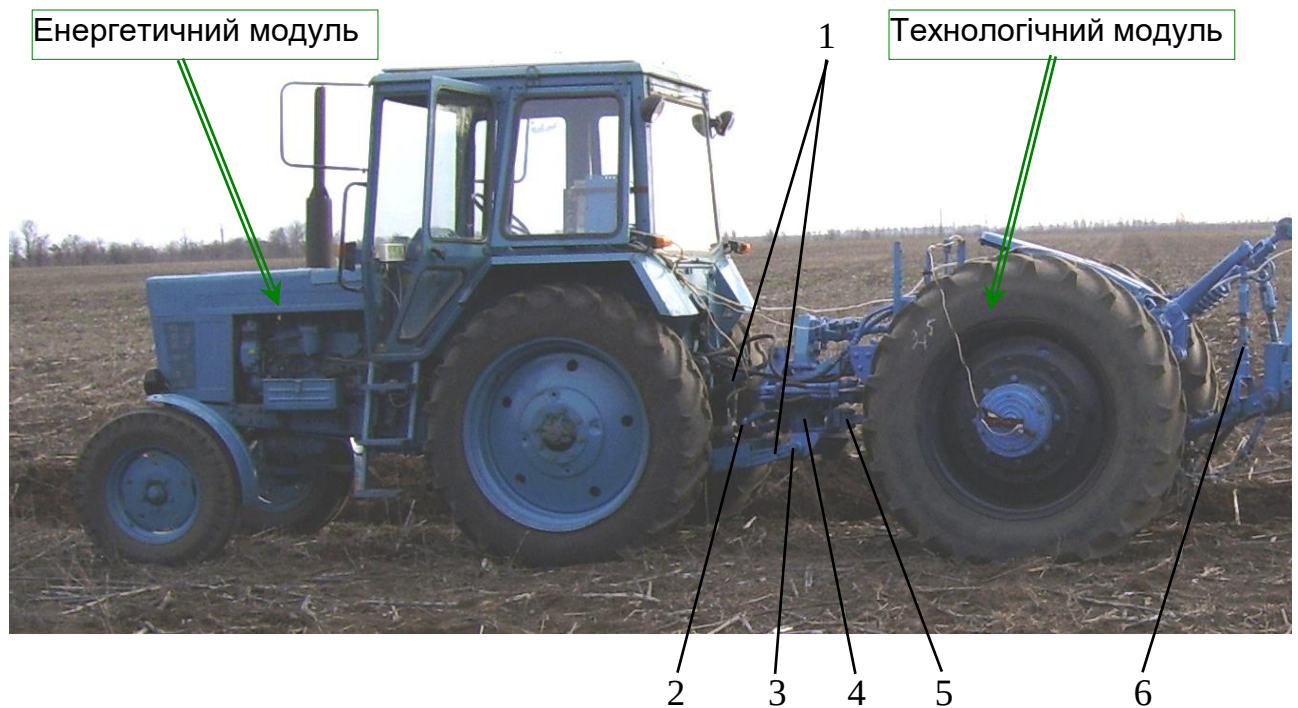


Рис. 1.1. Модульний енергетичний засіб класу 1,4-3:

1- тяги навісного механізму; 2- вал від ВВП трактора; 3- шарнірне з'єднання енергетичного модуля з технологічним; 4- редуктор; 5- вал приводу коліс технологічного модуля; 6- навісний механізм технологічного модуля.

На цей час ефективність МЕЗ доведена багатьма дослідницькими організаціями [1,28,56,61,64,66,68,77,78,84,]. Так, з метою виявлення впливу технологічної частини агрегату з активним приводом коліс на тягово-зчіпні й енергетичні показники МЕЗ, науковці проводили порівняльні випробування тракторів класу 1,4 та 2,0 з технологічним модулем і трактором класу 3 (Т-150К) (табл. 1.1).

За даними цих досліджень, на стерні колосових (див. табл. 1.1) при включенні до складу енергетичного засобу технологічного модуля його сила

тяги, що відповідає буксуванню на рівні 15% - збільшилася на 43%, а на рівні 30% - на 49%. Де буксування на рівні 15% відповідає приблизно середньому значенню буксування трактора з усіма ведучими колесами при виконанні операцій з основного обробітку ґрунту, а на рівні 30% - це максимально припустиме буксування для колісних тракторів по стандарту. Сила тяги МЕЗ класу 1,4-3 на полі, що підготовлене до сівби, перевищує силу тяги трактора Т-150К на 20% при буксуванні на рівні 15% і на 10% - на рівні 30%. Наведені дані свідчать про те, що при однаковій силі тяги буксування ведучих коліс трактора Т-150К на стерні більше в порівнянні з МЕЗ.

Таблиця 1.1-

Порівняльні тягові показники трактора Т-150К і МЕЗ класу 1,4-3

Тяговий показник	Т-150К	МЕЗ кл.1,4-3
Потужність двигуна, кВт	123,4/124,5	114,6/117,6
Експлуатаційна маса, кг	8100	8350
Максимальне значення тягової потужності, кВт ¹	76,6/90,1	67,4/78,0
Максимальне значення умовного тягового ККД ¹	0,621/0,724	0,588/0,663
Сила тяги, кН, при буксуванні		
15%	32/39	34,5/47,0
30%	39/48	41,5/53,0

¹Примітка. В чисельнику вказані значення показників на полі, що підготовлене до сівби, в знаменнику – на стерні колосових

За даними [1], сила тяги МЕЗ на стерні колосових, що відповідає максимальній тяговій потужності, склала 32 кН і 34 кН при зчіпній вазі 75,8 кН і 80,85 кН. Отже, коефіцієнт використання ваги МЕЗ декілька відмінний від тракторів відповідного класу, і складає близько 0,42.

Загалом, зростання тягових показників МЕЗ класу 1,4-3 відбувається швидше росту маси, що свідчить про його більш високі тягові властивості в

порівнянні з трактором Т-150К.

Крім відзначеного ефекту підвищення тягово-зчіпних властивостей МЕЗ із збільшенням числа ведучих коліс підвищуються зчіпні властивості рушіїв, за рахунок збільшення загальної площі їхнього зчеплення з ґрунтом [52]. Ця властивість проявляється на всіх типах ґрунтів і ґрунтових фонів.

Слід зазначити, що в більшості випадків випробувань МЕЗ на всіх фонах, зафіксоване підвищення тягового ККД на 6 – 8 % [1].

Вищевикладені результати досліджень МЕЗ та роботи проф. В.Т. Надикто, щодо модульних енергозасобів класу 1,4-3 [66] яскраво свідчать про те, що практична реалізація такого напрямку у с.-г. машинобудуванні дозволить створювати агрегати, які забезпечують виконання практичного всього комплексу с.-г. робіт в діапазоні тягових зусиль від 14 до 30 кН, та зменшують руйнуючий вплив рушіїв МЕЗ на ґрунт, збільшують продуктивність праці і зменшують питому витрату палива. Проведенні випробування МЕЗ класу 1,4-3 в науково-дослідному інституті механізації землеробства півдня України (НДІ МЗПУ, м. Мелітополь, ТДАТУ) дозволяють зробити висновок про те, що вказаний енергетичний засіб може агрегатуватися зі шлейфом с.-г. знарядь, які використовуються з тракторами класу 3.

Але, багаторічний досвід використання МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 вказує на не до кінця розкритий потенціал таких агрегатів. Це стосується підвищення праці і зменшенні витрати палива. Наприклад, по даним [1], швидкості, що відповідають максимальному ефекту на стерні і полі, що підготовлене під посів, складають для МЕЗ - 7,8 і 9,7 км/ч. Це можна пояснити незадовільністю плавності руху МЕЗ класу 1,4-3.

Дійсно, дослідженнями [85,86] (НДІ МЗПУ, м. Мелітополь, ТДАТУ) виявлена проблема незадовільності їх плавності руху. Оскільки, більшість серійних марок тракторів МТЗ, ЮМЗ класу 1,4 не підресорені. Основними пристроями, що захищають їх від динамічних впливів нерівностей профілю агрофонів, є тільки шини. Що приводить до високої амплітуди поступальних

вертикальних коливань (підскакування) мостів модулів МЕЗ.

Розглянемо шкідливий вплив коливань засобів тягово-енергетичної концепції в складі МТА на енергетичні та техніко-експлуатаційні показники більш детально.

1.2 Вплив коливань МТА на енергетичні та техніко-експлуатаційні показники

В процесі робочого руху, особливо по стерні, на МТА передаються поштовхи і удари, які викликані нерівностями агрофону, нерівномірністю тягового опору машин та іншими факторами [87]. В загальному вигляді енергетична і технологічна частини МТА здійснюють при цьому поступові вертикальні (підскакування) взаємозалежні переміщення. Вказаний зв'язок здійснюється через нижні і центральну тяги заднього навісного механізму енергетичного засобу. З теорії трактора відомо [87], що головний вплив на плавність руху та фізіологічний стан водія роблять два види коливань: поступальні вертикальні (підскакування) і кутове поздовжні (галопування). Основними пристроями, що захищають МТА від динамічних впливів нерівностей профілю агрофонів, і які зводять коливання й вібрації до допустимого рівня, є підвіска та шини.

В свою чергу, плавність руху залежить від мікрорельєфу поверхні, майстерства водія, від компоновки агрегату, типу ходових органів, швидкості руху, невідновженості деталей, нерівномірності їх обертання.

Плавність руху МТА - один з важливих експлуатаційних показників. Плавність руху оцінюють по впливу коливань (поступальних вертикальних і кутових поздовжніх), головним чином, на фізичний стан і здоров'я людини (ГОСТ 12.1.012-90 [88], ГОСТ 12.1.049-86 [89], ГОСТ 26187-86 [90] та інші). Водночас, є і інші важливі показники роботи машини, що залежать від плавнос-

ті руху: тягово-динамічні показники, продуктивність, агротехнічні якості виконуваної операції, безпека руху, довговічність і економічність роботи агрегату.

Дослідження плавності руху мобільних енергетичних, транспортних засобів та МТА з метою покращання їх динамічних характеристик, а також коливань вібросистем наведені у роботах Р.В. Ротенберга, А.Д. Дербаремдикера, В.Я. Аніловича, А.Г. Жутова, В.Е. Степанова, І.Ф. Бородіна, А.Н. Площадкова, С.С. Дмитриченко, Д.А. Попова, А.М. Кожуханцева, О.Л. Красніченко та іншими науковцями [1,63,91-98].

В результаті досліджень отримана залежність між величиною зниження енергетичних показників МТА, рівнем вібронавантаженості і параметрами його коливальної системи [95]. Зокрема встановлено, що вертикальні коливання агрегату прямопропорційно приводять до зміни динамічного радіуса коліс:

$$\sigma_{r_k} = \sigma_{z_4} \frac{M[(L-l_i)^2 + \rho^2]}{L^2 c} \cdot \left(\frac{cm}{k^2 + cm} \right)^{0.5}, \quad (1.1)$$

де σ_{r_k} - середнє квадратичне значення зміни динамічного радіуса колеса;

σ_{z_4} - середнє квадратичне значення вертикального прискорення;

M, m – маса МТА та коліс;

L – база трактора;

l_i – відстань від осі колеса до центра ваги МТА;

ρ - радіус інерції МТА в поздовжньо-вертикальній площині;

c, k – коефіцієнти жорсткості та опору шини колеса.

Зміна динамічного радіуса коліс, а разом з ним і зчіпної ваги агрегату, визначають нерівномірність моменту на полувісях коліс, що в свою чергу визначає змінну складову моменту опору на валу двигуна. Кутова швидкість обертання вала двигуна від рівня вібронавантаженості МТА при цьому зменшується на 10...25 с⁻¹ [95]. Перемінний момент опору на валу двигуна, в силу нелінійності його швидкісної характеристики, приводить до неповного використання потужності двигуна і зниженню енергетичних витрат на 6...18 кВт від рівня його вібронавантаженості [95,99,100]. А зменшення поступаль-

ної швидкості руху МТА при цьому досягає до 0,4 м/с, що на пряму відображається на зменшенні продуктивності праці.

Вертикальні коливання МТА вкрай негативно впливають на стан його деталей і вузлів [101,102]. Так, в результаті впливу коливань міжремонтний наробіток МТА зменшується на 15 - 20%, а собівартість технологічних операцій збільшується на 25 - 30% [101].

Особливістю плавності руху МТА на основі МЕЗ є те, що кутовими коливаннями технологічного модуля (у силу їхньої малості в порівнянні з вертикальними) можна зневажити [5,82]. А за рахунок ефективності зчіпного пристрою галопування енергетичного модуля МЕЗ значно менше впливає на техніко-експлуатаційні показники роботи МТА, чим поступальні вертикальні коливання [5,82]. Саме вони і представляють великий інтерес при роботі МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3.

Актуальність плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 викликана тим, що енергетичний модуль агрегату призначений здебільшого для виконання універсально-просапних робіт. При використанні МЕЗ на оранці профіль агрофону є куди більш суттєвим збурюючим фактором у коливальному процесі МТА. Значні коливання МЕЗ у вертикальній площині погіршують умови роботи тракториста, знижують надійність й зменшують продуктивність роботи агрегату. Потрапив в область шкідливого впливу, тракторист вимушений суб'єктивно, на підставі власного відчуття, знижувати інтенсивність коливань агрегату шляхом зменшення швидкості руху.

До недоліків МЕЗ класу 1,4-3 в складі серійних тракторів МТЗ, ЮМЗ, ХТЗ слід віднести те, що вони зовсім не підресорені (табл. 1.2) [103,104].

Коливання від динамічних впливів нерівностей профілю агрофонів амортизуються тільки шинами коліс, що не може забезпечити регулювання пружних і демпфіруючих характеристик при роботі, а це приводить до високої амплітуди поступальних вертикальних коливань (підскакування) мостів модулів МЕЗ. Аналіз аналітично опрацьованої інформації та теоретичних ви-

кладок [5,82,94,105] свідчить, що в робочому діапазоні частот 1,7 – 3 Гц, або 8,8 – 18,8 с⁻¹ експлуатації МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 критична тривалість дії вібронавантаження не повинна перевищувати 1 хв для припустимої втомлюваності водія (див. рис. 1.2). Але, саме в цьому діапазоні частот зосереджується 90% спектральної щільності коливань модулів МЕЗ у вертикальній площині [5,82].

Таблиця 1.2 -

Технічні данні систем підресорювання серійних сільськогосподарських колісних тракторів класів 1,4 та 2

Модель	Схема ходової системи	Система підресорювання	Особливості конструкції			
			Підвіска	Пружний елемент	Гаситель коливань	Направляючий пристрій
ХТЗ-121 ХТЗ-16131 ХТЗ-16331	4К46	Передня	Залежна	Відсутнє	Відсутнє	Мостового типу баланси́рне з повздовжньою віссю качання, поворотним кулаком-шворнем
МТЗ-82 та модифікації	4К2	Передня	Незалежна з індивідуальним підресорюванням коліс і баланси́ром моста	Гвинтова пружина	Відсутнє	Поворотна цапфа-кулак моста з повздовжньою віссю качання
ЮМЗ-6 та модифікації	4К2	Передня	Залежна	Відсутнє	Відсутнє	Поворотна цапфа-кулак моста з повздовжньою віссю качання

Численні рекомендації і пропозиції, які існують на цей час по вибору схеми і параметрів блочно-модульних агрегатів, виходячи із впливу на траєк-

торні, енергетичні, експлуатаційно-технологічні, агротехнічні і економічні показники [5,66,77,78,80,81, 91,106,-114] не розглядають проблему впливу жорсткості з'єднання технологічної частини агрегату з енергетичною на характеристики його коливань.

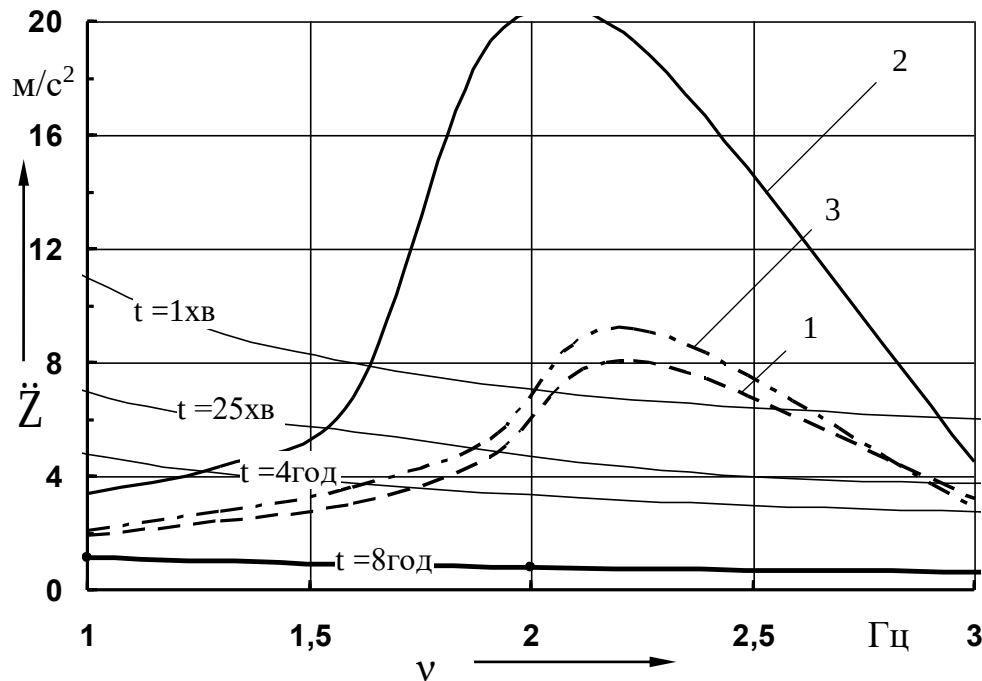


Рис. 1.2. Прискорення вертикальних коливань модулів МЕЗ класу 1,4-3 та межі тривалості роботи до рівня стомлюваності тракториста [5,82,94,105]:

- 1 – передній, 2 – задній мости енергетичного модуля;
- 3 – міст технологічного модуля.

Реальна оцінка ефективності використання МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА може бути отримана лише тоді, коли буде забезпечена задовільна плавність його руху. Недостатньо строгий підхід до вирішення цього питання може негативно позначитися на цілу низку експлуатаційних показників, які визначають в остаточному підсумку продуктивність роботи, питомі витрати палива, матеріальні витрати і трудомісткість виконання агротехнічних операцій.

В реальних умовах експлуатації характер функціонування агрегатів на основі МЕЗ в більшій мірі буде залежати від ступеня взаємодії енергетичного і технологічного модулів між собою.

Науковий досвід математичного описання динаміки руху МТА взагалі не відображає взаємозалежності жорсткості в'язкопружного з'єднання технологічної частини агрегату з енергетичною на характеристики коливань самого агрегату [79,83,92,96,112,115-128].

В загальному виді силова взаємодія енергетичного модуля з технологічним у поздовжньо-вертикальній площині розглянута в [98].

В той же час, методи досліджень плавності руху в більшості випадків спрямовані на визначення середньо квадратичних величин параметрів вібронавантаженості, які є інтегральними критеріями у певних діапазонах частот. Якісний аналіз структури і зв'язаності коливальних процесів, що відносяться до різної жорсткості з'єднання енергетичної частини з технологічною, при дослідженні вібронавантаженості динамічних систем зовсім не приводяться. Це ускладнює вибір систем віброзахисту МЕЗ на стадії проектування і шляхів вдосконалення існуючих конструкцій при підвищенні їх плавності руху.

Дійсний стан справ потребує детального дослідження динаміки руху МЕЗ в складі МТА у поздовжньо-вертикальній площині. Але, для вирішення такої задачі потрібно розробка відповідного математичного апарату. Тим більше, що наявність технологічного модуля в складі МТА на основі МЕЗ суттєво впливає на його плавність руху.

1.3. Аналіз способів підвищення плавності руху МТА

Недосконалість сучасних системи підресорювання енергетичних засобів (див. табл. 1.2) стимулює пошук нових методів зменшення вертикальних коливань при їх русі.

Протягом багатьох років поліпшення плавності руху агрегатів досягалося шляхом удосконалювання конструкції підвіски. В результаті досліджень, проведених такими вченими, як Р.В. Ротенберг, А.Д. Дербаремдикер,

В.Я. Анілович, А.Г. Жутов, S. Drabant, I. Dana, Y. Eugen, J. Leyonhielm отримані певні успіхи щодо питань, пов'язаних зі створенням конструкцій, які забезпечують достатньо високий рівень плавності руху мобільних машин [1,93,94,129-135,142].

Значні наукові та практичні результати отримали В.Я. Анілович, Г.М. Кутьков [1]. Велика заслуга належить В.Я. Аніловичу, який розробив теорію підресорювання машинно-тракторних агрегатів та запропонував конструкцію підвіски з механічним дискретним регулюванням жорсткості.

В останні роки в Україні захистили дисертаційні роботи з проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демпферувальних елементів систем підресорювання колісних машин та МТА - І.С. Керницький, В.М. Пивоварчик, М.В. Дячук, П.П. Рожков та ін.

В останні роки в Україні захистили дисертаційні роботи в напрямку проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демпфірувальних елементів систем підресорювання колісних машин та МТА, з метою підвищення їх плавності руху: І.С. Керницький, В.М. Пивоварчик, М.В. Дячук, П.П. Рожков [120,121,138,139] та ін. Детально дослідженнями динаміки плоско-паралельного руху машинно-тракторних агрегатів на основі МЕЗ класу 1,4-3 у поздовжньо-вертикальній площині займалися В.Т.Надикто та В.М.Кюрчев [5,66,82].

Існуючи питання підвищення плавності руху МТА традиційно вирішувалися демпфіруванням самих коливань, за рахунок вдосконалення систем підресорювання.

В Україні, Росії та за кордоном активно ведуться роботи по створенню регульованих і нерегульованих пневматичних і гідропневматичних систем підресорювання МТА. Питання, що пов'язані з вивченням коливальних процесів та підресорюванням в цілому і, зокрема з покращанням експлуатаційних властивостей підвісок та демпферувальних пристроїв різних типів, знай-

шли достатньо повне відображення в науково-технічній літературі, наприклад в [97,129,101,131,133-135,137,138,140- 146].

Аналіз останніх досліджень показав, що пропонуються різноманітні конструкції пневмогідравлічних пружних елементів із стабілізуючим гідروциліндром [73,131,134], еластичні підвіски [133,141], механічні підвіски із шарнірно з'єднаних важелів [142,144,145], комбіновані підвіски [143] та інші, які дозволяють підвищити продуктивність, зменшити витрату палива МТА і покращити умови роботи водія.

Але, використання в системі підресорювання МТА пневматичних пружних елементів з гумовокордними оболонками [138,143] характеризуються дуже низькими демпфувальними властивостями, що викликає потребу установки значно потужніших гідравлічних амортизаторів, ніж в ресорних підвісках.

Окрім зазначених способів вирішення даної проблеми перспективними можуть виступати пневматичні демпфери, які здатні суттєво зменшити навантаженість роботи гідравлічних амортизаторів. А у випадку раціонального проектування і задавання оптимальних характеристик - повністю замінити гідравлічні амортизатори [137,140].

Загалом, в результаті розгляду різноманітних систем підресорювання та їхніх робочих процесів, з метою підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3, виникає необхідність установки спеціальних гідро-пнеумомеханічних пружних елементів, наприклад таких, які мають відносно невелику відновлювальну силу в положенні статичної рівноваги і забезпечують інтенсивне наростання відновлювальної сили при визначених деформаціях підвіски. Але, реконструкція систем підресорювання на серійних тракторах класу 1,4 це конструктивно складна та дорога річ, яка ускладнює конструкцію ходової частини та знижує її надійність. При цьому повністю уникнути вертикальні коливання практично неможливо, внаслідок того, що в реальних умовах експлуатації характеристики агрофону мають випадковий характер.

Також, на відміну від недавнього минулого, коли підвищення ефективності демпфірування в підвісці зв'язувалося з удосконалюванням її конструкції в цілому й окремих елементів зокрема, у теперішній час перспективним напрямком стало створення мікропроцесорних систем автоматичного керування підвіскою [101]. Досвід створення й експлуатації таких підвісок довів їхню доцільність при роботі машин у широкому діапазоні швидкостей в різних польових і дорожніх умовах. В той же час стало очевидно, що запровадження мікропроцесорних систем автоматичного керування підвіскою в умовах сільськогосподарського виробництва не виправдали повною мірою пов'язаних з ними надій. Як показує аналіз досліджень [97,101,138] це відбулося тому, що в основу побудови автоматично керованих підвісок було покладено лише модернізацію традиційних амортизаторів та ресор.

Детально дослідженнями динаміки плоско-паралельного руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 у поздовжньо-вертикальній площині займався д.т.н., проф. В.Т. Надикто [5,61,66], яким отримані певні успіхи. Саме в його багатьох наукових працях відмічається, що в результаті перерозподілу навантаження по мостам модулів МЕЗ можна впливати на вертикальні коливання МТА. Такий ефект досягається за рахунок зміни нахилу центральної та нижніх тяг заднього гідронавісного механізму енергетичного модуля. Але вирішити проблему підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ такими прийомами можна лише частково, по причині неможливості задовільного забезпечення відповідної керованості та сталості руху агрегату, його тягово-енергетичних і функціональних характеристик.

Вищевикладене свідчить, що є щонайменше два класичних підходу до шляхів підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ – це посилення культури землеробства та поліпшення якості підвіски. Обидва напрямки доповнюють один-одного. Але, взагалі слід відзначити, що навіть посиленням культури землеробства уникнути питання незадовільної плавності руху блочно-модульних агрегатів неможливо, оскільки, як відомо, вплив сили збурення на

динамічну систему залежить від відношення частот збурювання і, саме, власної частоти коливань системи. А реконструкція власної системи підресорювання енергетичних засобів класу 1,4 в напрямку створення пневматичних і гідропневматичних підвісок – річ складна і дорога.

У зв'язку з тим нагальною є проблема підвищення плавності руху МЕЗ класу 1,4-3 шляхом дослідження динаміки його плоско паралельного руху у поздовжньо-вертикальній площині. Це має важливе значення для народного господарства України.

Виходячи з теоретичних основ коливального руху динамічних систем слідує, що вплив сили збурення на динамічну систему залежить від відношення частот збурювання і власної частоти коливань системи [1,98,117,128]. Чим більше це співвідношення, тим менше рівень впливу на систему. Реакція динамічної системи на збурення буде найменшою при значному розходженні цих частот, тобто коливання на систему передаватися не будуть.

В такому випадку, розглянемо МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 як єдину динамічну систему конструктивного ланцюга агрегатів *"енергетичний - технологічний модулі МЕЗ - с.-г. знаряддя"*, які зв'язані між собою тягами гідронавісного механізму. Виходячи з теорії дискретних демпфіруючих пристроїв, а саме концепції в'язкого демпфірування [147], слідує, якщо змінювати *жорсткість* з'єднання технологічного модуля з енергетичним, то, через виникаючий при цьому вплив одного модуля на інший, зміниться поведінка всієї системи. Такий в'язкопружний зв'язок модулів можна забезпечити певним дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ. І, в залежності від співвідношення приведеної жорсткості шин коліс модулів МЕЗ, можна визначити точку раціонально дроселювання, при якій дисперсія взаємних вертикальних коливань МТА буде щонайменшою.

Але, питання комплектування МТА на основі МЕЗ, де модулі з'єднанні різною жорсткістю та її вплив на характеристики вертикальних коливань блочно-модульних МТА не досліджувалися.

Запропонована робота спрямована на подальше розвинення ідеї в'язкого демпфірування коливань динамічної системи, що представляє собою МТА на основі МЕЗ, але на новій теоретичній і технічній основі в напрямку створення системи автоматичного керування плавністю руху мобільних машин і агрегатів.

Класичний підхід до схеми агрегування технологічного модуля з енергетичним відбувається за допомогою заднього гідронавісного механізму останнього, коли золотник гідророзподільника знаходиться в плаваючому положенні. В такому випадку при поступальних вертикальних переміщеннях обох модулів перетік гідрорідини з однієї порожнини гідроциліндра в іншу відбувається з найменшою дисипацією енергії. Оскільки діапазон умов роботи МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 доволі широкий, а нерівності сільськогосподарських фонів характеризуються великою кількістю збурень, спектри яких мають різну форму протікання, то номінальна величина прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ не дозволяє отримати бажану спектральну щільність та дисперсію взаємних вертикальних коливань енергетичного і технологічного модулів в діапазоні припустимої вібронавантаженості, яка регламентована стандартними значеннями коливань у вертикальній площині, що негативно відбивається на його плавності руху (див. рис. 1.2).

Тому, гіпотетично представляється можливим зменшити дисперсії взаємних вертикальних коливань енергетичного і технологічного модулів МЕЗ в складі МТА, шляхом створення динамічної системи із в'язким демпфіруванням. Тобто, введенням дроселя до гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ створюється дроселююча система, за рахунок зміни діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідро магістралі (рис. 1.3). Рациональний вибір жорсткості з'єднання модулів МЕЗ в агрегаті забезпечить зменшення пито-

мих витрат палива та підвищить техніко-економічні показники роботи [85,148,149].

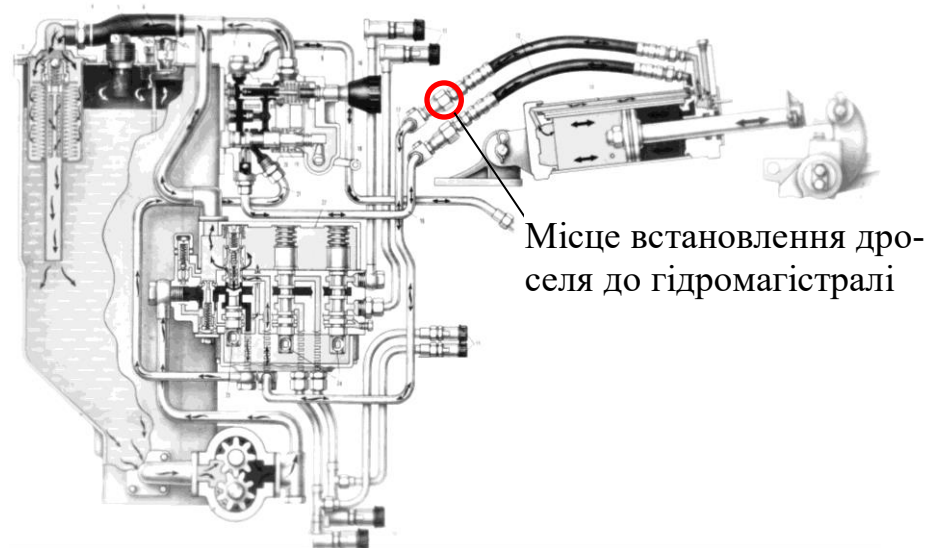


Рис. 1.3. Схема створення дроселюючої системи, шляхом зміни діаметру прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля.

Технічна реалізація запропонованої наукової ідеї полягає в наступному. МЕЗ (рис. 1.4) складається із технологічного модуля 1 приєднаного до енергетичного 2 за допомогою його заднього навісного механізму, що включає центральну 3 і нижні тяги 4, важелі і розкоси 5. Гідросистема заднього навісного механізму енергетичного модуля 2 включає гідроциліндр 6, робочі порожнини якого гідромагістралями 7 і 8 з'єднанні з золотником гідророзподільника 9, та зливною магістраллю 10.

В таку систему додатково уведемо "пристрій" (в'язкий демпфер), який гасить взаємні вертикальні коливання модулів МЕЗ при русі. Для цього додамо до гідросистеми дросель 11, якій змінює прохідну площу перетину гідромагістралі 8, яка з'єднує одну із порожнин гідроциліндра 6 з золотником гідророзподільника 9. Принцип дії гідроциліндра 6 при течі гідрорідини через калібрований отвір дроселя 11 зводиться до перетворення (дисипації) ме-

ханічної енергії коливань внаслідок в'язкого тертя в теплову, з подальшим її розсіюванням у гідросистемі.

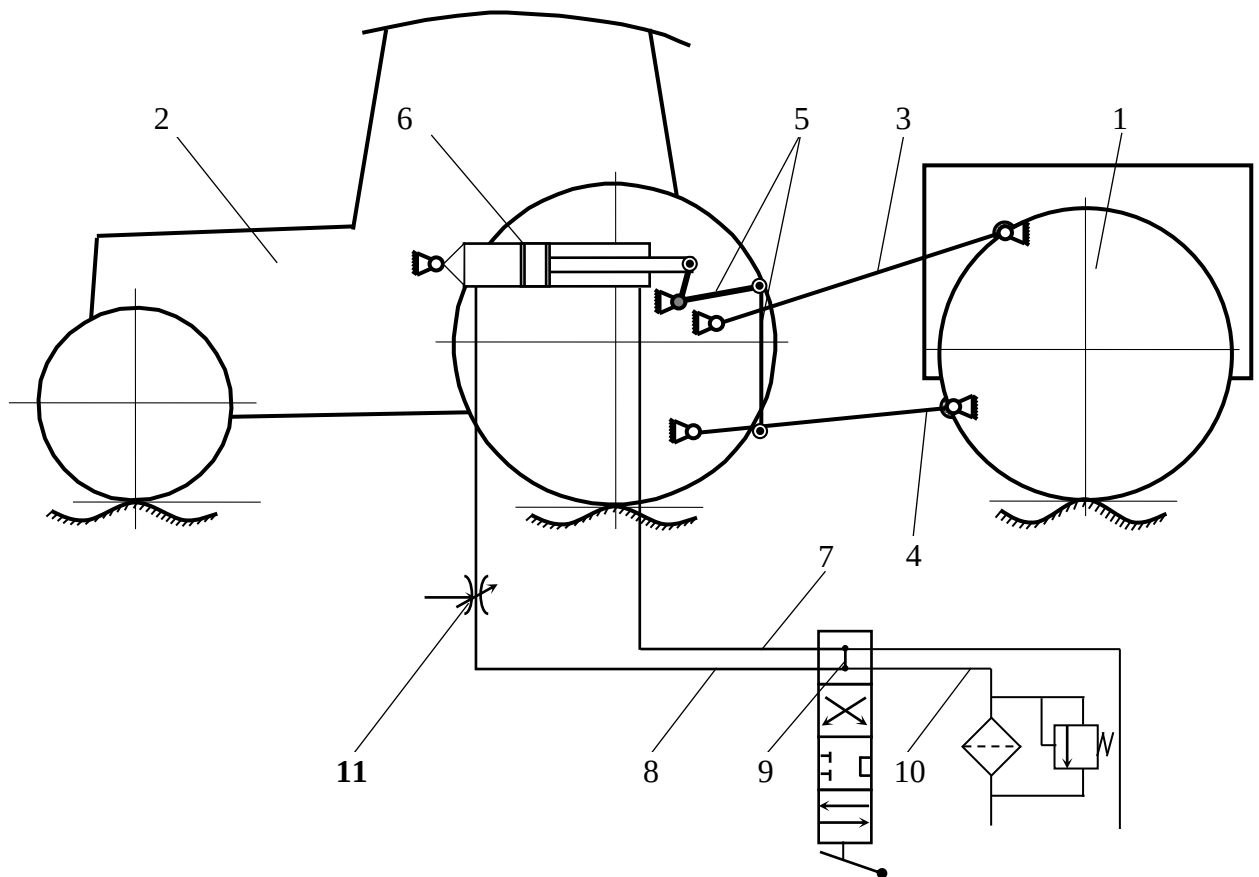


Рис. 1.4. Схема в'язкопружного зв'язку модулів МЕЗ за рахунок дроселювання гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ: 1- технологічний модуль; 2 - енергетичний модуль; 3 - центральна тяга, 4 - нижні тяги, 5 - важелі і розкоси заднього навісного механізму; 6 - гідроциліндр, 7, 8 - гідромагістралі, 9 - гідророзподільник, 10 - зливна магістраль, 11- дросель.

Дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ (див. рис. 1.4) визначає випадок місцевих втрат напору, яке відоме як *раптове звуження* [93]. При раптовому звуженні гідромагістралі від перетину S_1 до S_2 коефіцієнт місцевих втрат ζ залежить від співвідношення площ такого звуження [93]. Якщо прийняти перетин S_1 – як власну (номінальну) прохідну площу гідромагістралі S_m , а перетин S_2 – як зміну прохідної

площі з перемінним діаметром $d_{\text{гм}}$, то можна побудувати залежність коефіцієнта місцевих втрат ζ від величини раптового звуження гідромагістралі Ω (рис. 1.5), яка добре апроксимується аналітично ($R^2 = 0,9999$):

$$\zeta = -2 \cdot 10^{-8} \Omega^4 + 4 \cdot 10^{-6} \Omega^3 - 3 \cdot 10^{-4} \Omega^2 + 1,72 \cdot 10^{-2} \Omega + 2 \cdot 10^{-4}, \quad (1.2)$$

де ζ - коефіцієнт місцевих втрат напору в місці раптового звуження прохідного перетину магістралі циліндричної форми;

Ω – рівень раптового звуження гідромагістралі, %.

Аналіз рис. 1.5 свідчить про те, що із зменшенням величини прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на 90%, майже в 5 разів збільшується коефіцієнт місцевих втрат напору. А це в стільки ж раз дозволяє розсіяти дисипативну енергію коливань за допомогою рідинного тертя. Слід відзначити, що характер такого зв'язку нелінійний.

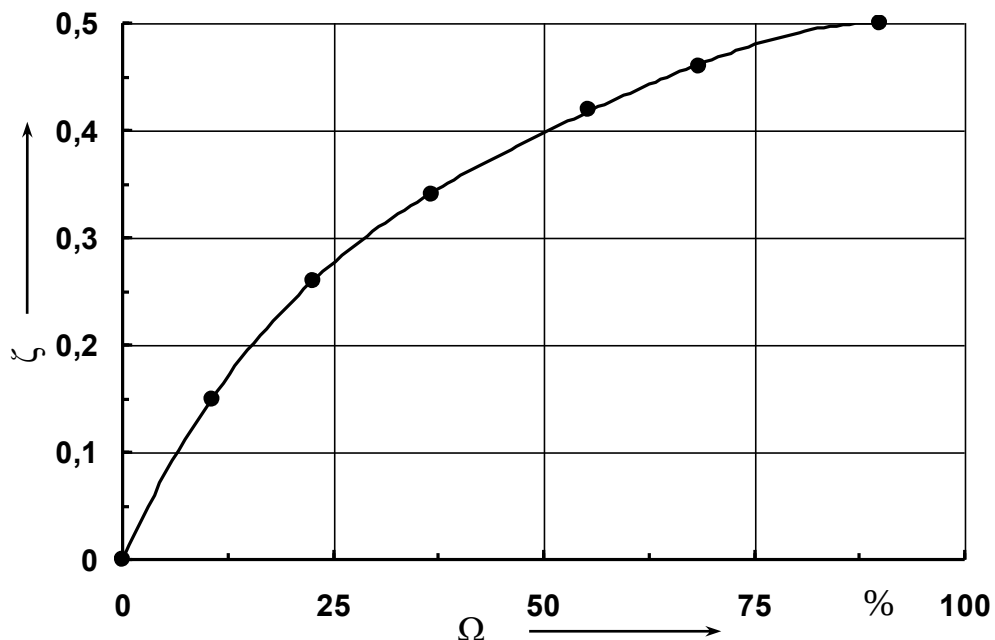


Рис. 1.5. Залежність коефіцієнта місцевих втрат ζ від величини раптового звуження Ω гідромагістралі основного гідроциліндра гід-

росистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

Висновки по розділу, постановка задач досліджень.

1. Застосування МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 в АПК є актуальним і перспективним. Але, до недоліків МЕЗ класу 1,4-3 на базі серійних тракторів універсально-просапного призначення слід віднести:

- незадовільність систем підресорювання. Коливання від динамічних впливів нерівностей профілю агрофонів амортизуються тільки шинами коліс, що не може забезпечити регулювання пружних і демпфіруючих характеристик при роботі. А це приводить до високої амплітуди поступальних вертикальних коливань мостів модулів МЕЗ;

- незадовільність плавності руху МЕЗ, як вимогам ГОСТ 2.1.012-90, щодо впливу коливань на фізичний стан і здоров'я механізатора, так і для отримання найкращих тягово-динамічних показників, високої продуктивності, агротехнічних якостей виконуваної операції, безпеки руху, довговічності і економічності роботи МТА на їх основі;

- складність реконструкції власної системи підресорювання енергетичних засобів класу 1,4 в напрямку створення пневматичних і гідропневматичних підвісок.

Тому, ефективність функціонування МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 можлива лише тоді, коли підвищується плавність руху, особливо у вертикальній площині.

2. В результаті аналізу способів підвищення плавності руху МЕЗ класу 1,4-3 встановлено, що зменшити дисперсії вертикальних коливань МТА на їх основі доцільно за рахунок зміни жорсткості з'єднання технологічного моду-

ля МЕЗ з енергетичним. Що можна досягти дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

3. Наявність потенційної можливості підвищення плавності руху МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА без переобладнання систем підресорювання енергетичних засобів дозволяє сформулювати **робочу гіпотезу**, суть якої полягає в наступному: зменшення амплітуди вертикальних коливань агрегатів на основі МЕЗ можна забезпечити раціональним дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму його енергетичного модуля.

4. На підставі вищевикладеного мають бути вирішені наступні задачі теоретичних та експериментальних досліджень:

- Встановити аналітичний зв'язок показників жорсткості в'язкопружного з'єднання модулів МЕЗ з параметрами гідросистеми заднього навісного механізму його енергетичного модуля.

- Розробити математичну модель плоско-паралельного руху машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині і на її основі теоретично дослідити:

вплив дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на частотні характеристики його вертикальних коливань;

вплив коливань тягового опору сільськогосподарського знаряддя на частотні характеристики вертикальних коливань енергетичного модуля МЕЗ.

- Експериментально оцінити вплив дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на ймовірнісні і кореляційно - спектральні характеристики плавності руху та тягово-енергетичні і техніко - експлуатаційні показники орного агрегату на його основі.

- Провести експлуатаційно-технологічну оцінку орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 і визначити техніко-економічну ефективність підвищення плавності його руху.

- Розробити науково-обґрунтовані рекомендації з вибору раціональних параметрів в'язкопружного з'єднання енергетичного та технологічного модулів МЕЗ.

РОЗДІЛ 2

ТЕОРЕТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ РУХУ МТА НА ОСНОВІ МЕЗ У ПОЗДОВЖНЬО-ВЕРТИКАЛЬНІЙ ПЛОЩИНІ

2.1. Загальні положення та припущення, прийняті при моделюванні вертикальних коливань МТА

Головна мета теоретичних досліджень – виявити взаємозв’язок і взаємовплив жорсткості з’єднання двох модулів МЕЗ, що досягається за рахунок дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля на характеристики коливань МТА у поздовжньо-вертикальній площині. І, в залежності від співвідношення приведеної жорсткості шин коліс модулів МЕЗ визначити точку раціонального дроселювання, при якій дисперсія взаємних вертикальних коливань МТА буде щонайменшою, а амплітудно-частотні характеристики наближатися до бажаних.

Модель функціонування орного МТА на основі МЕЗ, як динамічної системи зручно розглядати у вигляді її реакції на вхідний збурюючий вплив. Характер відпрацювання останнього однозначно визначає плавність руху агрегату [5,82,91,92,98,101,117,120-124,128,130,150].

Для проведення ґрунтовних аналітичних досліджень руху МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині варто використати методи статистичної динаміки, які докладно викладені А.Б. Лур’є [96,126,151-153].

Під час робочого руху орного МТА на основі МЕЗ на енергетичний, технологічний модулі і плуг передаються поштовхи та удари, викликані нерівностями профілю поля, нерівномірністю тягового опору ґрунту тощо. В загальному випадку обидва модулі МЕЗ здійснюють при цьому поступальні вертикальні взаємозв’язані переміщення. Для побудови еквівалентної схеми доцільно та достатньо розглянути коливання плоскої фігури, що має форму бічної проекції орного МТА на основі МЕЗ, в одній вертикальній площині, яка співпадає з поздовжньою площею симетрії модулів та плуга (рис. 2.1).

Розрахункова динамічна модель орного МТА на основі МЕЗ (див. рис. 2.1) для коливальної механічної системи енергетичного модуля має два ступеня вільності: вертикальне переміщення Z_T центру мас (т. S_T) та кутові коливання остова φ_T , а для коливальної системи технологічного модуля – лише одну, це вертикальне переміщення $Z_3=Z_M$ його центру мас (т. S_M). Тому, за узагальнені координати прийнято вертикальні переміщення Z_1 , Z_2 та Z_3 мостів МЕЗ.

Загальний метод рішення задач динаміки системи, що в даному випадку є вертикальні коливання остовів енергетичного та технологічного модулів, представляє собою систему досить складних диференціальних рівнянь, сполучених на основі рівнянь Лагранжа другого роду. Для спрощення їх складання, враховуючи попередній досвід, щодо припущень при математичному моделюванні коливального руху МТА [10, 82, 91, 92, 98, 101, 115, 117, 120, 121, 123, 124, 128, 130, 150], нами прийнято наступні **положення та припущення**: рух орного МТА приймається рівномірним і прямолінійним, а профіль опорної поверхні під колесами правого і лівого бортів МЕЗ – однаковим; колеса енергетичного і технологічного модулів МЕЗ під час переміщення по полю зберігають постійний контакт з поверхнею агрофону, яка представляє собою випадкову стаціонарну ергодичну функцію шляху; гідронавісний механізм розглядається в справному стані з мінімально - припустимими зазорами в шарнірних з'єднаннях; коливання тягового опору плуга не викликають суттєвого впливу на швидкість поступального переміщення агрегату, завдяки чому вона приймається постійною; кутовими коливаннями плугів можна знехтувати; коливання на сидінні і крутильні коливання трансмісії не оказують впливу на коливання остова енергетичного модуля; дроселювання гідромагістралі гідро-системи навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ відтворює основні принципи концепції в'язкого демпфірування, в яких демпфіруюча сила пропорційна відносній швидкості; характеристики всіх пружних елементів лінійні, тобто коефіцієнти жорсткості і опору - постійні; при малих кутах φ_T переміщення остова енергетичного модуля справедлива рівність $\operatorname{tg}\varphi_T \approx \varphi_T$.

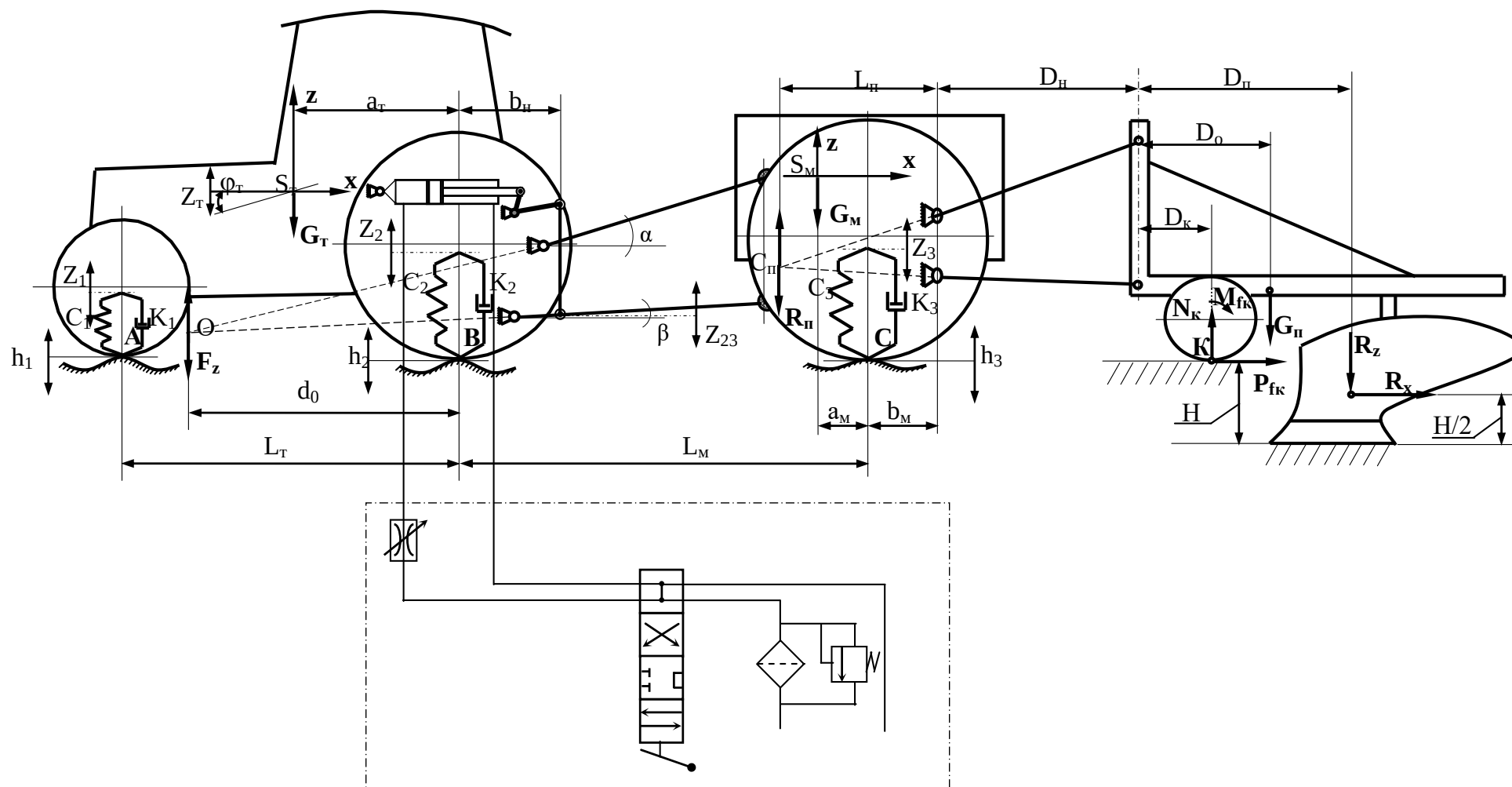


Рис. 2.1. Розрахункова схема руху орного МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині.

Схематично модель функціонування гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндра, як дроселюючої системи, можна представити комбінацією пружних і дисипативних елементів (рис. 2.2). Пружні елементи представлені пружиною з жорсткістю C_r , дисипативні - поршнем з коефіцієнтом опору K_r . При дії на систему збурюючої коливальної сили $F(t)$ виникає переміщення $Z(t)$.

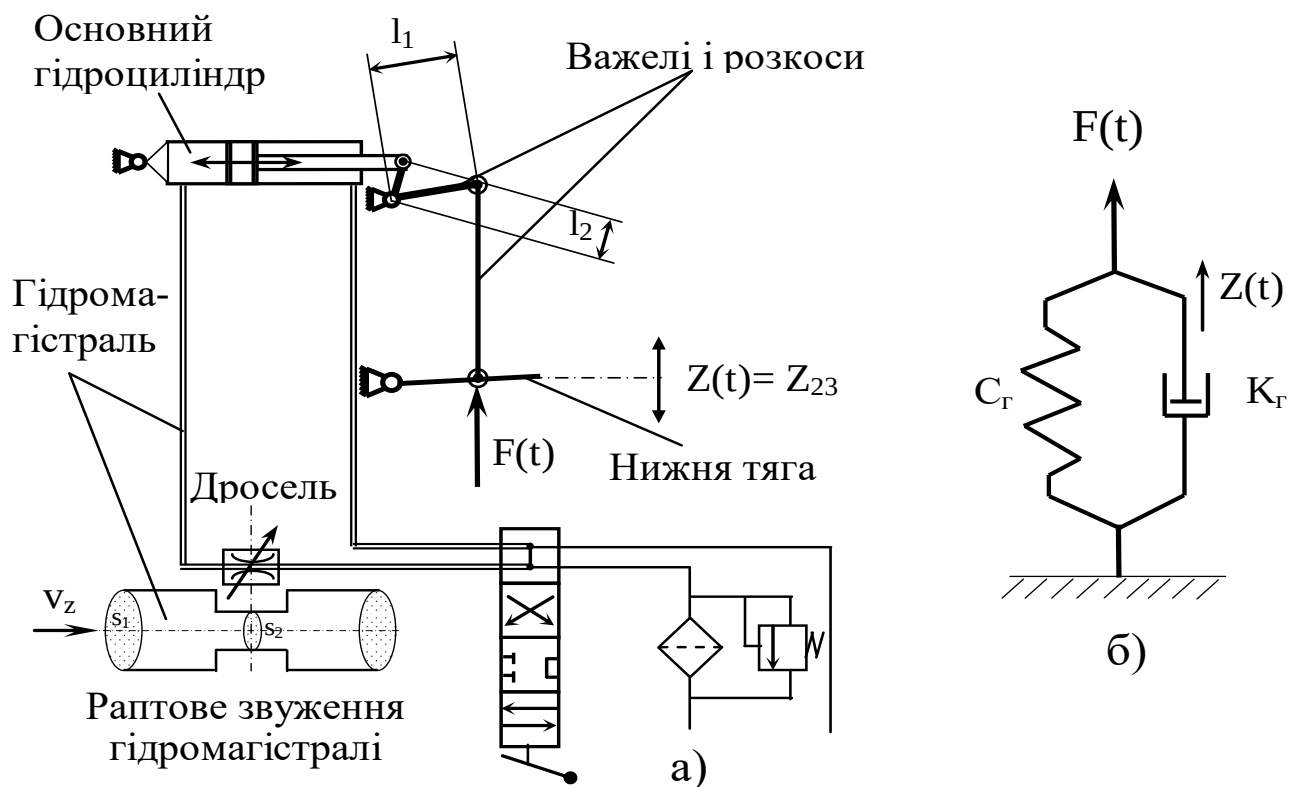


Рис. 2.2. Схема функціонування заднього гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ при встановленні дроселя в гідромагістраль (а) та еквівалентна динамічна модель (б).

Роботу, яку здійснює дисипативна сила опору основного гідроциліндра енергетичного модуля МЕЗ при дроселюванні гідросистеми (див. рис. 2.2) витрачається на перетворення механічної енергії коливань, внаслідок в'язкого тертя в місці раптового звуження, у теплову, з подальшим її розсіюванням в гідросистемі. Місцеві втрати напору відносять за рахунок кінетичної енергії.

В такому випадку, середня потужність, що витрачається на перетворення механічної енергії коливань, внаслідок в'язкого тертя в місці раптового звуження гідро магістралі, у теплову з подальшим її розсіюванням в гідросистемі заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ, за повний період роботи лінійної дисипативної сили опору, визначається як [93]:

$$N_d = \frac{K \dot{Z}^2}{2}. \quad (2.1)$$

Місцеві втрати напору h_m відносять за рахунок кінетичної енергії і розраховують по формулі [93]:

$$h_m = \zeta \frac{V_z^2}{2g}, \quad (2.2)$$

де ζ - коефіцієнт місцевих втрат;

V_z – швидкість течії гідрорідини, м/с;

g – прискорення вільного падіння, м/с².

В такому випадку потужність на перетворення кінетичної енергії рідинного тертя в місці раптового звуження виражається як [93]:

$$N_d = \rho g h_m q_{s1}, \quad (2.3)$$

де ρ – густина гідравлічної рідини, кг/м³;

q_{s1} – витрата рідини через прохідний перетин S_1 (див. рис. 2.2), м³/с, $q_{s1} = S_m \cdot V_z$ (тут S_m - прохідний перетин гідромагістралі, див. рис. 2.2).

Якщо підставити (2.2) в (2.3), та прирівняти (2.3) з (2.1), то результат раптового звуження прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ розкриває сутність коефіцієнту опору K_r ($K_r \sim \zeta$) дисипативних сил. Тобто, при зміні діаметру прохідного перетину гідромагістралі пропорційно змінюється коефіцієнт опору K_r . Обґрунтуємо це припущення далі.

Згідно принципу нерозривності Ейлера про "сталість витрати нестисливої рідини вдовж лінії току" [93] справедлива рівність:

$$V_{\text{ц}} \cdot S_{\text{ц}} = V_z \cdot S_{\text{м}} \quad (2.4)$$

де $S_{\text{ц}}$ - площа поршня гідроциліндра, м^2 ;

$V_{\text{ц}}$ – швидкість ходу штока гідроциліндра, м/с .

При поступальних вертикальних взаємозв'язаних переміщеннях заднього моста енергетичного і моста технологічного модулів МЕЗ нижня тяга заднього навісного механізму також здійснює вертикальний рух. Тому, швидкість $V_{\text{ц}}$ кінематично визначена рухом нижньої тяги навісного механізму МЕЗ, зокрема першою похідною координати Z_{23} (див. рис. 2.2), що через важелі l_1 , l_2 механізму навіски енергетичного модуля її можна знайти як:

$$V_{\text{ц}} = \dot{Z}_{23} \frac{l_2}{l_1}, \quad (2.5)$$

де l_1 , l_2 – конструктивні параметри гідронавісного механізму, природа яких зрозуміла з рис. 2.2.

З урахуванням (2.5) з (2.4) знаходимо, що:

$$V_z = \dot{Z}_{23} \cdot \frac{S_{\text{ц}}}{S_{\text{м}}} \cdot \frac{l_2}{l_1}. \quad (2.6)$$

Прирівнюючи (2.1) та (2.3) з урахуванням (2.6), можна виразити зв'язок величини коефіцієнту опору K_r з параметрами дроселюючої системи заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ наступним рівнянням:

$$K_r = \dot{Z}_{23} \zeta \cdot \rho \cdot S_{\text{ц}} \cdot \frac{l_2}{l_1}. \quad (2.7)$$

У формулі (2.7) коефіцієнт місцевих втрат ζ є функцією величини раптового звуження Ω прохідного перетину гідромагістралі гідросистеми МЕЗ по (1.2) (див. розділ 1).

Густина ρ гідравлічної рідини у рівнянні (2.7), як відомо [154], залежить від температури. Для того, щоб визначити значимість та кількісний вплив температури гідравлічної рідини на величину коефіцієнту опору K_r побудуємо залежність відношення $K_r / \dot{Z}_{23}$ від величини раптового звуження гідромагістралі

гідросистеми МЕЗ для характерних робочих температурних меж гідравлічної рідини по (2.7) (рис. 2.3).

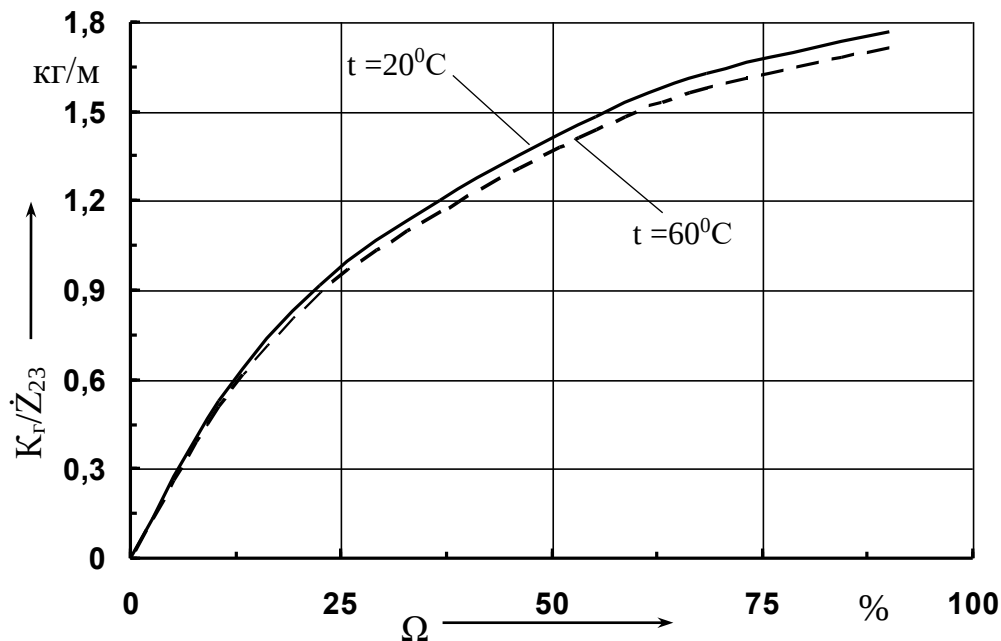


Рис. 2.3. Залежність відношення $K_r / \dot{Z}_{23}$ від величини раптового звуження Ω гідромагістралі гідросистеми МЕЗ.

Аналізуючи рис. 2.3 можна зробити висновок, що коефіцієнт опору K_r в дроселюючій системі раптового звуження гідромагістралі гідросистеми МЕЗ прямопропорційно, але нелінійно, залежить від самої величини зміни діаметру прохідного перетину. Нагріванням гідравлічної рідини в експлуатаційних умовах в процесі теоретичних і експериментальних досліджень можна зневажати, оскільки воно змінює величину K_r не більше ніж на 2%.

2.2. Математичне моделювання динаміки плоско-паралельного руху енергетичного модуля МТА

2.2.1. Розробка динамічної моделі

З метою спрощення рішення поставленої задачі, рівняння, що описують вертикальні коливання модулів та знаряддя орного МТА на основі МЕЗ, складемо окремо для кожного із його складових. Взаємний вплив енергетичного і техноло-

гічного модулів (див. рис. 2.1), відповідно до загальноприйнятого принципу про заміну відкинутих зв'язків реакціями, виражено через силу F_z , яка зосереджена у миттєвому центрі повороту заднього навісного механізму енергетичного модуля (т. О). Взаємозв'язок технологічного модуля з плугом – виражено реакцією R_n , яка зосереджена у миттєвому центрі повороту заднього навісного механізму технологічного модуля (т. C_n , рис. 2.5).

Представимо реальний енергетичний модуль еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2.4).

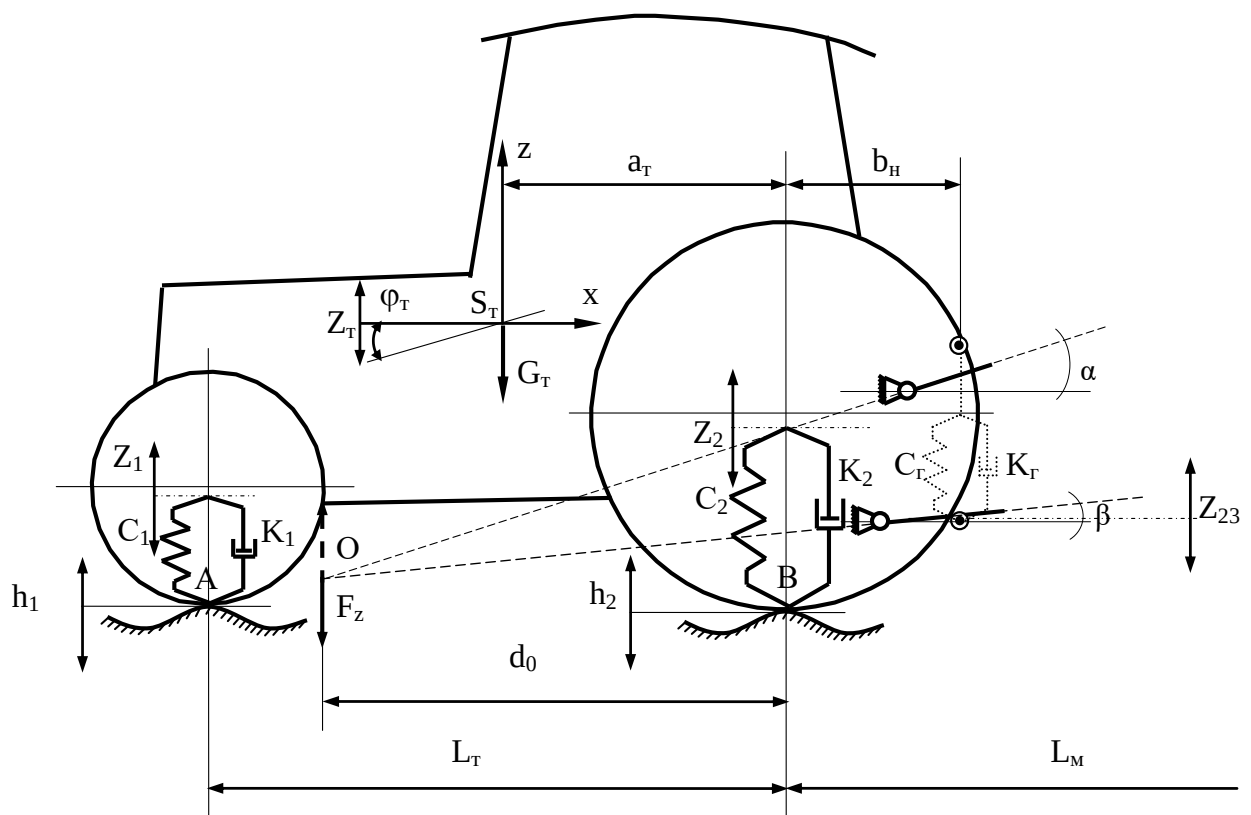


Рис. 2.4. Розрахункова схема коливань енергетичного модуля МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині.

Розрахункова динамічна модель плоско-паралельного руху енергетичного модуля у вертикальній площині має два ступеня вільності: вертикальне переміщення (Z_T) його центру мас (т. S_T) та кутові коливання остова φ_T (див. рис. 2.4).

Узагальнена координата Z_T зв'язана з вертикальними переміщеннями точок А і В (див. рис. 2.4) наступною залежністю:

$$\frac{Z_2 - Z_1}{L_T} = \frac{Z_2 - Z_T}{a_T}. \quad (2.8)$$

Звідки

$$Z_T = [Z_1 \cdot a_T + Z_2 \cdot (L - a_T)] / L, \quad (2.9)$$

де Z_1, Z_2 – вертикальні переміщення переднього і заднього мостів енергетичного модуля відповідно;

L_T, a_T – база і поздовжня координата центра мас енергетичного модуля.

Узагальнена координата φ_T зв'язана з вертикальними переміщеннями точок А і В (рис. 2.4) наступною залежністю:

$$\operatorname{tg} \varphi_T = (Z_2 - Z_1) / L_T. \quad (2.10)$$

Виходячи з припущень, прийнятих при моделюванні вертикальних коливань МЕЗ в складі орного МТА (див. п. 2.1), рівняння 2.10 справедливо як:

$$\varphi_T = (Z_2 - Z_1) / L_T. \quad (2.11)$$

Диференціальні рівняння коливань остова енергетичного модуля у вертикальній площині описується рівняннями Лагранжа другого роду:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \Gamma_T}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial \Gamma_T}{\partial q_i} + \frac{\partial E_T}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_T}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.12)$$

де q_i, Q_i – відповідно узагальнені координата та сила; $i = \overline{1, 2}$;

Γ_T, E_T - кінетична та потенційна енергія енергетичного модуля;

Φ_T - дисипативна функція.

Оскільки кінетична енергія залежить лише від швидкості і не залежить від узагальненої координати, то

$$\frac{\partial \Gamma_T}{\partial q_i} = 0. \quad (2.13)$$

В такому випадку рух динамічної системи у вертикальній площині з використанням рівняння Лагранжа другого роду прийме вид:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \Gamma_r}{\partial \dot{q}_i} + \frac{\partial E_r}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_r}{\partial \dot{q}_i} = Q. \quad (2.14)$$

2.2.2. Визначення кінетичної енергії енергетичного модуля

Кінетична енергія (T_r) вертикальних коливань енергетичного модуля дорівнює:

$$T_r = (M_r \cdot \dot{Z}_r^2 + J_{r_{\text{тц}}} \cdot \dot{\varphi}_r^2) / 2, \quad (2.15)$$

де M_r , $J_{r_{\text{тц}}}$ – маса і момент інерції енергетичного модуля МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині.

Після диференціювання рівнянь (2.9) і (2.11), підстановки значень відповідних похідних в (2.15) і перетворень, в кінцевому рахунку вираз для кінетичної енергії прийме вид:

$$T_r = (D_1 \cdot \dot{Z}_1^2 + D_2 \cdot \dot{Z}_1 \cdot \dot{Z}_2 + D_3 \cdot \dot{Z}_2^2) / 2, \quad (2.16)$$

$$\text{де } D_1 = [M_r \cdot a_r^2 + J_{r_{\text{тц}}}] / L_r^2;$$

$$D_2 = 2[M_r \cdot a_r \cdot (L_r - a_r) - J_{r_{\text{тц}}}] / L_r^2;$$

$$D_3 = [M_r \cdot (L_r - a_r)^2 + J_{r_{\text{тц}}}] / L_r^2.$$

Частинні похідні по швидкостям узагальнених координат мають такий вид:

$$\frac{\partial \Gamma_r}{\partial \dot{Z}_1} = D_1 \cdot \dot{Z}_1 + D_2 \cdot \dot{Z}_2, \quad (2.17)$$

$$\frac{\partial \Gamma_r}{\partial \dot{Z}_2} = D_2 \cdot \dot{Z}_1 + D_3 \cdot \dot{Z}_2.$$

А частинні похідні за часом такі:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \Gamma_r}{\partial \dot{Z}_1} = D_1 \cdot \ddot{Z}_1 + D_2 \cdot \ddot{Z}_2, \quad (2.18)$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial \Gamma_r}{\partial \dot{Z}_2} = D_2 \cdot \ddot{Z}_1 + D_3 \cdot \ddot{Z}_2.$$

2.2.3. Визначення потенційної енергії енергетичного модуля

Потенційна енергія енергетичного модуля (E_T) дорівнює роботі пружних сил його переднього, заднього мостів та сили, що створює жорсткість з'єднання двох модулів. Вказані сили є функціями відповідних угинів. Так, для шин енергетичного модуля, угини, що відраховані від положення статичної рівноваги динамічної системи, можуть бути виражені як $Z_1 - h_1$ та $Z_2 - h_2$, де h_1, h_2 – висоти нерівностей опорної поверхні під передніми і задніми колесами (див. рис. 2.4).

З урахуванням вищевикладеного, вираз для знаходження потенційної енергії енергетичного модуля має вид:

$$E_T = C_1 \cdot (Z_1 - h_1)^2 / 2 + C_2 \cdot (Z_2 - h_2)^2 / 2, \quad (2.19)$$

де C_1, C_2 – приведені коефіцієнти пружних елементів для переднього і заднього мостів енергетичного модуля відповідно.

Приведена жорсткість C_1 пружних елементів для переднього моста енергетичного модуля може бути визначена за умови, що на сумарний угин під дією ваги враховується деформації шин та коефіцієнту жорсткості з'єднання двох модулів, тобто:

$$2C_1 = \frac{1}{\frac{1}{2C_{ш1}} + \frac{1}{C_{Г1}}}, \quad (2.20)$$

де $C_{ш1}$ – коефіцієнти жорсткості шин коліс переднього моста енергетичного модуля;

$C_{Г1}$ – приведений до переднього моста енергетичного модуля коефіцієнт жорсткості пружності важелів заднього навісного механізму енергетичного модуля.

Приведена жорсткість $C_{Г1}$ до переднього моста енергетичного модуля відрізняється від істинної пружності важелів гідронавісного механізму із коефіцієнтом жорсткості C_G , (див. рис. 2.4) умовою:

$$C_{Г1} = \frac{C_G \cdot b_n^2}{L_t^2}. \quad (2.21)$$

Після підстановки (2.21) у (2.20) отримуємо вираз для визначення приведеної жорсткості C_1 пружних елементів для переднього моста енергетичного модуля:

$$C_1 = \frac{C_{ш1} \cdot C_T \cdot b_h^2}{C_T \cdot b_h^2 + 2C_{ш1} L_T^2}. \quad (2.22)$$

Приведена жорсткість C_2 пружних елементів для заднього моста енергетичного модуля може бути визначена за умови, що на сумарний угин під дією ваги враховується деформації шин та коефіцієнт жорсткості пружності важелів заднього навісного механізму енергетичного модуля, тобто:

$$2C_2 = \frac{1}{\frac{1}{2C_{ш2}} + \frac{1}{C_{Г2}}}, \quad (2.23)$$

де $C_{ш2}$ – коефіцієнти жорсткості шин коліс заднього моста енергетичного модуля;

$C_{Г2}$ – приведений до заднього моста енергетичного модуля коефіцієнт жорсткості пружності важелів заднього навісного механізму енергетичного модуля.

Приведена жорсткість $C_{Г2}$ до заднього моста енергетичного модуля, аналогічно (2.21), відрізняється від C_T умовою (див. рис. 2.4):

$$C_{Г2} = \frac{C_T (L_T + b_h)^2}{L_T^2}. \quad (2.24)$$

Після підстановки (2.24) у (2.23) отримуємо вираз для визначення приведеної жорсткості C_2 пружних елементів для заднього моста енергетичного модуля:

$$C_2 = \frac{C_{ш2} \cdot C_T (L_T + b_h)^2}{C_T (L_T + b_h)^2 + 2C_{ш2} L_T^2}. \quad (2.25)$$

Частинні похідні для потенційної енергії є такими:

$$\begin{aligned} \frac{dE_T}{dZ_T} &= Z_1 C_1 - h_1 C_1, \\ \frac{dE_T}{dZ_2} &= Z_2 C_2 - h_2 C_2. \end{aligned} \quad (2.26)$$

2.2.4. Визначення дисипативної функція розсіювання енергії енергетичним модулем

Дисипативна функція розсіювання енергії енергетичним модулем (Φ_T) визначається через сили опору, які пропорційні швидкості переміщення:

$$\Phi_T = K_1(\dot{Z}_1 - \dot{h}_1)^2/2 + K_2(\dot{Z}_2 - \dot{h}_2)^2/2, \quad (2.27)$$

де K_1 , K_2 - приведені коефіцієнти опору дисипативних елементів переднього і заднього мостів енергетичного модуля відповідно.

Приведений коефіцієнт опору K_1 дисипативних елементів для переднього моста енергетичного модуля може бути визначений аналогічно (2.22):

$$K_1 = \frac{K_{ш1} \cdot K_T b_H^2}{K_T b_H^2 + 2K_{ш1} L_T^2}, \quad (2.28)$$

де $K_{ш1}$ – коефіцієнт опору шин коліс переднього моста енергетичного модуля;

K_T - коефіцієнт опору роботи гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

Приведений коефіцієнт опору K_2 для заднього моста енергетичного модуля може бути визначений аналогічно (2.25):

$$K_2 = \frac{K_{ш2} \cdot K_T (L_T + b_H)^2}{K_T (L_T + b_H)^2 + 2K_{ш2} L_T^2}, \quad (2.29)$$

де $K_{ш2}$ – коефіцієнт опору шин коліс заднього моста енергетичного модуля.

Частинні похідні по швидкостям узагальнених координат для дисипативної функції розсіювання енергії, мають такий вид:

$$\begin{aligned} \frac{d\Phi_T}{d\dot{Z}_1} &= \dot{Z}_1 K_1 - \dot{h}_1 K_1, \\ \frac{d\Phi_T}{d\dot{Z}_2} &= \dot{Z}_2 K_2 - \dot{h}_2 K_2. \end{aligned} \quad (2.30)$$

2.2.5. Визначення узагальнених сил

Оскільки розрахункова модель енергетичного модуля в складі орного МТА має дві узагальнені координати (див. рис. 2.4), то і узагальнених сил також дві (Q_{Z1} і Q_{Z2}).

Для визначення узагальненої сили Q_{Z1} дамо динамічній системі (див. рис. 2.4) можливе переміщення δZ_1 . Переміщення заднього моста енергетичного модуля при цьому $\delta Z_2 = 0$.

Активною силою, яка виконує роботу на вказаному можливому переміщенні системи є F_Z (див. рис. 2.4).

Сума роботи активної сили на можливому переміщенні точки А (див. рис. 2.4) дорівнює:

$$\delta A = F_Z \cdot \delta Z_{Fz}, \quad (2.31)$$

де δZ_{Fz} – вертикальне переміщення т.О прикладання сили F_Z .

Значення δZ_{Fz} зв'язана з вертикальними переміщеннями точок А і В (див. рис. 2.4) наступною залежністю:

$$\frac{\delta Z_2 - \delta Z_1}{L_T} = \frac{\delta Z_2 - \delta Z_{Fz}}{d_0}. \quad (2.32)$$

Звідки

$$\delta Z_{Fz} = [F_Z \cdot d_0 / L_T] \cdot \delta Z_1. \quad (2.33)$$

Узагальнена ж сила Q_{Z1} , яка створює переміщення δZ_1 , при цьому дорівнює:

$$Q_{Z1} = F_Z \cdot d_0 / L_T. \quad (2.34)$$

Аналогічно, для визначення узагальненої сили Q_{Z2} дамо динамічній системі (див. рис. 2.4) можливе переміщення δZ_2 . Переміщення переднього моста енергетичного модуля при цьому $\delta Z_1 = 0$.

Сума роботи активної сили на можливому переміщенні точки В (див. рис. 2.4) дорівнює:

$$\delta B = F_Z \cdot \delta Z_{Fz}. \quad (2.34)$$

Значення δZ_{Fz} знайдемо з (2.32) як:

$$\delta Z_{Fz} = [1 - d_0 / L_T] \cdot \delta Z_2. \quad (2.35)$$

Узагальнена ж сила Q_{Z2} , яка викликає переміщення δZ_2 , при цьому дорівнює:

$$Q_{Z2} = F_Z (1 - d_0 / L_T). \quad (2.36)$$

Підставивши отримані рівняння функцій відповідних частинних похідних та узагальнених сил у рівняння Лагранжа другого роду (2.14) математична модель вертикальних коливань енергетичного модуля МЕЗ може бути описана наступними диференціальними рівняннями:

$$\begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 &= f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f_{13}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \ddot{Z}_1 &= f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f_{23}, \end{aligned} \quad (2.37)$$

$$\text{де } A_{11} = D_1 = [M_T \cdot a_T^2 + J_{T\Omega}] / L_T^2;$$

$$A_{12} = K_1;$$

$$A_{13} = C_1;$$

$$A_{14} = D_2 = 2[M_T \cdot a_T \cdot (L_T - a_T) - J_{T\Omega}] / L_T^2;$$

$$f_{11} = K_1;$$

$$f_{12} = C_1;$$

$$f_{13} = Q_{Z1} = F_Z \cdot d_0 / L_T.$$

$$A_{21} = D_3 = [M_T \cdot (L_T - a_T)^2 + J_{T\Omega}] / L_T^2;$$

$$A_{22} = K_2;$$

$$A_{23} = C_2;$$

$$A_{24} = D_2 = 2[M_T \cdot a_T \cdot (L_T - a_T) - J_{T\Omega}] / L_T^2;$$

$$f_{21} = K_2;$$

$$f_{22} = C_2;$$

$$f_{23} = Q_{Z2} = F_Z (1 - d_0 / L_T).$$

2.3. Математичне моделювання динаміки плоско-паралельного руху технологічного модуля МТА

2.3.1. Розробка динамічної моделі

Представимо реальний технологічний модуль еквівалентною йому динамічною моделлю (рис. 2.5).

Розрахункова динамічна модель плоско-паралельного руху технологічного модуля у вертикальній площині характеризується лише одним ступенем вільності - вертикальним переміщенням ($Z_3 = Z_M$) його центру мас (т. S_M , див. рис. 2.5).

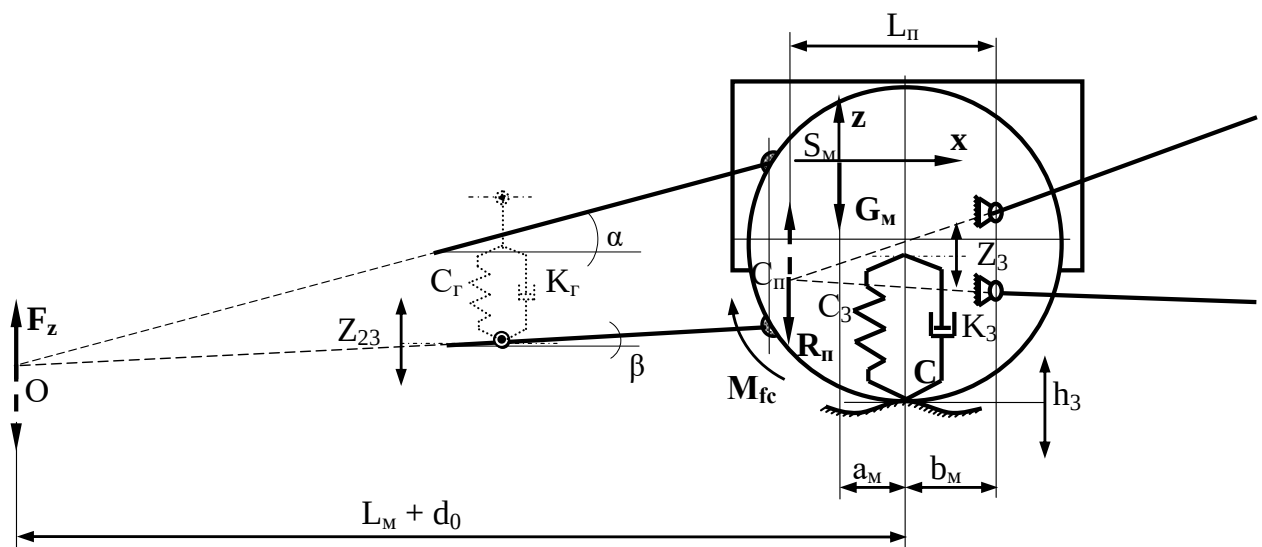


Рис. 2.5. Розрахункова схема коливань технологічного модуля МЕЗ у поздовжньо–вертикальній площині.

2.3.2. Визначення кінетичної енергії технологічного модуля

Кінетична енергія (T_M) вертикальних коливань технологічного модуля дорівнює:

$$T_M = M_M \cdot \dot{Z}_3^2 / 2, \quad (2.38)$$

де M_M – маса технологічного модуля.

Частинна похідна по швидкості координати Z_3 має такий вид:

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{Z}_3} = M_M \cdot \dot{Z}_3. \quad (2.39)$$

А частинні похідні за часом складатимуть:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial \Gamma}{\partial \dot{Z}_3} = M_m \cdot \ddot{Z}_3. \quad (2.40)$$

2.3.3. Визначення потенційної енергії технологічного модуля

Потенційна енергія технологічного модуля (E_m) дорівнює роботі пружних сил його моста та сили, що створює пружність важелів заднього навісного механізму енергетичного модуля. Вказані сили є функціями відповідних угинів. Так, для шин технологічного модуля, угин, що відрахований від положення статичної рівноваги динамічної системи, може бути виражено як $Z_3 - h_3$, де h_3 – висота нерівностей опорної поверхні під колесами модуля (див. рис. 2.5).

З урахуванням вищевикладеного вираз для знаходження потенційної енергії технологічного модуля має вид:

$$E_m = C_3 \cdot (Z_3 - h_3)^2 / 2, \quad (2.41)$$

де C_3 – приведений коефіцієнт жорсткості пружних елементів для моста технологічного модуля.

Приведена жорсткість C_3 пружних елементів для моста технологічного модуля може бути визначена за умови, що на сумарний угин під дією ваги враховується деформації шин та пружність важелів заднього навісного механізму енергетичного модуля.

Аналогічно (2.25) приведена жорсткість C_3 дорівнює:

$$C_3 = \frac{C_{ш3} \cdot C_{ТН} b_H^2}{C_{ТН} b_H^2 + 2C_{ш3} (L_m - b_H)^2}. \quad (2.42)$$

Частинна похідна для потенційної енергії є такою:

$$\frac{dE_m}{dZ_3} = Z_3 C_3 - h_3 C_3. \quad (2.43)$$

2.3.4. Визначення дисипативної функції розсіювання енергії технологічним модулем

Дисипативна функція розсіювання енергії технологічним модулем (Φ_m) визначається через сили опору, які пропорційні швидкості переміщення:

$$\Phi_m = K_3 (\dot{Z}_3 - \dot{h}_3)^2 / 2, \quad (2.44)$$

де K_3 - приведені коефіцієнти опору дисипативних елементів моста технологічного модуля.

Приведений коефіцієнт опору K_3 може бути визначений аналогічно (2.29):

$$K_3 = \frac{K_{ш3} \cdot K_{\Gamma} b_H^2}{K_{\Gamma} b_H^2 + 2K_{ш3} (L_M - b_H)^2}, \quad (2.45)$$

де $K_{ш3}$ – коефіцієнт опору шин коліс моста технологічного модуля.

Частинна похідна по швидкості координати Z_3 для дисипативної функції розсіювання має такий вид:

$$\frac{d\Phi_m}{d\dot{Z}_3} = \dot{Z}_3 K_3 - \dot{h}_3 K_3. \quad (2.46)$$

2.3.5 Визначення узагальненої сили

Узагальнена сила, яка викликає вертикальні переміщення центру мас технологічного модуля, дорівнює:

$$Q_{Z3} = R_{\Pi} - F_Z. \quad (2.47)$$

Підставивши отримані рівняння функцій відповідних частинних похідних (2.40), (2.43), (2.46) та узагальненої сили (2.45) у рівняння Лагранжа другого роду (2.14) математична модель вертикальних коливань технологічного модуля МЕЗ може бути описана наступним диференціальним рівнянням:

$$A_{31} \ddot{Z}_3 + A_{32} \dot{Z}_3 + A_{33} Z_3 = f_{31} \dot{h}_3 + f_{32} h_3 + f_{33}, \quad (2.48)$$

де $A_{31} = M_m$;

$A_{32} = K_3$;

$$\begin{aligned}
A_{33} &= C_3; \\
f_{31} &= K_3; \\
f_{32} &= C_3; \\
f_{33} &= Q_{Z3} = R_{\Pi} - F_Z.
\end{aligned}$$

2.3.6. Визначення реакції зв'язку, що зосереджена у миттєвому центрі обертання навісного механізму енергетичного модуля

Вираз для визначення сили F_Z , яка діє на енергетичний модуль збоку технологічного, можна знайти, якщо розглянути суму моментів сил відносно т. С (див. рис. 2.5).

В даному випадку маємо:

$$R_{\Pi}(L_{\Pi} - b_M) + G_M \cdot a_M = M_{fc} + F_Z(d_0 + L_M). \quad (2.49)$$

Величину моменту опору коченню M_{fc} можна знайти із виразу:

$$M_{fc} = f_M \cdot G_M \cdot r_{KM}, \quad (2.50)$$

де f_M - коефіцієнт опору коченню коліс технологічного модуля;

r_{KM} - радіус кочення колеса технологічного модуля.

З урахуванням вищевикладеного вираз (2.49) можна переписати у вигляді:

$$F_Z = [G_M(a_M - f_M \cdot r_{KM}) + R_{\Pi}(L_{\Pi} - b_M)] / (L_M + d_0). \quad (2.51)$$

2.4. Визначення реакції впливу плуга на технологічний модуль

Більшість сучасних плугів з числом корпусів від трьох до шести мають сталі опорні колеса. Із-за відсутності пружних елементів ці знаряддя під час робочого руху повинні здійснювати вертикальні коливання тієї ж частоти і амплітуди, що і коливання нерівностей поздовжнього профілю агрофону. Тобто, кореляційні функції та спектральні щільності, як характеристики внутрішньої природи даних процесів, мають бути практично однаковими. Проте, результати досліджень орних МТА проф. В.Т.Надикто показують, що картина є дещо іншою [61,66,81,82].

За рахунок буксування коліс енергетичного і технологічного модулів позовжній профіль шляху певною мірою згладжується. В результаті суттєвого підвищення плавності руху останнього дисперсія вертикальних коливань плуга при його агрегуванні з МЕЗ значно менше, чим при агрегуванні з одним енергетичним модулем. Причому, різниця отриманих значень дисперсії не є випадковою. На підставі чого не випадковою є і різниця між середнім квадратичним відхиленням глибини обробітку порівняльних орних МТА. Так, якщо для агрегату на основі МЕЗ вона склала $\pm 2,08$ см, то для МТА на основі енергетичного модуля $\pm 2,65$ см [82]. Тому, в порівнянні з традиційною схемою модульна схема енергетичного засобу дозволяє суттєво збільшити рівномірність руху по глибині агрегуємого з ним знаряддя.

Окрім того, під впливом сили ваги (G_n) та вертикальної складової тягового опору плуга (R_z) його опорне колесо ще більше деформує ґрунт, що ще більше зменшує висоту нерівностей профілю агрофону. В результаті вертикальні коливання плуга здійснюються з меншою частотою і енергією (дисперсією), що позитивно впливає на рівномірність обробітку ґрунту по глибині [66,81].

Із-за наявності суттєвого сумарного впливу сил G_n і R_z , вертикальні коливання трактора здійснюють малопомітний вплив на динаміку вертикальних переміщень плуга.

Виходячи з цього, можна прийняти, що характер вертикальних коливань плуга визначається не стільки динамікою руху МТА, скільки характеристиками позовжнього профілю агротехнічного фону. Коливання ж рівномірності глибини оранки, які виходять за рамки агротехнічних вимог (± 2 см), мають місце, як показує практика, лише при наявності значних люфтів в точках з'єднання плуга з навісним механізмом енергетичного засобу. Причому, ця нерівномірність неоднакова по довжині плуга: після проходження першого корпусу вона менша, а після останнього – більша.

Для визначення сили R_n , що зосереджена у миттєвому центрі обертання заднього навісного механізму технологічного модуля, яка діє на енергетичний

модуль збоку плуга (див. рис. 2.1), розглянемо суму моментів діючих сил відносно т. К (рис. 2.6).

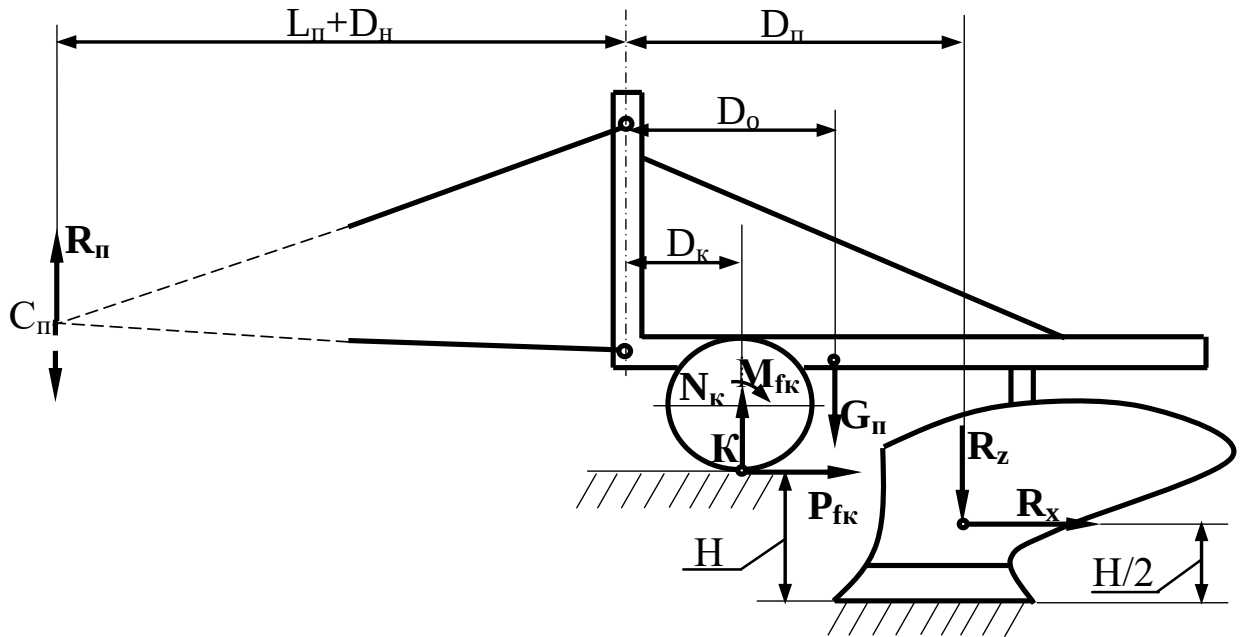


Рис. 2.6. Схема сил, які діють на плуг у поздовжньо вертикальній площині.

На “еквівалентний” корпус плуга у поздовжньо-вертикальній площині діють (див. рис. 2.6):

- $G_{\text{П}}$ - сила ваги плуга;
- R_x, R_z - горизонтальна та вертикальна складові сил, які діють на плуг збоку ґрунту;
- $N_{\text{К}}$ - нормальна реакція на опорному колесі плуга.

В результаті маємо:

$$R_{\text{П}} \cdot (L_{\text{П}} + D_{\text{Н}} + D_{\text{К}}) = R_x \cdot 0,5H - G_{\text{П}} \cdot (D_0 - D_{\text{К}}) - R_z \cdot (D_{\text{П}} - D_{\text{К}}), \quad (2.52)$$

звідки

$$R_{\text{П}} = \frac{0,5H \cdot R_x - G_{\text{П}}(D_0 - D_{\text{К}}) - R_z(D_{\text{П}} - D_{\text{К}})}{L_{\text{П}} + D_{\text{Н}} + D_{\text{К}}}, \quad (2.53)$$

де H - глибина оранки;

$L_{\text{П}}, D_{\text{Н}}, D_{\text{К}}, D_0, D_{\text{П}}$ - конструктивні параметри, природа яких зрозуміла з рисунку 2.6.

Оскільки прийнято вважати, що $R_z \approx (0,20 \dots 0,35)R_x$ [66,115], то остаточний вираз для визначення сили, яка діє збоку технологічного модуля на плуг і навпаки, має вид:

$$R_{\Pi} = \frac{R_x [0,5H - 0,2(D_{\Pi} - D_K)] - G_{\Pi}(D_0 - D_K)}{L_{\Pi} + D_H + D_K}. \quad (2.54)$$

2.5. Математична модель динаміки коливань орного МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині

2.5.1. Диференціальні рівняння МТА

Приєднавши до системи рівнянь вертикальних коливань енергетичного модуля (2.37) диференціальне рівняння вертикальних коливань технологічного модуля (2.48), враховуючи вирази (2.54) та (2.51) для визначення сили R_{Π} , яка діє збоку технологічного модуля на плуг і навпаки, і вираз для визначення сили F_z , яка діє на енергетичний модуль збоку технологічного, математична модель руху орного агрегату на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині має вид:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{Z}_1 + A_{12} \cdot \dot{Z}_1 + A_{13} \cdot Z_1 + A_{14} \cdot \ddot{Z}_2 &= f_{11} \cdot \dot{h}_1 + f_{12} \cdot h_1 + f'_{13} \cdot R_x + f_{14}; \\ A_{21} \cdot \ddot{Z}_2 + A_{22} \cdot \dot{Z}_2 + A_{23} \cdot Z_2 + A_{24} \cdot \ddot{Z}_1 &= f_{21} \cdot \dot{h}_2 + f_{22} \cdot h_2 + f'_{23} \cdot R_x + f_{24}; \\ A_{31} \cdot \ddot{Z}_3 + A_{32} \cdot \dot{Z}_3 + A_{33} \cdot Z_3 &= f_{31} \cdot \dot{h}_3 + f_{32} \cdot h_3 + f'_{33} \cdot R_x + f_{34} \end{aligned} \right\} \quad (2.55)$$

де $A_{11} = D_1 = [M_T \cdot a_T^2 + J_{\Pi\Pi}] / L_T^2$;

$A_{12} = K_1$;

$A_{13} = C_1$;

$A_{14} = D_2 = 2[M_T \cdot a_T \cdot (L_T - a_T) - J_{\Pi\Pi}] / L_T^2$;

$f_{11} = K_1$;

$f_{12} = C_1$;

$$f'_{13} = \frac{d_0(L_{II} - b_M)[0,5H - 0,2(D_{II} - D_K)]}{L_T(L_{II} + D_H + D_K)(L_M + d_0)};$$

$$f_{14} = \frac{d_0}{L_T(L_M + d_0)} \left[G_M(a_M - f_{M_{KM}}) - \frac{G_{II}(L_{II} - b_M)(D_0 - D_K)}{(L_{II} + D_H + D_K)} \right].$$

$$A_{21} = D_3 = [M_T \cdot (L_T - a_T)^2 + J_{TII}] / L_T^2;$$

$$A_{22} = K_2;$$

$$A_{23} = C_2;$$

$$A_{24} = D_2 = 2[M_T \cdot a_T \cdot (L_T - a_T) - J_{TII}] / L_T^2;$$

$$f_{21} = K_2;$$

$$f_{22} = C_2;$$

$$f'_{23} = \frac{(1 - d_0/L_T)(L_{II} - b_M)[0,5H - 0,2(D_{II} - D_K)]}{(L_{II} + D_H + D_K)(L_M + d_0)};$$

$$f_{24} = \frac{(1 - d_0/L_T)}{(L_M + d_0)} \left[G_M(a_M - f_{M_{KM}}) - \frac{G_{II}(L_{II} - b_M)(D_0 - D_K)}{(L_{II} + D_H + D_K)} \right].$$

$$A_{31} = M_M;$$

$$A_{32} = K_3;$$

$$A_{33} = C_3;$$

$$f_{31} = K_3;$$

$$f_{32} = C_3;$$

$$f'_{33} = \frac{[0,5H - 0,2(D_{II} - D_K)]}{L_{II} + D_H + D_K} \left[1 - \frac{L_{II} - b_M}{L_M + d_0} \right];$$

$$f_{34} = \frac{G_{II}(D_0 - D_K)}{L_{II} + D_H + D_K} \left[\frac{L_{II} - b_M}{L_M + d_0} - 1 \right] - \frac{G_M(a_M - f_{M_{KM}})}{L_M + d_0}.$$

Як було доведено раніше, чисельне визначення величини коефіцієнту опору K_T роботи гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ по (2.7) визначається як конструктивними параметрами гідронавісного механізму енергетичного модуля та величиною густини гідравлічної рідини, так і рухом нижньої

тяги навісного механізму МЕЗ, а саме першою похідною координати Z_{23} (див. рис. 2.2). З рисунку 2.1 координата Z_{23} зв'язана з вертикальними переміщеннями точок В і С наступною залежністю:

$$\frac{Z_3 - Z_2}{L_M} = \frac{Z_{23} - Z_2}{b_H}. \quad (2.56)$$

Звідки

$$Z_{23} = [Z_3 \cdot b_H - Z_2(L_M - b_H)] / L_M. \quad (2.57)$$

Тому вираз (2.7) після диференціювання прийме вид:

$$K_T = \zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right]. \quad (2.58)$$

В такому випадку приведений коефіцієнт опору K_1 по (2.28) прийме вид:

$$K_1 = \frac{K_{\Pi 1} \cdot \zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot b_H^2}{\zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot b_H^2 + 2K_{\Pi 1} L_T^2}. \quad (2.59)$$

А приведений коефіцієнт опору K_2 по (2.29) прийме вид:

$$K_2 = \frac{K_{\Pi 2} \cdot \zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot (L_T + b_H)^2}{\zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot (L_T + b_H)^2 + 2K_{\Pi 2} L_T^2}. \quad (2.60)$$

І приведений коефіцієнт опору K_3 по (2.45) також прийме вид:

$$K_3 = \frac{K_{\Pi 3} \cdot \zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot b_H^2}{\zeta \cdot \rho \cdot S_{\Pi} \cdot \frac{l_2}{l_1} \left[\dot{Z}_3 \frac{b_H}{L_M} - \dot{Z}_2 \frac{L_M - b_H}{L_M} \right] \cdot b_H^2 + 2K_{\Pi 3} (L_M - b_H)^2}. \quad (2.61)$$

2.5.2. Аналітичне розв'язання диференціальних рівнянь Лагранжа другого роду

Отримані вище диференціальні рівняння (2.55) доцільно вирішені методами операційного обчислення [96,126,151-153]. Основними операторами для динамічних систем є передаточні функції і частотні характеристики. Саме вони дають найбільш повну і фізичну уяву про реакції агрегату на різні збурення, а також про перехідні та сталі процеси його роботи.

В процесі рішення задач оптимізації параметрів лінійної стаціонарної динамічної системи в якості оператора будемо використовувати передаточні функції і амплітудно-частотні характеристики переміщень та прискорень.

Для розрахунку необхідних амплітудно-частотних характеристик переміщень диференціальні рівняння Лагранжа другого роду (2.55) представимо в операторній формі. Для цього в отриманій системі диференціальних рівнянь (2.55) виконаємо перетворення Лапласа [96,126,151-153]. Характеристика K_r по (2.58) після такого перетворення також є лінійною функцією оператора s , а значить лінійними є приведені коефіцієнти опору K_1, K_2, K_3 по (2.59-2.61). В результаті отримаємо математичну модель руху орного МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині в операторній формі запису:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot Z_1(s) + K_{12} \cdot Z_2(s) + K_{13} \cdot Z_3(s) &= F_{11} \cdot h_1(s) + F_{12} \cdot h_2(s) + F_{13} \cdot h_3(s) + F_{14} \cdot R_x(s) + F_{15}; \\ K_{21} \cdot Z_1(s) + K_{22} \cdot Z_2(s) + K_{23} \cdot Z_3(s) &= F_{21} \cdot h_1(s) + F_{22} \cdot h_2(s) + F_{23} \cdot h_3(s) + F_{24} \cdot R_x(s) + F_{25}; \\ K_{31} \cdot Z_1(s) + K_{32} \cdot Z_2(s) + K_{33} \cdot Z_3(s) &= F_{31} \cdot h_1(s) + F_{32} \cdot h_2(s) + F_{33} \cdot h_3(s) + F_{34} \cdot R_x(s) + F_{35}, \end{aligned} \right\} (2.62)$$

$$\text{де } K_{11} = A_{11} \cdot s^2 + A_{12} \cdot s + A_{13}; \quad F_{11} = f_{11} \cdot s + f_{12};$$

$$K_{12} = A_{14} \cdot s^2; \quad F_{12} = 0;$$

$$K_{13} = 0; \quad F_{13} = 0;$$

$$F_{14} = f_{13};$$

$$F_{15} = f_{14};$$

$$K_{21} = A_{24} \cdot s^2; \quad F_{21} = 0;$$

$$\begin{aligned}
K_{22} &= A_{21} \cdot s^2 + A_{22} \cdot s + A_{23}; & F_{22} &= f_{21} \cdot s + f_{22}; \\
K_{23} &= 0; & F_{23} &= 0; \\
& & F_{24} &= f'_{23}; \\
& & F_{25} &= f_{24}; \\
K_{31} &= 0; & F_{31} &= 0; \\
K_{32} &= 0; & F_{32} &= 0; \\
K_{33} &= A_{31} \cdot s^2 + A_{32} \cdot s + A_{33}; & F_{33} &= f_{31} \cdot s + f_{32}; \\
& & F_{34} &= f'_{33}; \\
& & F_{35} &= f_{44}.
\end{aligned}$$

$s = d/dt$ – оператор диференціювання.

Вхідними величинами в системі рівнянь (2.62) виступають висоти нерівностей під передніми (h_1) і задніми (h_2) колесами енергетичного та колесами технологічного (h_3) модулів, а також тяговий опір плуга (R_x). Вихідними параметрами є амплітуди переміщень коливань переднього (Z_1) і заднього (Z_2) мостів енергетичного модуля, та коливань остова технологічного модуля (Z_3).

Тому, при дослідженні руху орного МТА у поздовжньо-вертикальній площині будемо оцінювати за допомогою амплітудно-частотних характеристик переміщень відпрацювання динамічною системою збурень у вигляді:

- коливань висоти нерівностей шляху під колесами технологічного модуля - h_3 ;
- коливань висоти нерівностей шляху під передніми колесами енергетичного модуля - h_1 ;
- коливань висоти нерівностей шляху під задніми колесами енергетичного модуля - h_2 ;
- коливань тягового опору навісного плуга - R_x .

Дійсні амплітудно-частотні характеристики будемо порівнювати з бажаними. В якості останніх приймаємо аналогічні характеристики ідеальних динамічних слідкуючих систем. При відтворенні такими системами збурення амплі-

тудно-частотні характеристики переміщень та прискорень в робочому діапазоні частот повинні прямувати до нуля. Оптимальними параметрами жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певним дроселюванням прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ є такі, коли при відповідному рівні дроселювання Ω амплітудно-частотні характеристики найближчі до бажаних.

Для розрахунку необхідних амплітудно-частотних характеристик слід скласти відповідні передаточні функції. Для цього спочатку визначаємо головний визначник (D) лівої частини системи рівнянь в операторній формі (2.62):

$$D = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix}. \quad (2.63)$$

Після його розкриття та відповідних перетворень остаточно отримаємо:

$$D = a_6 \cdot s^6 + a_5 \cdot s^5 + a_4 \cdot s^4 + a_3 \cdot s^3 + a_2 \cdot s^2 + a_1 \cdot s^1 + a_0,$$

$$\text{де } a_6 = (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{31};$$

$$a_5 = (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{31} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{32};$$

$$a_4 = (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{32} + (A_{11} \cdot A_{21} - A_{14} \cdot A_{24}) \cdot A_{33};$$

$$a_3 = (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + (A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{22}) \cdot A_{33};$$

$$a_2 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{31} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{21} + A_{12} \cdot A_{22} + A_{11} \cdot A_{23}) \cdot A_{33};$$

$$a_1 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{32} + (A_{13} \cdot A_{22} + A_{12} \cdot A_{23}) \cdot A_{33};$$

$$a_0 = A_{13} \cdot A_{23} \cdot A_{33}.$$

В подальшому аналізі розглядали наступні передаточні функції:

- передаточна функція по профілю шляху під задніми колесами енергетичного модуля МЕЗ відносно коливань його заднього мосту:

$$W_1(s) = D_{11}/D;$$

- передаточна функція по тяговому опору плуга відносно коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ: $W_2(s) = D_{12}/D$.

Визначники D_{11} і D_{12} знаходили шляхом визначення частинних визначників правої та лівої частини системи (2.62). В результаті отримаємо:

$$D_{11} = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{12} & K_{13} \\ K_{21} & F_{22} & K_{23} \\ K_{31} & F_{32} & K_{33} \end{vmatrix}, \quad (2.64)$$

$$D_{12} = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{14} & K_{13} \\ K_{21} & F_{24} & K_{23} \\ K_{31} & F_{34} & K_{33} \end{vmatrix}. \quad (2.65)$$

Після розкриття отриманих визначників маємо:

$$D_{11} = F_{22} \cdot K_{11} \cdot K_{33} = b_5 \cdot s^5 + b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0, \quad (2.66)$$

де $b_5 = f_{21} \cdot A_{11} \cdot A_{31}$;

$b_4 = f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) + f_{22} \cdot A_{11} \cdot A_{31}$;

$b_3 = f_{21} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{31} \cdot A_{13}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31})$;

$b_2 = f_{21} \cdot (A_{12} \cdot A_{31} + A_{13} \cdot A_{32}) + f_{22} \cdot (A_{11} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31})$;

$b_1 = f_{21} \cdot A_{13} \cdot A_{33} + f_{22} \cdot (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32})$;

$b_0 = f_{22} \cdot A_{13} \cdot A_{33}$.

$$D_{12} = F_{24} \cdot K_{11} \cdot K_{33} - F_{14} \cdot K_{21} \cdot K_{33} = b_4 \cdot s^4 + b_3 \cdot s^3 + b_2 \cdot s^2 + b_1 \cdot s^1 + b_0, \quad (2.67)$$

де $b_4 = f'_{23} \cdot A_{11} \cdot A_{31} - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{31}$;

$b_3 = f'_{23} (A_{11} \cdot A_{32} + A_{12} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{32}$;

$b_2 = f'_{23} (A_{13} \cdot A_{33} + A_{12} \cdot A_{32} + A_{13} \cdot A_{31}) - f'_{13} \cdot A_{24} \cdot A_{33}$;

$b_1 = f'_{23} (A_{12} \cdot A_{33} + A_{13} \cdot A_{32})$;

$b_0 = f'_{23} \cdot A_{13} \cdot A_{33}$.

Розв'язання системи рівнянь (2.62) в операторній формі, після підстановки в (2.66) та (2.67) замість s величину $i \cdot \omega$ (де i – мніма одиниця, $i^2 = -1$, а ω – час-

тота збурюючого впливу) і відповідних перетворень дозволило одержати передаточні функції $W(s)$, а потім і частотні характеристики переміщень $A_{z_2/h_2}(\omega)$ та прискорень $A_{z_2/h_2}(\omega)$ по формулі [151]:

$$A_{z/h}(\omega) = [U(\omega)^2 + V(\omega)^2]^{1/2},$$

де $U(\omega), V(\omega)$ - вирази для дійсної та уявної частини частотних характеристик розглядуваної динамічної системи, які розраховуються як [151]:

$$U(\omega) = M \cdot M_1 + N \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2);$$

$$V(\omega) = M_1 \cdot N - M \cdot N_1 / (M_1^2 + N_1^2).$$

$$\text{де } M = b_0 - b_2 \cdot \omega^2 + b_4 \cdot \omega^4,$$

$$N = b_1 \cdot \omega - b_3 \cdot \omega^3 + b_5 \cdot \omega^5,$$

$$M_1 = a_0 - a_2 \cdot \omega^2 + a_4 \cdot \omega^4 - a_6 \cdot \omega^6,$$

$$N_1 = a_1 \cdot \omega - a_3 \cdot \omega^3 + a_5 \cdot \omega^5.$$

З урахуванням рекомендацій [95,96,128] аналогічно розраховуються амплітудно-частотні характеристики прискорень $A_{z_2/h_2}(\omega)$. Амплітудно-частотні характеристики прискорень показують яке прискорення створює профіль опорної поверхні при одиничній амплітуді.

За відомими характеристиками спектральної щільності збурюючого впливу, за рекомендаціями Лур'є [151], можна побудувати спектральну щільність коливань.

Вертикальним прискоренням зручно оперувати тому, що його найпростіше виміряти при експериментальних дослідженнях [155-158], та ще й тому, що цей показник є критерієм оцінки виникаючого відчуття у водія під час коливань саме в частотному діапазоні 0,5 – 1,5 Гц [159].

Розрахунки виконувалися на ЕОМ [160] у середовищі Microsoft Office Excel 2003 (додаток А).

2.6 Аналіз плавності руху МТА на основі МЕЗ

2.6.1. Вплив нерівностей шляху на динаміку вертикальних коливань МЕЗ

Як було сказано раніше, основними збуреннями, які спричиняють вертикальні переміщення МЕЗ в складі орного МТА у поздовжньо-вертикальній площині, є коливання поздовжнього профілю агрофону та тягового опору навісного плуга.

В процесі теоретичних досліджень змінними були характеристики жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ, за рахунок раптового звуження гідро магістралі основного гідроциліндра на рівні $\Omega = 0 - 90\%$.

Як показує аналіз математичної моделі (див. рис. 2.7 і 2.8) основний спектр вертикальних коливань МЕЗ в складі МТА сконцентрований в діапазоні частот $0 - 16 \text{ c}^{-1}$.

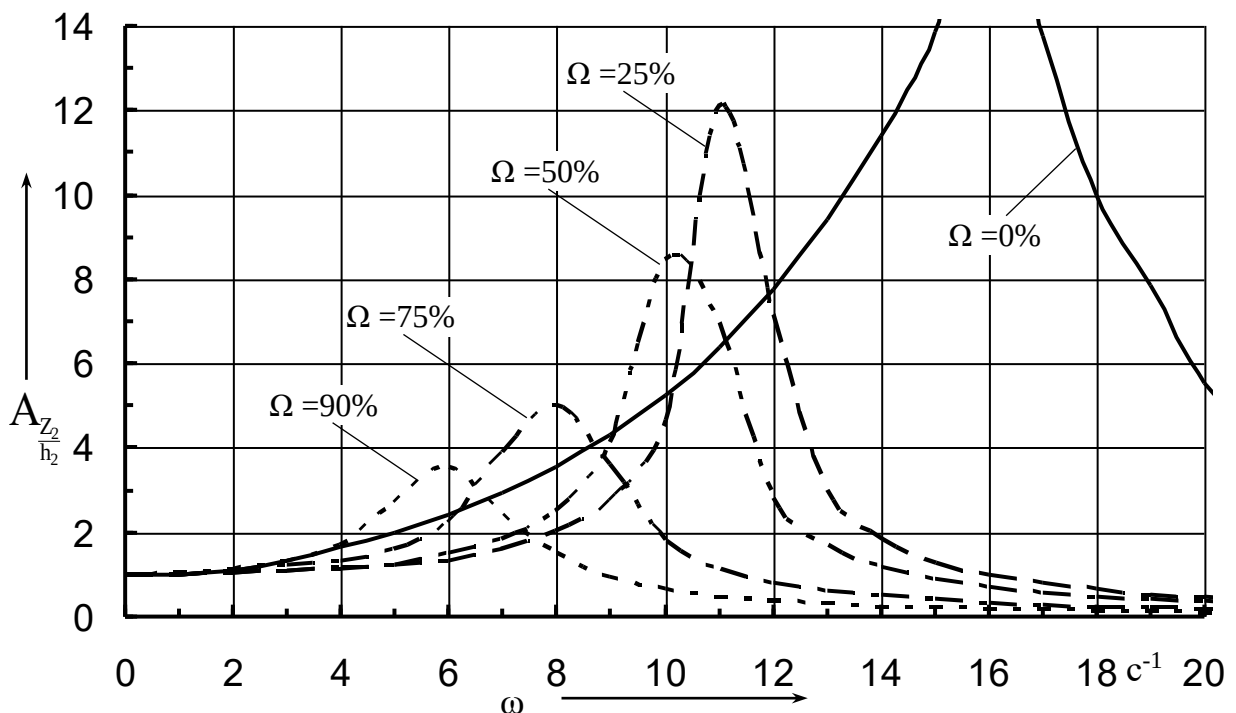


Рис. 2.7. Амплітудно-частотні характеристики вертикальних переміщень заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху в результаті раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндра на $\Omega = 0 - 90\%$.

З точки зору бажаності відпрацювання динамічною системою нерівностей профілю агрофону - збільшення жорсткості в'язкопружного з'єднання двох модулів МЕЗ в агрегаті взагалі є ефективним оскільки наближає амплітудно-частотні характеристики до бажаних. Із зменшенням прохідного перетину гідромагістралі в місці раптового звуження на 90% амплітуди коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ зменшуються майже в 10 разів, а резонансні піки частотних характеристик зміщуються в область низьких частот з $16,5 \text{ с}^{-1}$ до $6,0 \text{ с}^{-1}$, з одночасним зменшенням їх максимальних значень майже в 4 рази (див. рис. 2.7 і 2.8). Цей факт є позитивним у підвищенні плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3, оскільки така слідкуюча динамічна система прагне до копіювання нерівностей агрофону без підсилення.

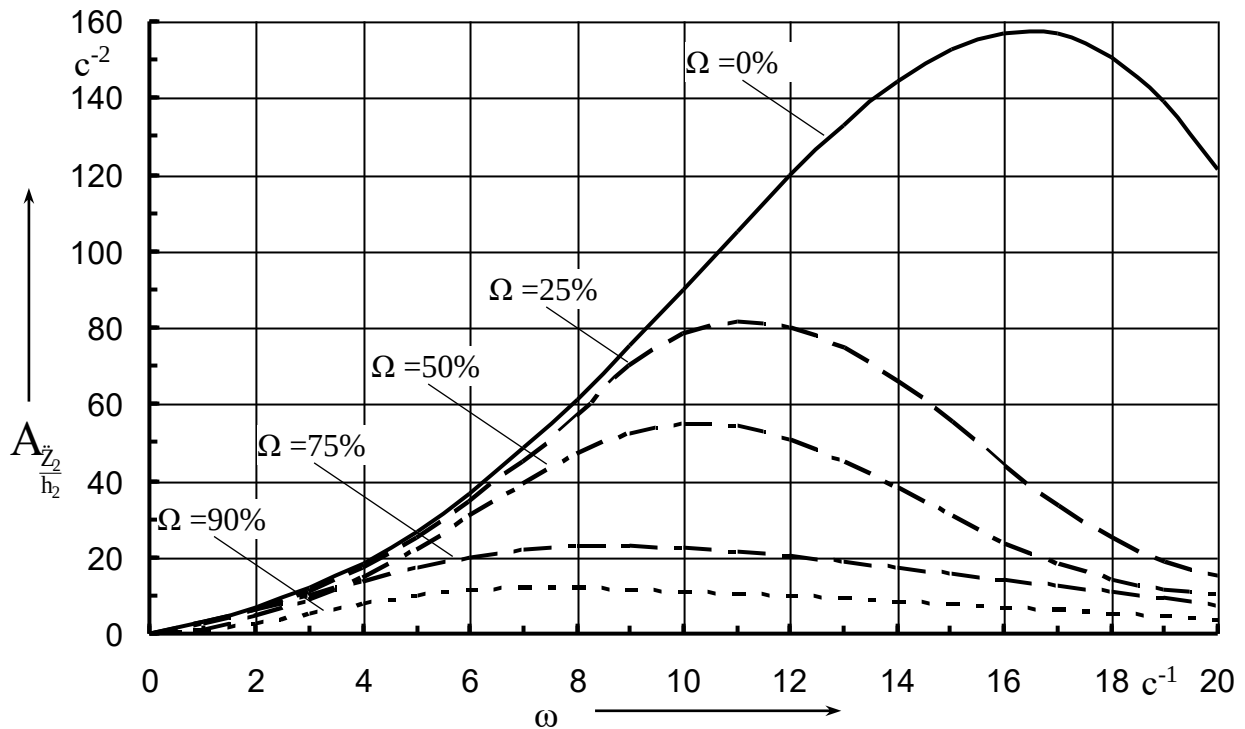


Рис. 2.8. Амплітудно-частотні характеристики прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху в результаті раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндра на $\Omega = 0 - 90\%$.

Загалом, із аналізу побудованих амплітудно-частотних характеристик переміщень та прискорень коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ класу 1,4-3 в складі орного МТА слідує, що збільшення жорсткості з'єднання технологічного і енергетичного модулів зміщує частотні характеристики в область низьких частот, з одночасним зменшенням їх максимальних значень. Це дозволяє зменшити дисперсії взаємних вертикальних коливань модулів МЕЗ шляхом дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля.

2.6.2. Вплив коливань тягового опору плуга на плавність руху МЕЗ

Аналіз побудованих амплітудно-частотних характеристик вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відпрацюванні збурення від нерівномірності тягового опору плуга показав (рис. 2.9), що коливання тягового опору сільськогосподарського знаряддя здійснюють значно менший вплив на плавність руху МЕЗ, ніж коливання позовжнього профілю шляху. Максимальне значення амплітуди коливань зменшується разом із зменшенням діаметру прохідного перетину Ω в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ. При $\Omega = 0\%$ вона припадає на резонансну частоту $\omega = 13,0 \text{ с}^{-1}$ і становить всього 1,2 мм/кН, а при $\Omega = 90\%$ - припадає на $\omega = 10,0 \text{ с}^{-1}$ і становить 0,4 мм/кН. Із збільшенням Ω - частотні характеристики опускаються з одночасним зміщенням їх максимумів в область більш низьких частот, що є бажаним.

Експериментально встановлено, що діапазон середньоквадратичного відхилення тягового опору плуга в умовах лабораторно-польових досліджень становив $\pm 2,2 \dots 3,9$ кН. Тому, навіть на вищезгаданій резонансній частоті 13 с^{-1} (див. рис. 2.9) середньоквадратичне відхилення вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ, викликане випадковим характером зміни тягового опору знаряддя, слід очікувати на рівні всього $\pm 3 \dots 5$ мм.

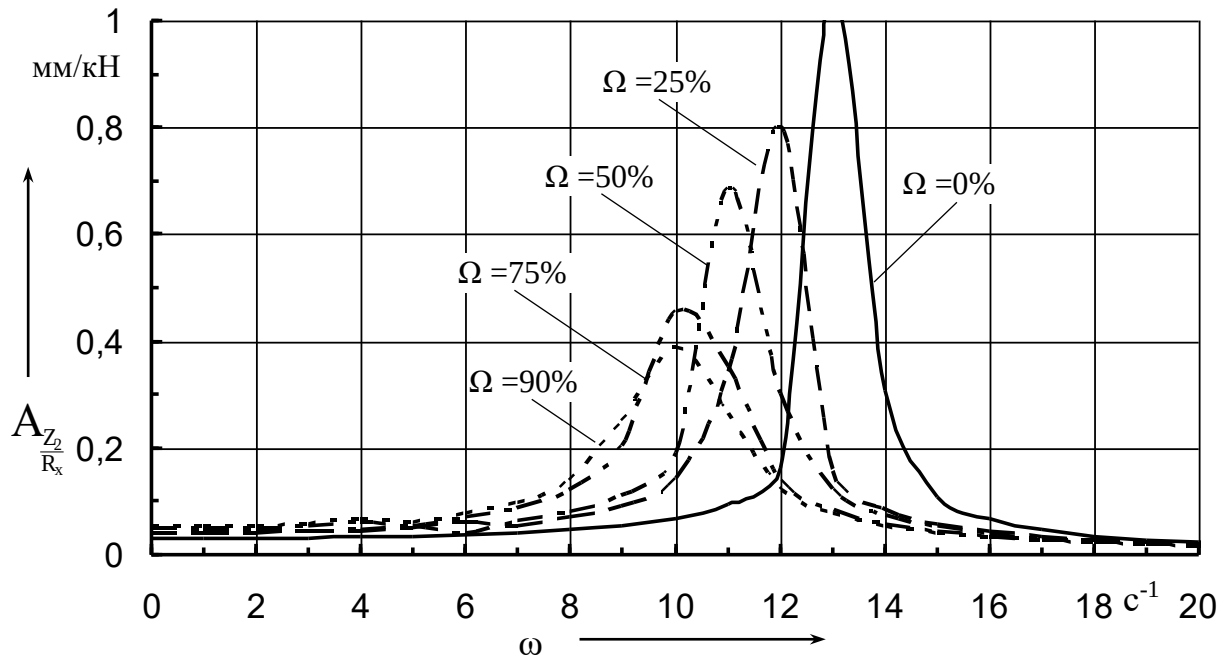


Рис. 2.9. Амплітудно-частотні характеристики вертикальних переміщень заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань тягового опору плуга в результаті раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндра на $\Omega = 0 \dots 90\%$.

Залежність амплітудних значень характеристик від зміни діаметру прохідного перетину гідромагістралі при відтворенні агрегатом зовнішніх збурень не однаковий. Інтенсивне зменшення величини спостерігається до рівня зменшення прохідного перетину гідромагістралі 60 – 75 %, а далі - повільніше (рис. 2.10). Проведене дослідження функції показало (див. рис. 2.10), що критична точка припадає на рівень 69,8% зменшення діаметру прохідного перетину гідромагістралі. Отримане значення і є рівнем раціонального дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

Загалом, із аналізу розрахункових амплітудно-частотних характеристик коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ класу 1,4-3 в складі орного МТА слідує, що збільшення жорсткості з'єднання технологічного і енергетичного модулів зміщує частотні характеристики в область низьких частот, з одночасним зменшенням їх максимальних значень. Це дозволяє зменшити дисперсії взаємних вертикальних коливань модулів МЕЗ шляхом раціонального дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля.

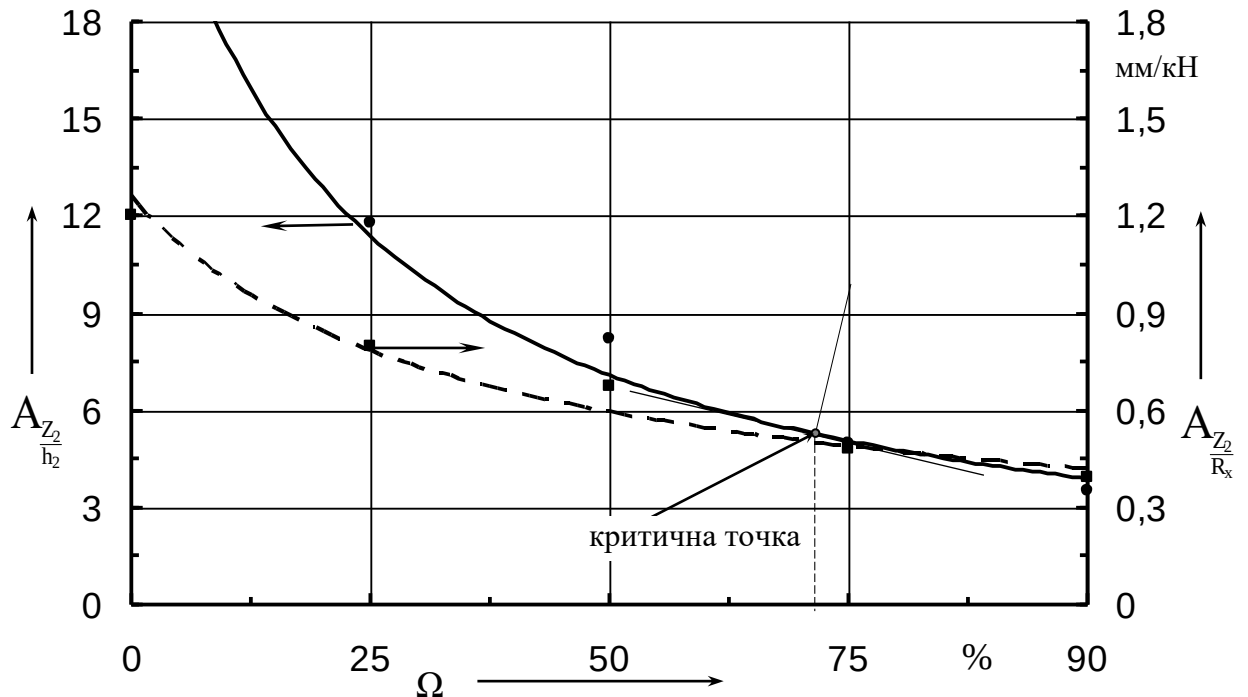


Рис. 2.10. Залежність амплітуд (A) переміщень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндра (Ω) при відтворенні агрегатом зовнішніх збурень.

Висновки по розділу.

1. Запропонована адекватна динамічна модель "енергетичний модуль - технологічний модуль - сільськогосподарське знаряддя" дозволяє досліджувати рух МТА у поздовжньо-вертикальній площині, як складових єдиної динамічної системи. З точки зору бажаності відпрацювання динамічною системою нерівностей профілю агрофону і нерівномірності тягового опору сільськогосподарського знаряддя аналіз теоретичних амплітудно-частотних характеристик показує, що налаштування модулів МЕЗ в складі орного МТА з раціональними параметрами жорсткості їх з'єднання взагалі є ефективним.

2. Коефіцієнт опору K_r в'язкопружного з'єднання модулів МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі прямопропорційно, але нелінійно залежить від

коефіцієнта місцевих втрат напору ζ , а також визначений розмірами основного гідроциліндра та конструктивними параметрами гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ. Нагріванням гідравлічної рідини в експлуатаційних умовах в процесі теоретичних і експериментальних досліджень можна зневажати, оскільки воно змінює величину K_r не більше ніж на 2%.

3. Із звуженням прохідного перетину гідромагістралі до 90% амплітуди коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ зменшуються в 10 разів, а резонансні піки частотних характеристик зміщуються в область низьких частот з $16,5 \text{ с}^{-1}$ до $6,0 \text{ с}^{-1}$ з одночасним зменшенням їх максимальних значень в 4 рази. Піки амплітудно-частотних характеристик при відтворенні МЕЗ коливань тягового опору плуга зміщуються при цьому з $13,0 \text{ с}^{-1}$ до $10,0 \text{ с}^{-1}$ з одночасним зменшенням їх максимальних значень в 3 рази. Раціональна жорсткість з'єднання двох модулів досягається звуженням прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра енергетичного модуля на 70%, оскільки подальше зменшення амплітуд його вертикальних коливань залишається не значним.

4. Результати математичного моделювання показують, що коливання тягового опору сільськогосподарського знаряддя здійснюють в 10 раз менший вплив на плавність руху МТА на основі МЕЗ, ніж коливання поздовжнього профілю шляху.

РОЗДІЛ 3

ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

3.1. Об'єкт і програма експериментальних досліджень

Експериментальні дослідження базуються як на загальноприйнятих стандартних, так і розроблених оригінальних методиках із застосуванням тензOMETричного, вібрографічного обладнання із записом реєстрованих сигналів на ЕОМ за допомогою аналого-цифрового перетворювача. Обробку отриманих даних проводили на ЕОМ з використанням теорії ймовірностей і кореляційно-спектрального аналізу.

Програма експериментальних досліджень передбачалися лабораторно-польові та експлуатаційно-технологічні випробування.

Головною метою експериментальних досліджень являлося отримання кількісної інформації про ймовірнісні та спектральні характеристики коливань МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині в залежності від збурюючого впливу нерівностей профілю агрофону та коливань с.-г. знаряддя; перевірка справедливості теоретичних досліджень і положень.

В якості об'єкта досліджень був прийнятий орний агрегат на основі МЕЗ універсально-просапного призначення класу 1,4-3, що включає енергетичний модуль - трактор МТЗ-80, технологічний модуль до нього та навісний тензOMETричний плуг ПЛН-5-35 (рис. 3.1). Трактор МТЗ-80 обладнаний синхронним валом відбору потужності (ВВП), який робить 3,5 оберти на 1 м пройденого шляху.

Технологічний модуль даного МЕЗ виконаний з використанням задньої напіврами і заднього ведучого мосту трактора Т-150К. Несуча рама технологічного модуля шарнирно-зчленована. Її передня поворотна частина з'єднана з тягами заднього навісного механізму енергетичного модуля. На поворотній

частині рами встановлений узгоджуючий редуктор (рис. 3.2), що синхронізує кутову швидкість ведучих коліс енергетичного і технологічного модулів МЕЗ.



Рис. 3.1. МТА на основі МЕЗ в складі навісного тензометричного плуга.



Рис. 3.2. Конструкція переднього поворотного механізму технологічного модуля:

1 – узгоджуючий редуктор; 2 – гідроциліндр.

Шарнірне зчленування несучої рами технологічного модуля МЕЗ (див. рис. 3.2) забезпечує взаємний поворот її передньої й задньої частин в горизонтальній площині на кут $\pm 30^\circ$ в обидва боки та на кут $\pm 15^\circ$ в поперечній вертикальній площині при копіюванні нерівностей агрофону.

Вертикальний шарнір оснащений двома гідроциліндрами (див. рис. 3.2), які забезпечують високу курсову поперечну стійкість при роботі.

Для агрегатування з сільськогосподарськими знаряддями технологічний модуль МЕЗ обладнаний гідравлічною навісною системою (рис. 3.3). В якості заднього навісного механізму технологічного модуля використовується механізм навіски трактора Т-150К. Керування навіскою здійснюється золотником гідророзподільника гідравлічної системи МЕЗ. Інше робоче устаткування (причіпні та тягово-зчіпні пристрої) технологічного модуля такі ж як і у трактора Т-150К.



Рис. 3.3. Конструкція заднього навісного механізму технологічного модуля МЕЗ.

Технологічний модуль оснащений пневмогальмами. Мінімальний радіус повороту й маневреність МЕЗ практично такі ж, як і у трактора Т-150К.

Для стикування енергетичного з технологічним модулями останній оснащений передньою висувною опорою.

Агрегатування МЕЗ з одним знаряддям в ході випробувань виконувала одна людина, причому трудомісткість не перевищувала трудомісткості агрегатування трактора Т-150К і складала 0,188 люд-год.

Основні технічні характеристики експериментального зразка МЕЗ класу 1,4-3 на базі трактора МТЗ-80 представлені.

Технічна характеристика МЕЗ класу 1,4-3

Експлуатаційна маса енергетичного модуля, кг.....	3640
Експлуатаційна маса технологічного модуля (без баласту), кг.....	2500
Маса додаткового баласту до технологічного модуля, кг.....	1200
Потужність двигуна, кВт.....	62
Енергонасиченість енергетичного модуля, кВт/т.....	17,0
Енергонасиченість МЕЗ, кВт/т.....	10,0
Номінальне тягове зусилля енергетичного модуля, кН.....	14,0
Тягове зусилля технологічного модуля (з баластом), кН.....	16,0
Поздовжня база енергетичного модуля, м.....	2,37
Відстань від вісі задніх коліс енергетичного модуля до вісі коліс технологічного модуля, м.....	2,40
Коля коліс, м.....	1,40
Шини коліс:	
- передній міст енергетичного модуля.....	7,5R20
- задній міст енергетичного модуля.....	15,5R38
- міст технологічного модуля.....	16,9R38

Технологічна частина МТА на основі МЕЗ включала дослідний навісний тензометричний плуг ПЛН-5-35, який в процесі досліджень використовували із всіма п'ятьма корпусами (рис. 3.4).

При обґрунтуванні складу орного МТА керувалися умовою використання МЕЗ класу 1,4-3 з найбільшою тяговою потужністю. Щоб розрахувати склад агрегату попередньо визначали питомий тяговий опір ґрунту на оранці.



Рис. 3.4. Тензометричний навісний плуг ПЛН 5-35 в складі орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3.

Технічна характеристика плуга ПЛН-5-35

Ширина захвату, м	1,75
Робоча швидкість, м/с	2,2...2,3
Глибина оранки, см	до 30
Ширина захвату корпусу, см	35
Ширина захвата передплужника, см	23
Кількість корпусів, шт.	5
Маса, кг	830
Габаритні розміри, мм	
довжина	4420
ширина	2210
висота	1520
Обслуговуючий персонал	тракторист

Програмою експериментальних досліджень передбачалося визначення: необхідних для розрахунків масово-геометричних та конструктивних характеристик орного МТА на основі МЕЗ; основних характеристик агрофону; ймовірнісних і кореляційно-спектральних характеристик вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ в залежності від збурення нерівностей агрофону при дроселюванні гідросистеми заднього навісного механізму та характеристик тягового опору плуга; тягово-енергетичних та інших експлуатаційних показників роботи орного МТА; проведення порівняльної оцінки експлуатаційно-технологічних показників роботи орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 з різною жорсткістю з'єднання двох модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

3.2. Планування експериментальних досліджень

Лабораторно-польові дослідження орного МТА на основі МЕЗ проводилися по стерньовому попереднику.

Характеристики агрофону. Ділянка для випробування орного МТА, відповідно до ГОСТ 20915-75, характеризується твердістю, вологістю ґрунту і нерівностями фону.

Для експериментальних досліджень обиралася горизонтальна ділянка, яка є типовою для фону Півдня України.

Обрані ділянки полів для експериментальних досліджень відповідали наступним вимогам:

- ґрунт повинен бути однорідним за складом і відповідати обраному типу;
- площа ділянки поля повинна бути однорідною за попередником і попереднім обробітком;

- поверхня ділянки повинна мати однакову по густоті і стоянню стерні попередника, що забезпечує однакові умови для випробувань;
- профіль агрофону повинен бути ергодичним;
- ділянка за своїми розмірами повинна бути такою, щоб забезпечити виконання всіх робіт, передбачених планом і програмою досліджень.

Характеристика ділянки для проведення випробувань повинна враховувати:

- вологість ґрунту;
- твердість ґрунту;
- висоту нерівностей профілю агрофону.

Якісну та кількісну характеристику нерівностей профілю агрофону визначає кореляційна функцію та спектральна щільність [127,161]. Тому, в процесі експериментальних досліджень передбачалося побудова саме цих функцій.

При складанні характеристики ділянки і умов проведення випробувань, показники визначалися відповідно до ОСТ 70.2.15-73 “Испытания сельскохозяйственной техники. Методы определения условий испытаний”. Отримані результати зводилися в спеціальну форму журналу у вигляді таблиці експериментальних досліджень. Враховуючи той факт, що дослідження виконуються в умовах півдня України по стерньовому попереднику, то характеристики поля на засміченість камінням, забурянність і на попередній обробіток не проводилися.

До атмосферних умов, які визначалися, відносилися температура повітря та атмосферний тиск. Атмосферні умови характеризувалися по даним метеорологічної станції.

До масово-геометричних і конструктивних характеристик орного МТА на основі МЕЗ, що підлягали вимірюванню відносилися:

- 1) маса енергетичного та технологічного модулів;
- 2) маса плуга ПЛН-5-35;
- 3) геометричні параметри агрегату згідно рис. 2.1 (див. розділ 2);

До тягово-енергетичних показників роботи агрегату, що підлягали вимірюванню відносилися:

- частота обертання коліс мостів модулів МЕЗ;
- крутний момент на валу відбору потужності;
- швидкість руху агрегату;
- робоча ширина захвату орного МТА;
- тяговий опір плуга;
- погодинні витрати палива;
- шлях проходження агрегату;
- час досліду.

До експлуатаційно-технологічних показників оцінки роботи орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3, які підлягали вимірюванню відносилися:

- вологість та твердість агрофону;
- поелементні витрати часу агрегатом під час роботи;
- розмір обробленої площі;
- глибину оранки плуга;
- швидкість руху агрегату;
- кількість витраченого палива;
- гребенистість поверхні зораного поля.

В якості критерію оцінки руху МТА у поздовжньо-вертикальній площині що підлягали вимірюванню відносили вертикальні прискорення коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ. Які визначали в результаті дроселюванні гідросистеми його заднього навісного механізму. За результатами вимірювань будувалися графіки нормованої кореляційної функції та спектральної щільності прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ та експериментальні амплітудо-частотні характеристики при відтворенні МТА коливань профілю шляху та нерівномірності тягового опору плуга.

При ретельній спробі виключити систематичну погрішність експериментальних вимірювань, деяка її частина все ж таки залишалася не виключе-

ною. Довірча границя цієї систематичної погрішності обчислювалася аналітично в результаті аналізу експериментальних даних. Тому загальна погрішність, як експериментального обладнання, так і результатів вимірювання, враховувала систематичну і випадкову складову погрішності вимірів [160,162].

3.3. Методика експериментальних досліджень, застосовані прилади та обладнання

3.3.1. Визначення характеристик агрофону

Визначення вологості ґрунту термостатно-ваговим методом.

Вологість ґрунту ψ (%) визначається за формулою:

$$\psi = \frac{q_1 - q_2}{q_2} \cdot 100, \quad (3.1)$$

де q_1 – вага проби вологого ґрунту %;

q_2 – вага проби, висушеної в шафі.

Проби на вологість ґрунту бралися за допомогою ґрунтового бура в шарі 0 – 15 см в триразовій повторності в середині робочого дня.

Відібрану пробу ґрунту (до 20 г) поміщали у попередньо зважену сушильну посудину (бюкс). Потім на аналітичних вагах (типу ВЛТК-500) зважували бюкс разом з ґрунтом. Після зважування пробу сушили до постійної маси в сушильній шафі. Далі 20 – 30 хв прохолоджували і знову зважували. Температура сушіння становила $105 \pm 2^\circ\text{C}$, а тривалість – не менше 24 годин. Після цього ґрунт сушили ще протягом 1 години і знову зважували. Маса не повинна змінитися. Дані отримані при визначенні вологості ґрунтових зразків заносили у спеціально розроблену форму журналу експериментальних досліджень.

Твердість ґрунту оцінювалася за результатами визначення її щільності. Для чого занурювали ґрунтовий бур в ґрунт шаром 0 – 15 см. Дослідження проводилися у трикратній повторності. Кількість вимірів становила не менше 15 рівномірно по площині дослідної ділянки. Насадка занурювалася на глибину

- 0...10 см;
- 10...20 см, попередньо знявши шар 0...10 см;
- 20...30 см, попередньо знявши шар 10...20 см.

Отримані дані при визначенні твердості ґрунту заносилися у спеціально розроблену форму журналу експериментальних досліджень. Місце відбору проб відповідала наступним серіям дослідів:

№ досліду	Фон
1	Агрофон поля.
2	Шар ґрунту 0...5 см.
3	5...10 см.
4	10...15 см.
5	Колія після переднього моста енергетичного модуля.
6	Колія після другого моста енергетичного модуля.
7	Колія після технологічного модуля.

Нерівності профілю агрофону.

Профілювання агрофону на кожній обліковій ділянці проводилося перед проходом орного МТА на основі МЕЗ.

Для оцінки нерівностей профілю агрофону за допомогою ЕОМ було розроблено апаратно-вимірювальний комплекс (рис. 3.5), який призначений для вимірювання електричними методами неелектричних величин. Комплекс включає профілограф 1, встановлений на рейці 2, яка закріплена на стійках. На профілограф встановлено реохордний давач 3. При пересуванні профілографа по рейці його колесо 4 обкатує нерівності профілю фону 5. Із зміною ординати нерівностей фону важіль 6 здійснює кутові переміщення, що змінює опір реохордного давача 3. Сигнал від нього (електричний струм) поступає на аналогово-цифровий перетворювач 7 і відображається на моніторі ЕОМ 8. При профілюванні нерівностей агрофону оператор рівномірно пере-

суває профілограф по рейці зі швидкістю близько 0,5...0,6 м/с від одної опорної стійки до іншої.

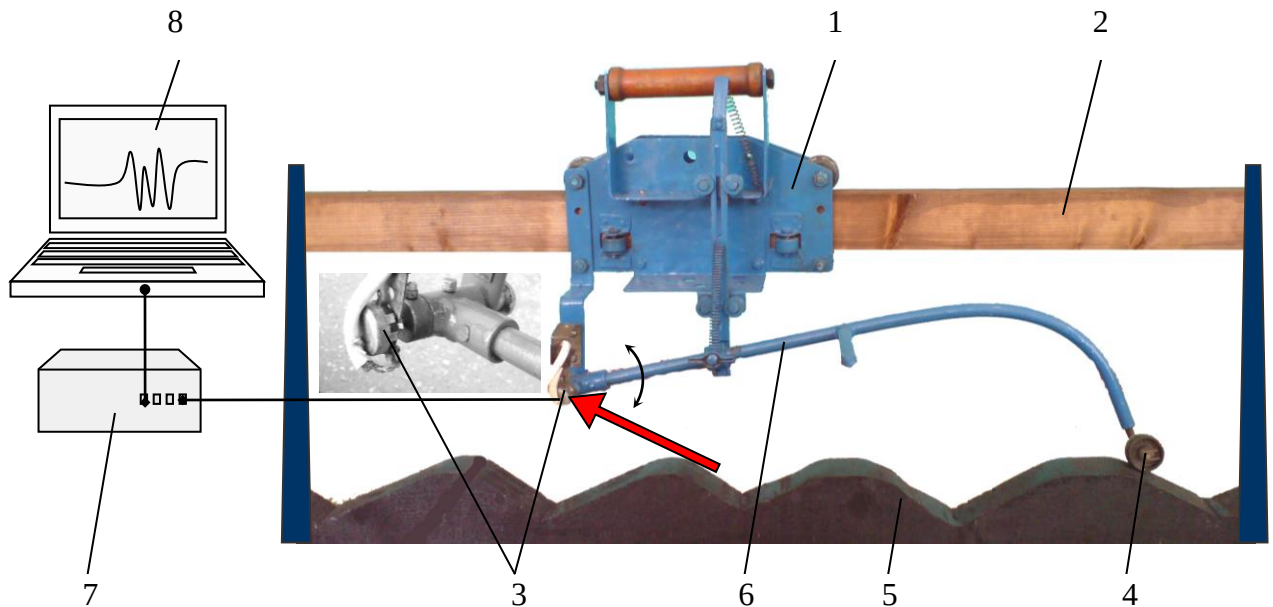


Рис.3.5. Апаратно-вимірювальний комплекс для оцінки нерівностей профілю агрофону.

Відносна погрішність вимірювання не перевищувала 2,5%.

3.3.2. Визначення масово-геометричних і конструктивних характеристик МТА

Масово-геометричні і конструктивні характеристики орного агрегату на основі МЕЗ класу 1,4-3 визначалися (відповідно ГОСТ 23734-79), як окремо для енергетичного і технологічного модулів та плуга, так і для всього агрегату.

При визначенні конструктивних параметрів енергетичного модуля МЕЗ він був обладнаний штатними шинами – тиск повітря становив для коліс переднього моста 0,13 МПа, заднього моста – 0,14 МПа, а для моста технологічного модуля із шинами 16,9R38 – 0,16 МПа, що відповідає рекомендованому тиску в шинах мобільних енергетичних засобів на роботах з основного обробітку ґрунту.

При вимірах енергетичного модуля МЕЗ він встановлюється на майданчик з бетонним покриттям. Положення коліс повинно бути симетричним щодо поздовжньо-вертикальної площини симетрії розташування рушія. Горизонтальні лінійні розміри енергетичного модуля визначаються по прямій, що прилягає до опорної поверхні. Похибка засобів вимірів лінійних розмірів по абсолютній величині становила не більше 2 мм.

Відносна похибка засобів вимірів при визначенні маси по абсолютній величині становила не більше 0,5%.

Аналогічно визначалися масово-геометричні параметри для технологічного модуля і сільськогосподарського знаряддя.

Коефіцієнти жорсткості та опору деформації шин технологічного та енергетичного модулів приймали із літературних джерел [108,128,131].

Момент інерції енергетичного модуля МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині, за рекомендаціями д.т.н. А.І. Тимофєєва [163], розраховували аналітично:

$$J_{\text{ш}} = M_1 \cdot \varepsilon \left[\frac{(a \cdot b + a^2 + b^2)^2}{a^2 + b^2} + \frac{(c \cdot d + c^2 + d^2)^2}{c^2 + d^2} \right], \quad (3.2)$$

де ε – коефіцієнт пропорційності;

(a, b), (c, d) – відстань від загального центру тяжіння частин системи, попарно розчленованих двома взаємно перпендикулярними перетинами.

Радіус кочення коліс технологічного та енергетичного модулів (R_{kj}) визначали наступним чином. На шину кожного із рушіїв наносили кольорову позначку, яка може залишати слід на поверхні шляху. Після проходження енергетичного модуля рулеткою заміряли відстань (L_k) між першим та N-м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували по формулі:

$$R_{kj} = \frac{L_{kj}}{2\pi(N-1)}. \quad (3.3)$$

3.3.3. Визначення тягово-енергетичних показників

Енергетична оцінка проводилася відповідно до ОСТ 70.2.15-73. Визначення показників енергетичної оцінки для об'єкта досліджень проводилося тензOMETричним методом, водночас з реалізацією плану проведення досліджень, із використанням аналого-цифрового перетворювання сигналів з одночасним записом реалізацій на ЕОМ.

Режим настройки тензOMETричної апаратури був такий, що похибка вимірюваних сигналів не перевищувала похибки виміру параметра.

Реєстрація (запис) показників в польових умовах проводилася на залізковій ділянці в двократній повторності (рух МТА в прямому та зворотному напрямках), у відповідності до плану реалізації досліджень, при встановленому режимі.

Дослідження орного МТА на основі МЕЗ проводилися в агротехнічний строк, що передбачено для оранки в умовах півдня України. Перед початком випробувань агрегат повинен був відпрацювати не менше години. Перед визначенням якісних показників роботи агрегату встановлювалися оптимальні параметри режиму роботи, відповідно до умов проведення випробувань і агротехнічних вимог. Проведені заходи з регулювань вносилися до журналу експериментальних досліджень.

Частоту обертання коліс заднього моста енергетичного модуля МЕЗ реєстрували за допомогою герконового давача за допомогою ЕОМ. Для цього давач був встановлений нерухомо на корпусі заднього моста лівого колеса енергетичного модуля (рис. 3.6). А дві металеві пластини з магнітом діаметрально протилежно встановлені на полувісі колеса. При русі енергетичного модуля металеві пластини, проходячи перед герконовим здавачем, відбивають сигнал, що через аналогово-цифровий перетворювач потрапляє на ЕОМ.

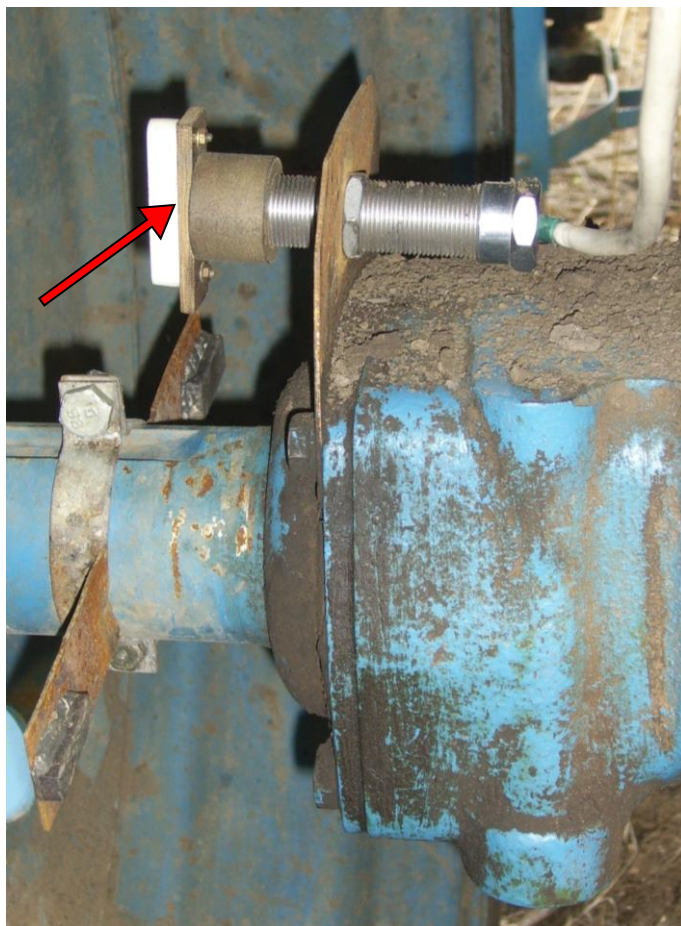


Рис. 3.6. Встановлення герконового давача на задньому мосту енергетичного модуля МЕЗ для визначення частоти обертання коліс.

Частоту обертання коліс технологічного модуля реєстрували також за допомогою герконового давача, встановленого на маточині лівого колеса (рис. 3.7).

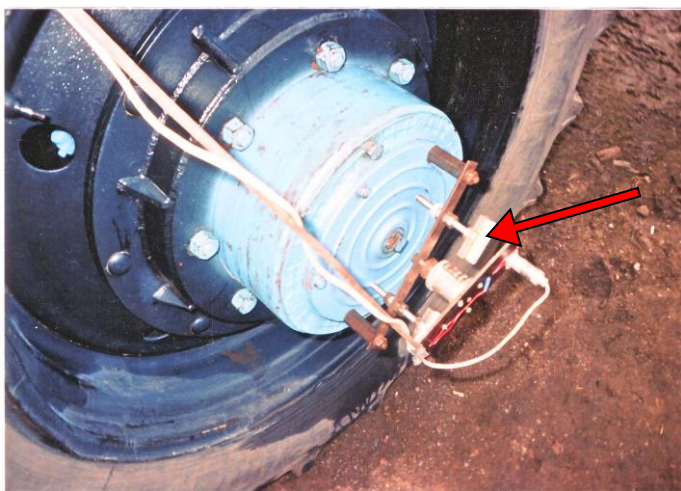


Рис. 3.7. Встановлення герконового давача на мосту технологічного модуля МЕЗ для визначення частоти обертання коліс.

Крутний момент на валу відбору потужності енергетичного модуля МЕЗ реєстрували за допомогою прохідного струмознімача ТРАП-45 (рис. 3.8).

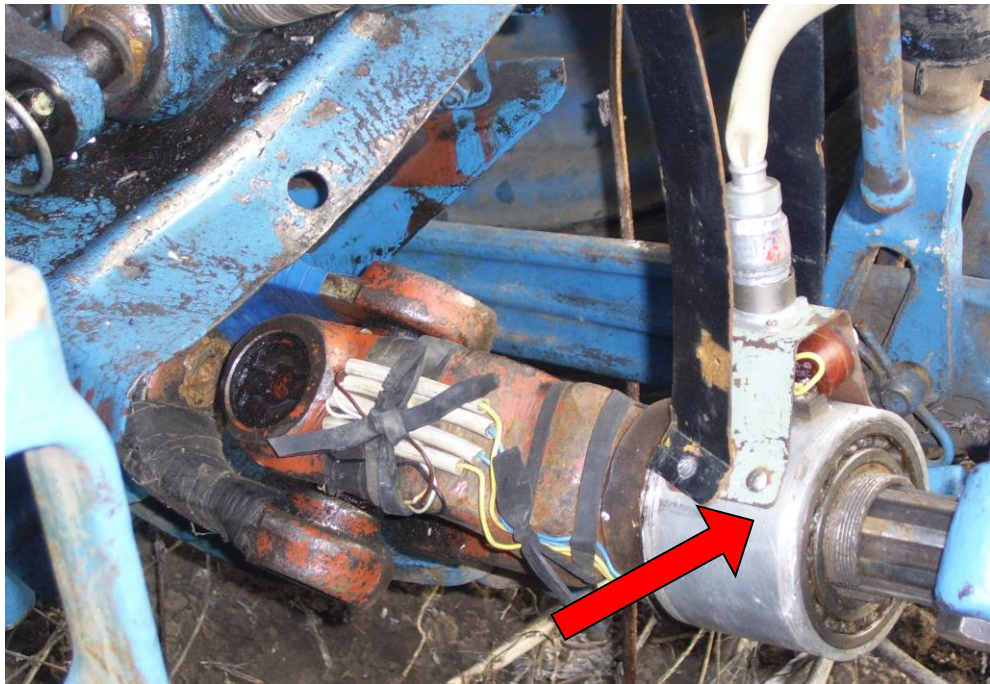


Рис. 3.8. Прохідний струмознімач ТРАП-45 встановлений на ВВП енергетичного модуля МЕЗ.

Швидкість руху агрегату при заліковому проході визначали по формулі $V_0 = S/t$, де S – довжина залікової ділянки, м; t – час проходження залікової ділянки, що фіксується секундоміром.

Випробування проводилися на максимально можливих швидкостях руху, які виходять з агротехнічних вимог (агротехнічна припустима швидкість на оранці).

Робоча ширина захвата (B_p) орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 залежить від взаємного розташування технологічного модуля і плуга в горизонтальній площині [107] (рис. 3.9).

Для визначення ширини захвату орного МТА, перед його проходом, від стінки борозни на певній заданій відстані (що в процесі лабораторно-польових досліджень дорівнювало 3 м) з кроком 1 м встановлювали 25 кілочків. Після проходження агрегату рулеткою вимірювали відстань (h_i) від кожного кілочка до стінки прокладеної під час дослідження борозни. Робочу ширину захвату орного МТА (B_p) розраховували по формулі:

$$B_p = Z - h_i. \quad (3.4)$$

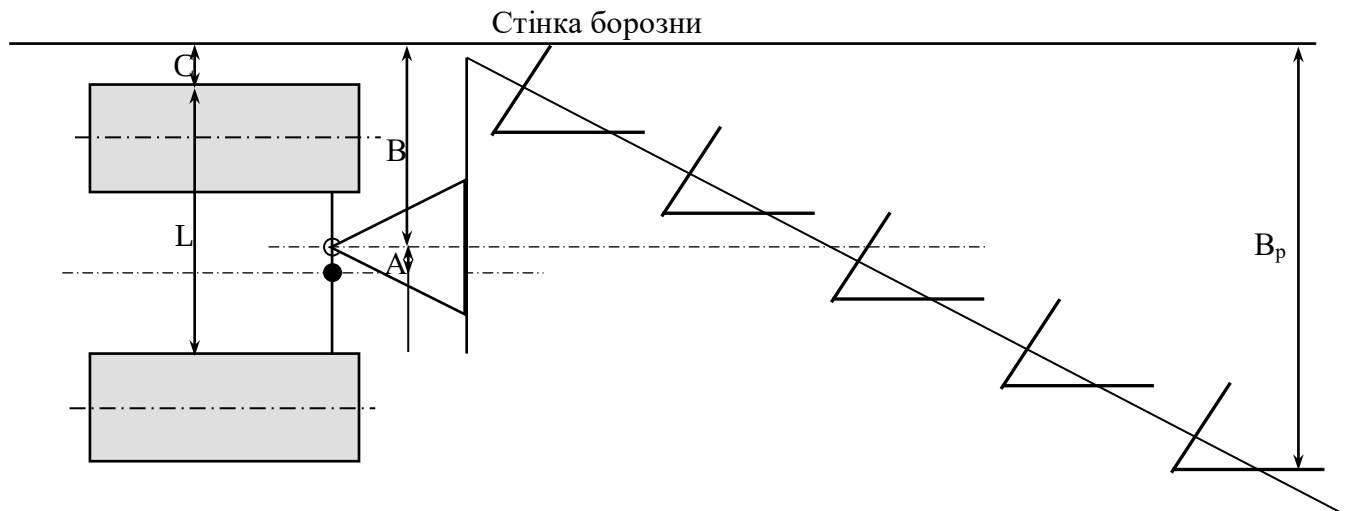


Рис. 3.9. Двохточкова схема навішування плуга ПЛН-5-35 на задній навісний механізм технологічного модуля МЕЗ.

Для вимірювання тягового опору плуга він був обладнаний шарнірно закріпленою на ньому рамкою. Передньою своєю частиною вона з'єднувалась із заднім навісним механізмом технологічного модуля, а задньою – через вимірювальний елемент – з рамою знаряддя (рис. 3.10).



Рис. 3.10. Схема встановлення тензометричної ланки для вимірювання тягового опору плуга.

В якості вимірювального елементу тягового опору плуга використовували тензометричну ланку конструкції ВІСГОМ (Росія) з діапазоном вимірювань 0 – 30 кН (див. рис. 3.10). Тарування тензометричної ланки проводили на спеціальному стенді з використанням динамометра ДПУ-5 (рис. 3.11). Увесь діапазон вимірювань (0 – 30 кН) розбивали при цьому на 10 інтервалів. Запис ординат навантаження/розвантаження в кожній точці записували на ЕОМ через аналогово-цифровий перетворювач. Відносна похибка вимірювань тягового опору не перевищувала 5%.



Рис. 3.11. Загальний вид тарувального стенда разом з вимірювальною апаратурою:

- 1 – стояк; 2 – платформа; 3 - черв'ячний редуктор; 4 – зразковий динамометр; 5 – тягова тензометрична ланка; 6 – електричний шлейф; 7 – аналогово-цифровий перетворювач; 8– акумуляторна батарея; 9 – ЕОМ.

Погодинні витрати палива фіксували за допомогою мірного бачка і секундоміра (рис. 3.12). Під час робочого руху орного МТА двох позиційний кран пристрою (див. рис. 3.12) повертали в положення, при якому паливо по-

ступало до двигуна з мірної ємності. По закінченні часу досліду кран повертали у попереднє положення і по лінійці мірного бачка визначали різницю висот стовпчика палива у ньому до та після вимірювань.



Рис. 3.12. Мірний бачок для виміру витрати палива, який встановлений в кабіні трактора.

Визначення прискорень вертикальних коливань моста енергетичного модуля МЕЗ.

Експериментальне вимірювання інтенсивності (прискорення) вертикальних коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ, при його роботі в складі МТА на оранці, реєстрували за допомогою вібрографа Гейгера (рис. 3.13). Для цього віброграф було встановлено в кабіні енергетичного модуля МЕЗ, біля сидіння водія. Таке розташування вібрографа в кабіні трактора дозволяє водночас з реєстрацією коливань ще і оцінити їх вплив на самого водія. Замість штатного механічного самописця вібрографа використовували індукційний давач. Так, при коливаннях маятника вібрографа (див. рис. 3.13) металевий

стержень наводить електрорушійну силу в котушці з магнітним осердям, сигнал від якої через аналогово-цифровий перетворювач потрапляє на ЕОМ.

Попередніми лабораторними дослідженнями було встановлено, що на частотах $0,5 - 16 \text{ с}^{-1}$, найбільш характерних для коливань профілю агрофону, на якому проводили лабораторно-польові дослідження, характеристика вихідного сигналу використовуваного вібрографа Гейгера з індукційним давачем є лінійною і практично незалежною від частоти коливань. Відносна похибка виміру величини не перевищує 1%.

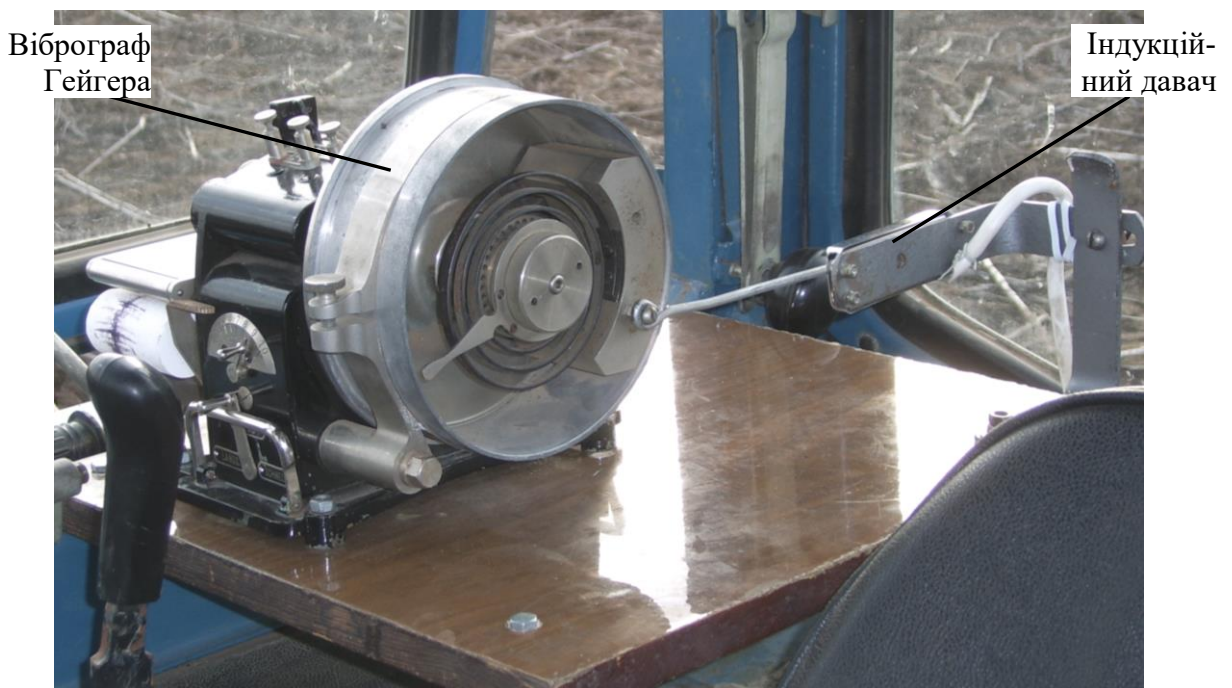


Рис. 3.13. Віброграф Гейгера з індукційним давачем, встановлений в кабіні енергетичного модуля МЕЗ.

З метою підвищення точності вимірювальних параметрів, до яких належить і прискорення, можливості безпосередньої дистанційної реєстрації показників з одночасною автоматичною обробкою результатів на ЕОМ і корегуванням процесу експериментальних досліджень, було розроблено апаратно вимірювальний комплекс (рис. 3.14), що дозволяє значно підвищити науково-технічний рівень експериментальних досліджень.

Для перетворення електричних сигналів вищерозглянутих датчиків використано спеціально розроблений 8 каналний аналого-цифровий перетворювач (див. рис. 3.13). За допомогою спеціально розробленої програми, автором якої є інженер Котов О.Г. [164], на екрані монітора ЕОМ представляється реалізації сигналів, які компілюються як в аналоговій, так і цифровій формі. Частота реалізації сигналу перетворювача становила 32 Гц. Отримані дані для подальшого математичного аналізу переводяться у середовище Microsoft Office Excel .

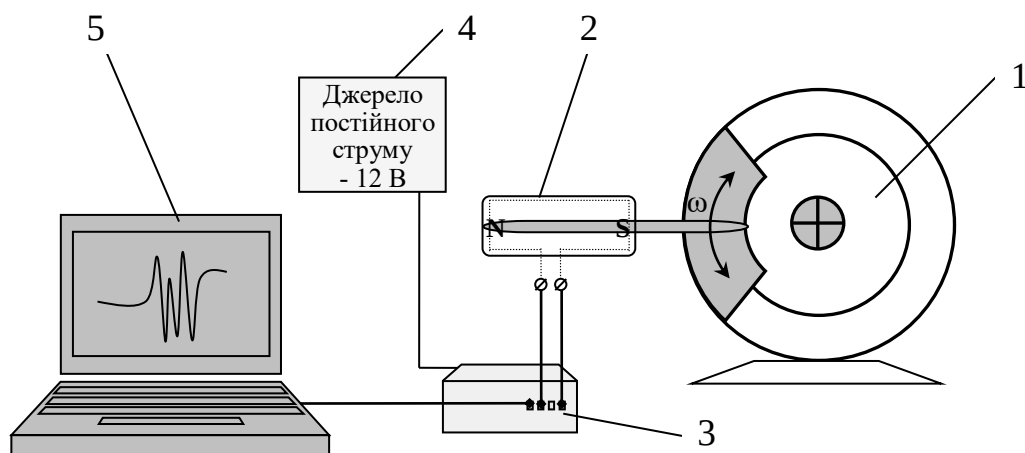


Рис. 3.14. Схема апаратно-вимірювального комплексу, показано на прикладі реєстрації вертикальних коливань:

1 – віброграф Гейгера; 2 – індукційний давач; 3 – аналогово-цифровий перетворювач; 4 - джерело постійного струму; 5 – ЕОМ.

Апаратно-реєструючий комплекс, що використовується при проведенні експериментальних досліджень, включає аналогово-цифровий перетворювач, акумуляторну батарею, ЕОМ типу «Notebook», та шлейф електричних кабелів з вищерозглянутих датчиків. Разом число каналів, які були одразу задіяні при виміру параметрів згідно плану експериментальних досліджень дорівнювало п'яти (тяговий опір плуга, вертикальне прискорення заднього моста енергетичного модуля МЕЗ, крутний момент на ВВП енергетичного модуля МЕЗ, частота обертання задніх коліс енергетичного модуля та частота обертання коліс технологічного модуля МЕЗ).

Розташування апаратно-реєструючого комплексу в кабіні енергетичного модуля МЕЗ в процесі експериментальних досліджень представлено на рис. 3.15.



Рис. 3.15. Апаратно-реєструючий комплекс, розміщений в кабіні енергетичного модуля МЕЗ.

Дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля здійснювали встановленням до однієї з гідромагістралей, яка з'єднує одну із порожнин основного гідроциліндра з гідророзподільником, втулок з отворами 6, 4, 2, 0 мм (рис. 3.16). Встановлення втулок з каліброваними отворами до гідромагістралі відповідало відносній величині зменшення діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження $\Omega = 25, 50, 75$ та 100% відповідно.

Встановлення втулок до магістралей гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ проводилося через люк в полу його кабіни (рис. 3.17). Конструкція дроселювальних втулок (див. рис. 3.16) забезпечувала герметичність в магістралі і течу рідини лише через прохідний перетин.

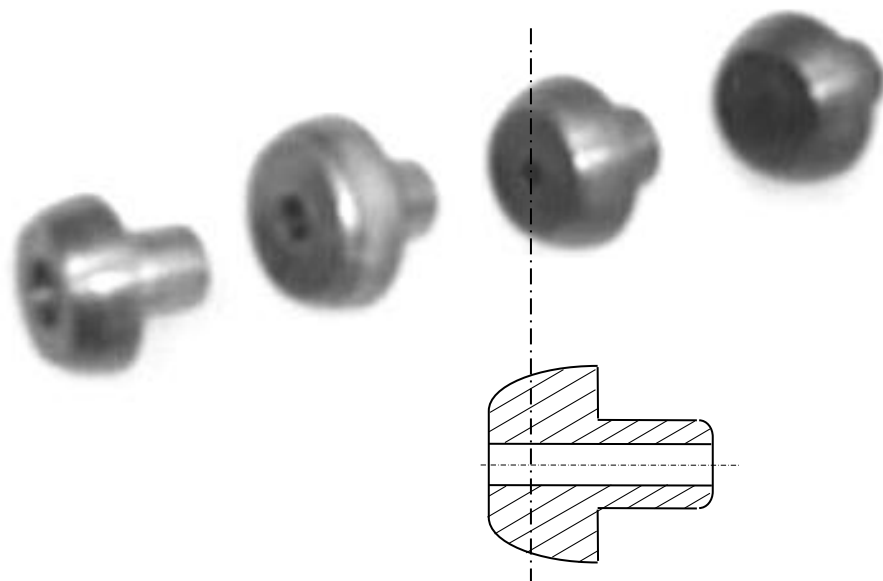


Рис. 3.16. Конструкція втулок з каліброваними отворами, що встановлювалися до магістралі основного гідроциліндра гідронавісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.



Рис. 3.17. Місце встановлення дросельних втулок до магістралі основного гідроциліндра через люк в полу кабіни енергетичного модуля МЕЗ.

Реєстрацію параметрів, необхідних для визначення експлуатаційно-технологічних і агротехнічних показників орних агрегатів здійснювали з використанням обладнання, рекомендованого ГОСТ 18509 - 80 і ОСТ 70.4.1- 80.

Глибину оранки в процесі досліджень вимірювали спеціально розробленим глибиноміром (рис. 3.18). Кількість вимірювань становило 50, крок замірів – 0,5 м.

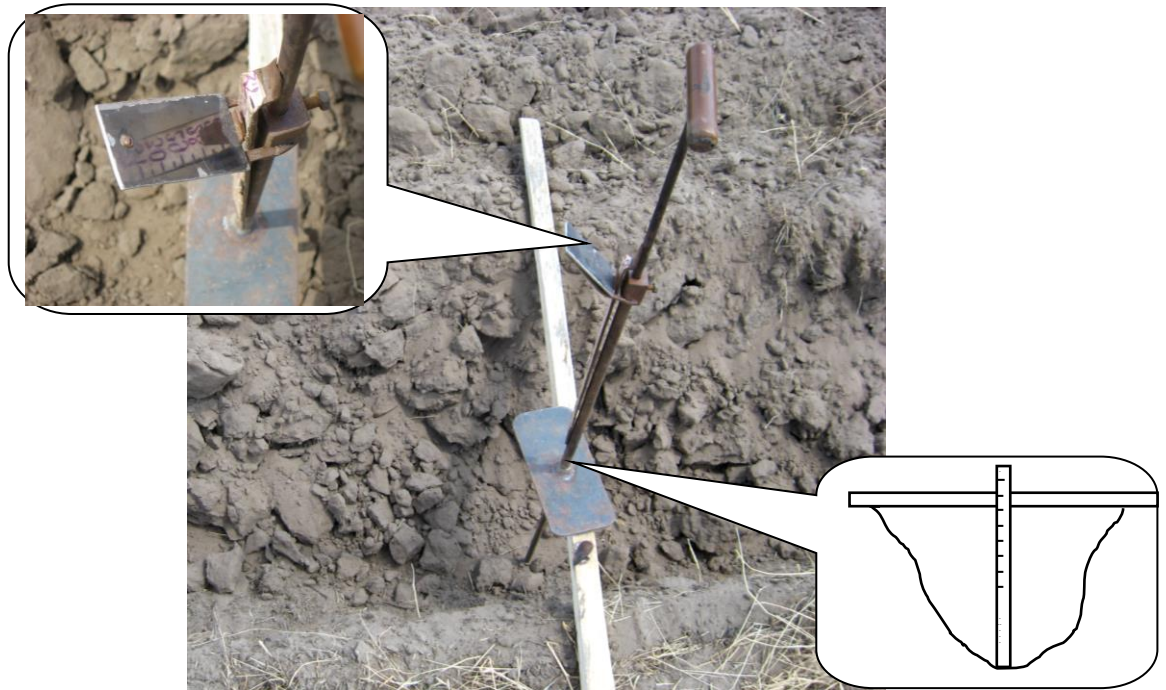


Рис. 3.18. Визначення глибини оранки.

3.4 Методика обробки експериментальних даних

Попередньо проведені експерименти дозволили підтвердити гіпотезу про стаціонарність вивчаємих випадкових процесів. Про ергодичність випадкових процесів в процесі лабораторно–польових досліджень приймали апріорі.

Із отриманих в процесі лабораторно–польових досліджень реалізацій вивчаємих параметрів, у вигляді аналогово-цифрової реалізації сигналів, набирали масив даних у вигляді значин в часі. В подальшому, за допомогою розробленого на кафедрі Машиновикористання в землеробстві (Таврійського державного агротехнологічного університету) пакету прикладних програм розраховували наступні ймовірнісні характеристики для заданого масиву даних:

- середнє значення;
- середньо квадратичне відхилення (стандарт);
- дисперсію;
- коефіцієнт варіації;
- похибку вибіркової середньої;
- нормовану кореляційну функцію;
- нормовану спектральну щільність.

Нормована кореляційна функція вимірних параметрів ρ розраховувалася за рекомендаціями [96,151]:

$$\rho(h) = \frac{1}{D_h(n-m)} \sum_{i=1}^{n-m} (h_i - m_h)(h_{i+m} - m_h), \quad (3.5)$$

де n – кількість вимірювань;

m – число точок кореляційної функції, $m = 0, 1, 2, \dots$;

h_i – значення параметра, $i = \overline{1, m}$;

m_h – математичне очікування вимірного параметра;

D_h – дисперсія вимірного параметра.

Нормована спектральна щільність вимірних параметрів $s(\omega)$ розраховувалася за рекомендаціями [96,151]:

$$s(\omega) = \frac{\Delta l}{\pi} \left[1 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \rho_i \cos(\omega \cdot \Delta l) \right], \quad (3.6)$$

де $\Delta \omega = \frac{\pi}{m \cdot \Delta l}$ є кроком частоти вимірного параметру.

Погодинні витрати палива орним МТА розраховували по формулі:

$$G = \frac{36 \cdot \pi \cdot \rho_t \cdot d^2 \cdot \Delta h}{4t}, \quad (3.7)$$

де ρ_t – густина дизельного палива при температурі t (її залежність від температури встановлювалася з [154]), кг/м³;

d – внутрішній діаметр вимірювального бачка, м;

Δh - різниця висот стовпчика палива у бачку до та після вимірювань, м;
 t - тривалість дослід, с.

Що стосується похибок вимірювання параметрів, реєструємих під час експлуатаційно–технологічної оцінки орного МТА на базі МЕЗ класу 1,4-3, то вони знаходилися в межах 3 – 5%.

Для визначення поелементних витрат часу зміни при експлуатаційно–технологічній оцінки орного МТА на основі МЕЗ використовували формули, викладені в ГОСТ 24055 – 88 «Методи експлуатаційно-технологічної оцінки». Базовим показником тут виступає час основної роботи агрегату T_1 . Для його розрахунку запропонована наступна узагальнена формула:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311}/K_m - T_{322} - T_5 - T_{61} - T_{71}}{1 + \tau_2 + \tau_{321} + \tau_{33} + \tau_{41} + 2 \cdot \tau_{62}}, \quad (3.8)$$

де T_n – нормативна тривалість зміни, год.;

T_{311} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування орного навісного плуга, год.;

T_{321} – середня значина тривалості перевodu МТА із транспортного положення в робоче і навпаки, год.;

K_m – коефіцієнт змінності;

T_{322} – витрати часу на агрегування знаряддя з МЕЗ, год.;

T_5 – витрати часу на відпочинок механізатора, год.;

T_6 – витрати часу на холості переїзди, год.;

T_{71} – витрати часу на щозмінне технічне обслуговування МЕЗ, год.;

τ_2 – питомі витрати допоміжного часу;

τ_{321} – питомі витрати часу на переведення МТА із транспортного положення в робоче і навпаки;

τ_{33} – питомі витрати часу на налагодження та регулювання орного МТА;

τ_{41} – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов;

τ_{62} – питомі витрати часу на переїзди з поля на поле.

3.5. Методика перевірки математичної моделі на адекватність

Поставлену задачу вирішували шляхом порівняння теоретичної $A_{\ddot{z}_2/h_2}(\omega)$ (див. рис. 2.8) та експериментальної $A_{e\ddot{z}_2/h_2}(\omega)$ амплітудно-частотних характеристик прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху в результаті дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму, шляхом зміни діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі на $\Omega = 0 - 90\%$.

Експериментальну амплітудно-частотну характеристику знаходили із виразу [165], з урахуванням рекомендацій [128]:

$$A_{e\ddot{z}_2/h_2}(\omega) = k_D \frac{\sigma_m}{\sigma_h} \cdot \left(\frac{S_m(\omega)}{S_h(\omega)} \right)^{0,5}, \quad (3.9)$$

де k_D – нормуючий коефіцієнт, що приводить спектральні характеристики в розглядуваний діапазон реалізацій;

$S_h(\omega)$ – спектральна щільність збурюючого впливу;

$S_m(\omega)$ – спектральна щільність прискорень вертикальних коливань моста енергетичного модуля МЕЗ;

σ_h^2 , σ_m^2 – середні квадратичні відхилення нерівностей профілю агрофона і спектральних щільностей прискорень вертикальних коливань моста енергетичного модуля МЕЗ.

Дисперсії характеристик випадкових процесів на виході лінійної динамічної системи знаходяться із виразів [95,101,139]:

$$D = \int_{\omega_{\text{нч}}}^{\omega_{\text{п}}} |A_{\ddot{z}_2/h_2}(\omega)|^2 S_h(\omega) d\omega = \int_{\omega_{\text{нч}}}^{\omega_{\text{п}}} S_m(\omega) d\omega, \quad (3.10)$$

де $\omega_{\text{поч}}$, $\omega_{\text{зр}}$ – початкове значення частоти розглядуваного діапазону частотних та/або спектральних характеристик і частота зрізу (або кінцеве значення частоти в розглядуваному діапазоні характеристики).

Адекватність порівнянних даних приймається у випадку, коли розраховане значення критерію Фішера F_p менше за теоретичне F_T [160,162] (додаток В).

Також, згідно F – критерію Фішера перевірялася гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій вертикальних коливань МЕЗ для різних значень діаметру прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми. Так, якщо розраховане значення F – критерію Фішера менше за критичне значення (по критичним точкам функції FРАСПОБР середовища Microsoft Office Excel 2003), то нуль гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій не відхиляється (на певному статистичному рівні значущості).

РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

4.1. Дослідження плавності руху орного МТА на основі МЕЗ

Лабораторно-польові експериментальні дослідження орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 проводили на оранці стерні соняшника. Середня значина вологості ґрунту в шарі 0-15 см становила 23,73%, а щільності – 1,43 г/см³ (табл. 4.1).

Таблиця 4.1 -

Умови проведення лабораторно-польових дослідів

Показник	Значення
Тип ґрунту	Темно - каштановий, залишково-солонцюватий
Рельєф	Рівний
Мікрорельєф	Вирівняний
Агротехнічний фон	Поле після збирання соняшнику
Вологість ґрунту (%) в шарі:	
0 - 5 см	24,7
5 - 10 см	23,8
10 - 15 см	22,69
Щільність ґрунту (мПа) в шарі 0 -25 см	
- агрофону	1,43
- після переднього моста енергетичного модуля МЕЗ	1,49
- після заднього моста енергетичного модуля МЕЗ	1,57
- після моста технологічного модуля МЕЗ	1,69

З метою підсилення збурюючого впливу від нерівностей агрофону орний агрегат на основі МЕЗ класу 1,4-3 (рис. 4.1) рухався перпендикулярно довжині гону, тобто поперек рядкам соняшника. Знаряддя було налаштоване на глибину оранки 26 см. Дійсне середнє значення цього параметру становило $26,0 \pm 0,5$ см, а середнє квадратичне відхилення $\pm 2,0$ см, що відповідає агротехнічним вимогам на цю операцію (рис. 4.2). Середнє значення робочої ширини захвату плуга на заліковій ділянці дорівнювала 1,83 м. Робоча швидкість руху МТА дорівнювала 1,5 – 1,7 м/с.



Рис. 4.1. Орний МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 в роботі (агротехнічний фон – стерня соняшника).

Враховуючи фізичну сплість ґрунту, потужність орного шару, засміченість поля, особливість сівозміни та ін. – оранка проводилася в оптимальний строк. Глибина оранки була обрана з міркувань, по-перше, за умов недостатньої вологості ґрунту, по-друге – з метою створення макси-

мальних тягових зусиль, що передбачено програмою експериментальних досліджень.

Оборот пласта оранки був повний, закладення рослинних решток, бур'янистих рослин складало не менше 95%, огріхи були відсутні (див. рис. 4.2).

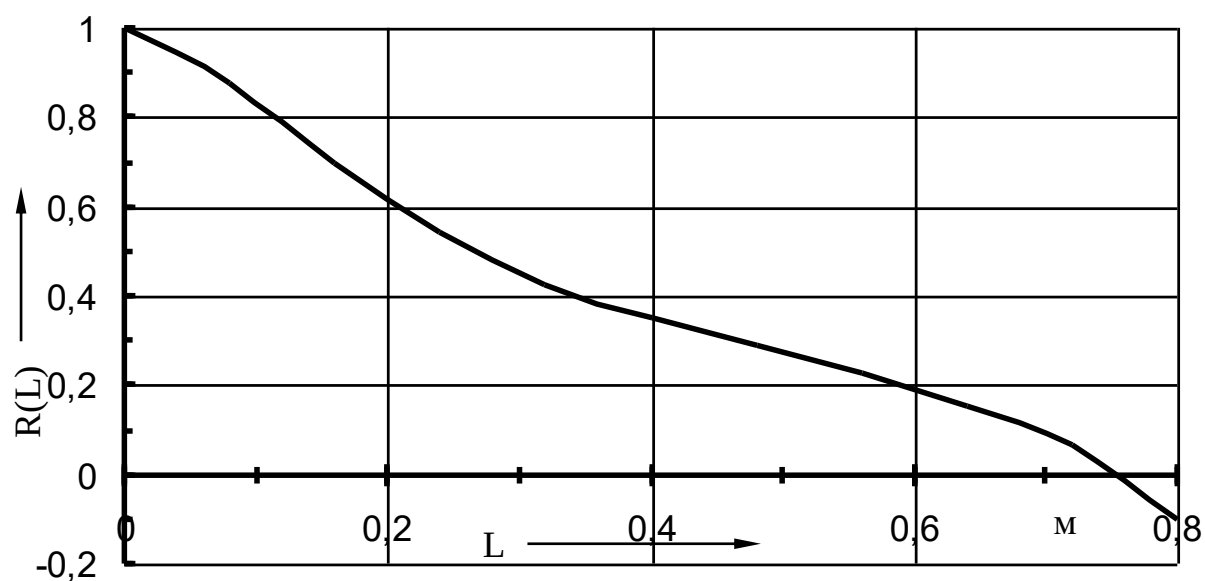


Рис. 4.2. Фон зораної ділянки поля.

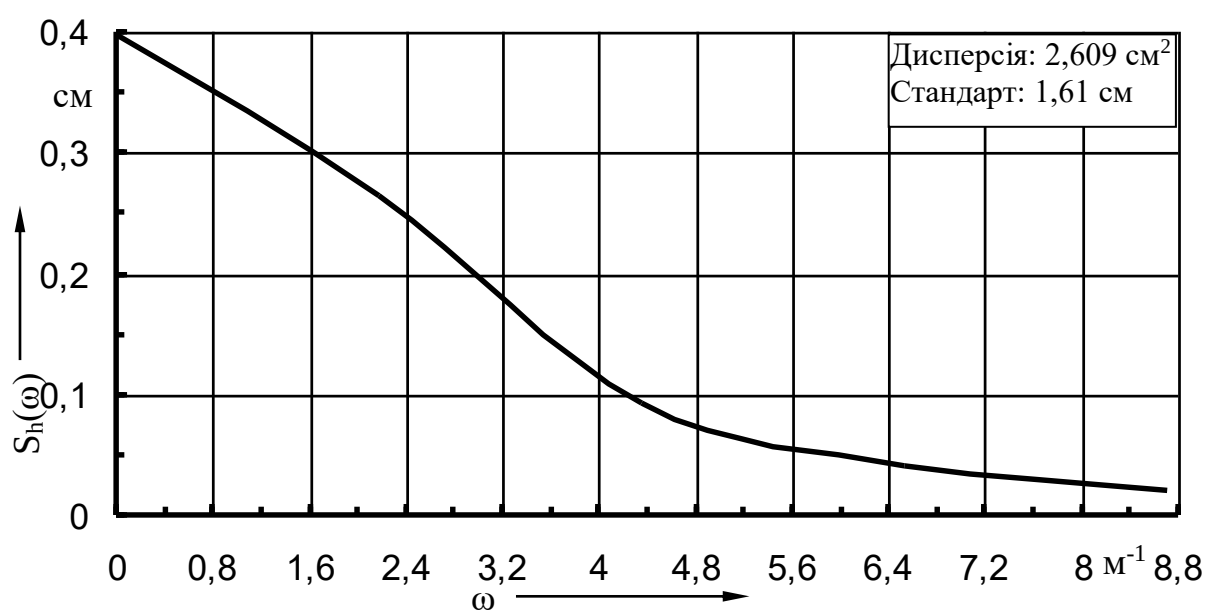
Коливання поздовжнього профілю оброблюваної ділянки поля характеризуються функцією, що містить поряд з випадковими складовими – гармонійні, які виражені загасаючими періодичними коливаннями (рис. 4.3а). Такий профіль агрофону є типовим для стерньового попередника [127,161] і відображає реальну картину коливань нерівностей в поперечному розгляді попереднього обробітку. Середнє квадратичне відхилення ординат нерівностей профілю поля дорівнює $\pm 1,61$ см.

Із аналізу нормованої спектральної щільності (рис. 4.3б) встановлено, що частота зрізу для цього процесу дорівнює приблизно $8,8 \text{ м}^{-1}$. Основна доля дисперсій коливань профілю шляху зосереджена в діапазоні частот $0 - 8 \text{ м}^{-1}$.

При вказаній швидкості руху орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3, це становить спектр коливань різній інтенсивності в діапазоні $0 - 15,0 \text{ с}^{-1}$.



а)



б)

Рис. 4.3. Графіки нормованої кореляційної функції (а) та спектральної щільності (б) коливань поздовжнього профілю агрофону.

Отримані значення коливань поздовжнього профілю агрофону (див. рис. 4.3) добре узгоджуються із шириною міжряддя рядків соняшника, що практично і утворює частотний діапазон самих коливань.

Як показали результати експериментальних даних, основна доля дисперсії прискорень вертикальних коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ в складі МТА на оранці зосереджена в цьому ж діапазоні, що і нерівності агрофону (рис. 4.4). Графіки нормованих кореляційних функцій вертикальних коливань МТА при дроселюванні гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ характеризуються функцією, що містить поряд з випадковими складовими – гармонійні, які виражені загасаючими періодичними коливаннями (див. рис. 4.4). Такий же характер мають і коливання нерівностей профілю агрофону (див. рис. 4.3). Але, якщо внутрішні структури коливань МТА в результаті дроселювання гідросистеми практично однакові за характером процесу, то значно відрізняються за частотою і дисперсією. Найбільша довжина кореляційного зв'язку, що є бажаним, відповідає повному запиранню гідромагістралі гідросистеми ($\Omega = 100\%$) і становить приблизно 0,62 с, що при вказаній швидкості руху МТА дорівнює 0,8 – 0,93 м. Такий результат пояснюється тим, що основний спектр коливань нерівностей профілю має періодичність, що відповідає ширині міжряддя соняшника.

Із графіків нормованих спектральних щільностей вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ видно (рис. 4.5), що нерівності агрофону викликають цілий спектр коливань різної інтенсивності в діапазоні $0 - 16 \text{ с}^{-1}$, в залежності від дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму. При цьому виражені максимуми спектрального складу вертикальних коливань агрегату в залежності від величини зменшення діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі гідронавісного механізму мають свої області частот. Але очевидно, що із збільшенням ступеню дроселювання гідросистеми навісного механізму, тобто збільшення жорсткості з'єднання модулів МЕЗ в агрегаті, вони зміщуються в область ни-

зких частот, що є позитивним фактом в рішенні задачі підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ.

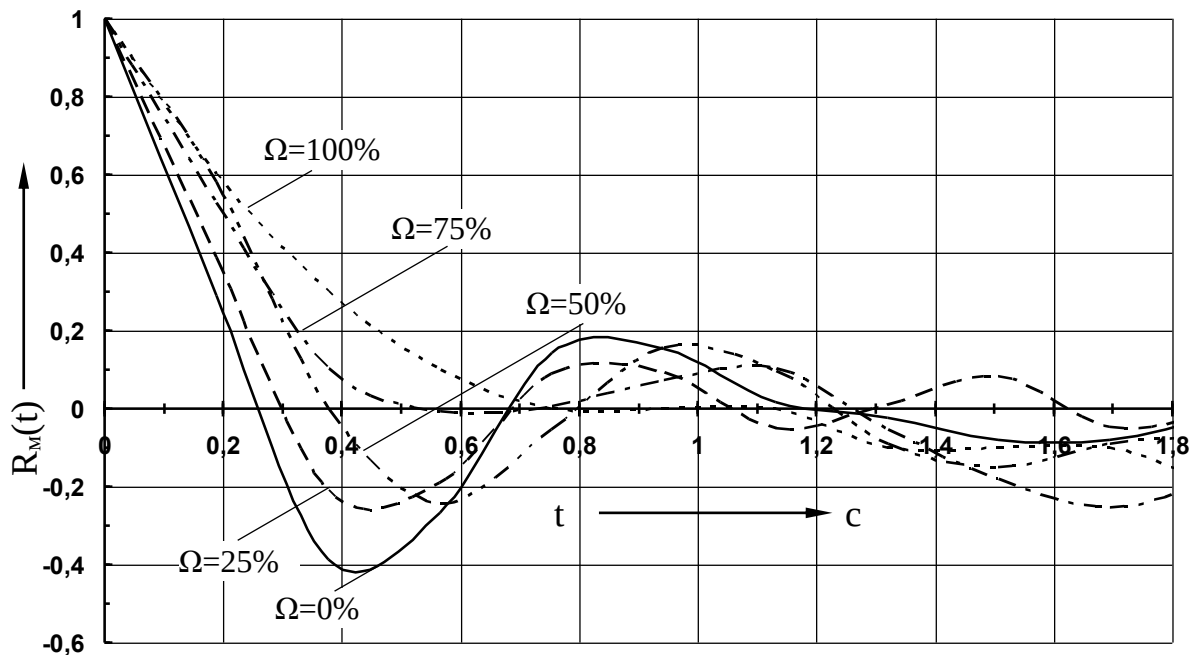


Рис. 4.4. Нормовані кореляційні функції прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму на $\Omega = 0 - 100\%$.

Оцінка динаміки руху орного МТА на основі МЕЗ у подовжньо-вертикальній площині підтвердила теоретичні дослідження. Так, функціонування МЕЗ при номінальній величині прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля характеризується дуже негативним коливальним процесом у подовжньо-вертикальній площині із незадовільним характером і величиною спектральної щільності (див. рис. 4.5) та великою дисперсією (рис. 4.6). Разом з тим, на рівні звуження гідромагістралі на $\Omega = 75 - 100\%$, основні спектри дисперсій прискорень вертикальних коливань сягають від 0 до $8 - 14 \text{ с}^{-1}$, що навіть менше за частотний діапазон коливань профілю агрофона, що є бажаним.

Результати досліджень доводять актуальність питання зменшення дисперсії вертикальних коливань агрегатів на основі МЕЗ без додаткових конс-

труктивних змін їх системи підресорювання, що можна забезпечити раціональним вибором жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру енергетичного модуля МЕЗ.

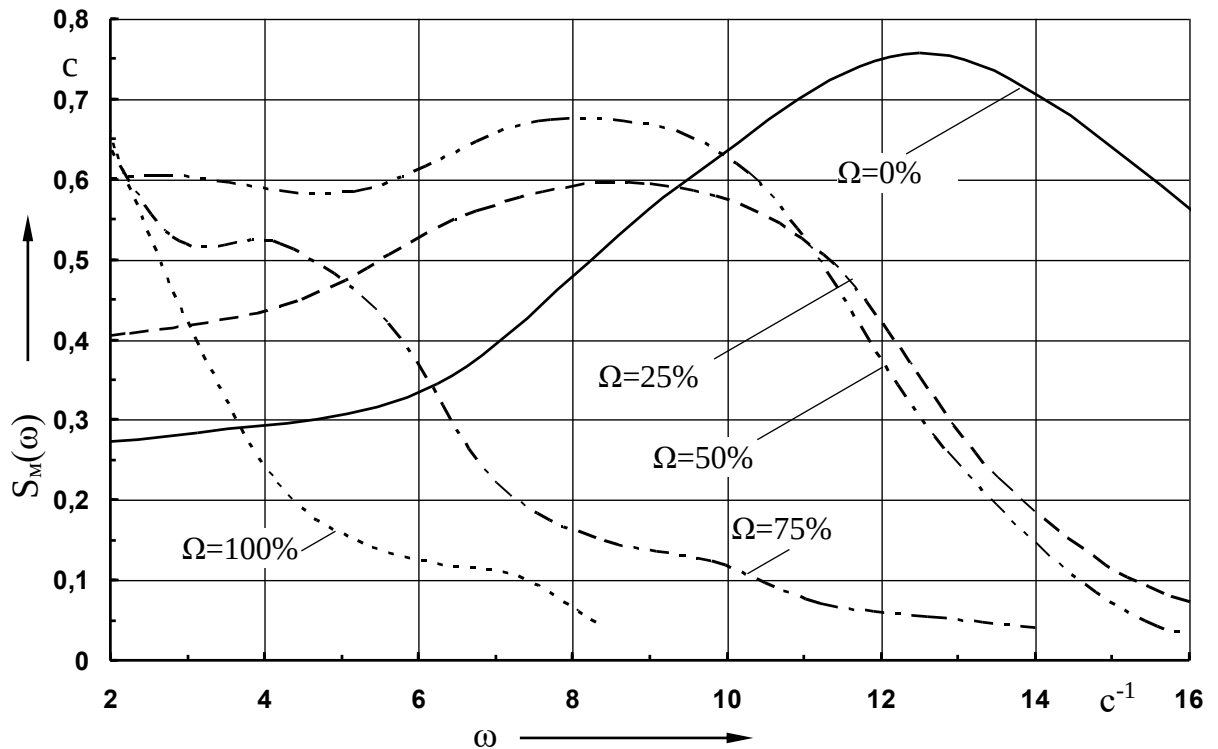


Рис. 4.5. Нормовані спектральні щільності прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму на $\Omega = 0 - 100\%$.

Характер зменшення дисперсії прискорень вертикальних коливань МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі не однаковий (див. рис. 4.6). Інтенсивне зменшення дисперсій спостерігається до рівня зменшення прохідного перетину гідромагістралі на 75 – 80%, а далі приблизно незмінне. Проведений аналіз функції показав, що критична точка, яка є величиною раціональної зміни діаметру прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндру енергетичного модуля МЕЗ припадає на рівень 78%. Зменшення дисперсії прискорень вертикальних коливань МЕЗ в 3 рази на цьому рівні не

є випадковим, оскільки згідно F- критерію Фішера на рівні значущості 0,05 нуль-гіпотеза про рівність цих статистичних оцінок відхиляється.

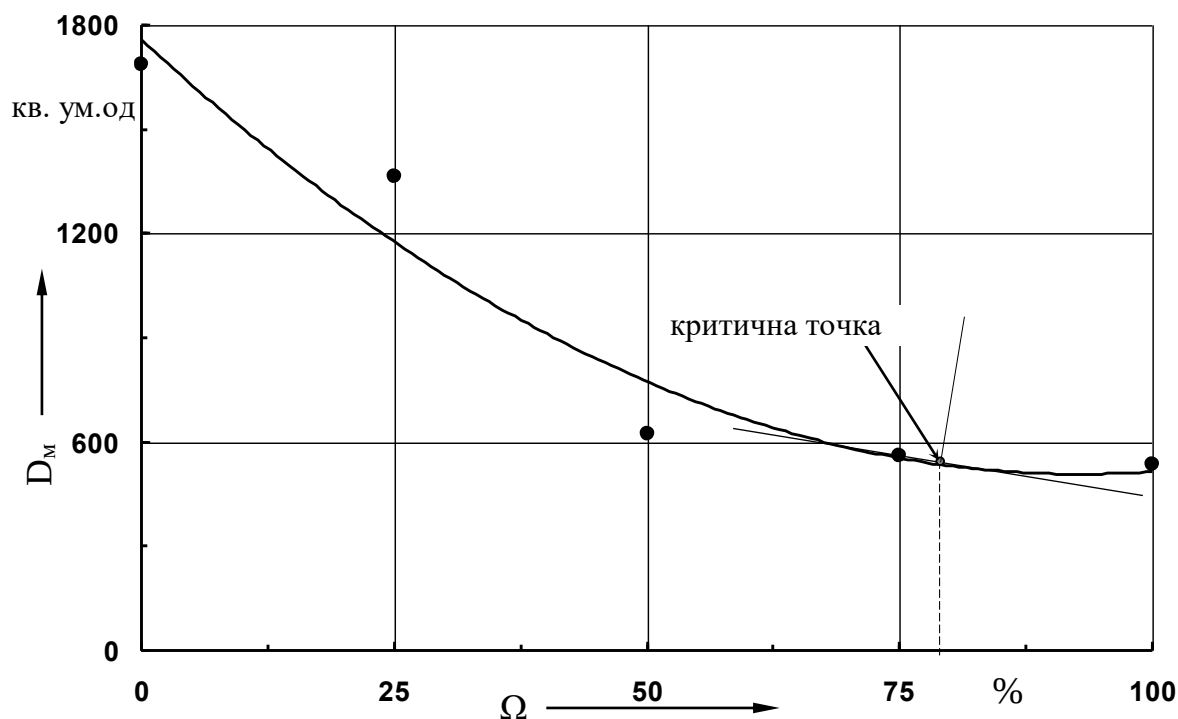


Рис. 4.6. Залежність дисперсії D_M реєстрації прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ від зміни діаметру прохідного перетину при раптовому звуженні Ω гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму.

Співставлення теоретичної ($\bar{A}_{\dot{z}_2/h_2}$) та експериментальної ($A_{\dot{z}_2/h_2}$) амплітудно-частотних характеристик прискорень вертикальних коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму показав (рис. 4.7), що процеси характеризуються приблизно однаковим характером зміни частотного діапазону. В робочому діапазоні частот $2 - 16 \text{ с}^{-1}$ цей процес близький до теоретичного, розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями становить не більше 8 – 15%, що прийнятно для практики розрахунків. Що стосується значень цих оцінок, то згідно F- критерію

Фішера нуль - гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій на статистично-му рівні значущості 0,05 не відхиляється для всього діапазону зміни діаметру прохідного перетину гідромагістралі гідросистеми МЕЗ.

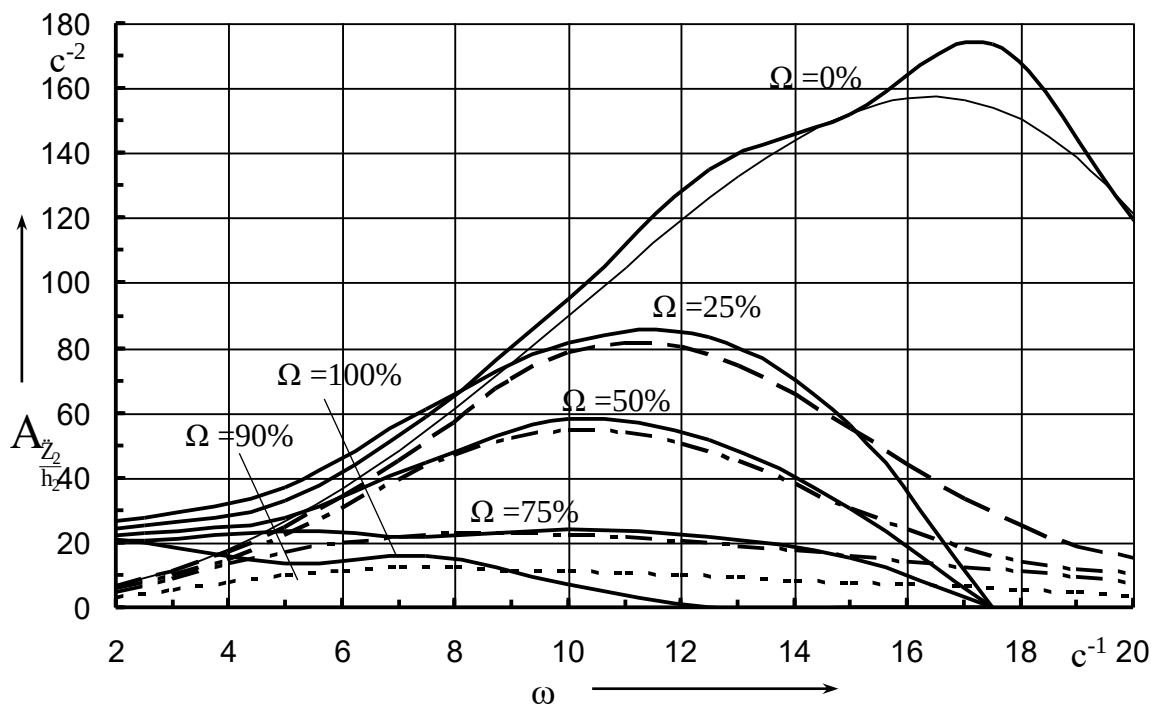


Рис. 4.7. Теоретичні ($\bar{A}_{z_2/h_2}$ —) та експериментальні (A_{z_2/h_2} □□□) амплітудно-частотні характеристики прискорень вертикальних коливань заднього мосту енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі на рівнях $\Omega = 0 \dots 100\%$.

Задовільний збіг вищевикладених теоретичних та експериментальних результатів вказує на адекватність розробленої математичної моделі у другому розділі дисертаційної роботи, що забезпечує можливість її подальшого використання для розв'язку поставлених задач.

4.2. Дослідження тягово-енергетичних показників роботи орного МТА на основі МЕЗ

Результати визначення тягово-енергетичних показників роботи орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 для різної жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певним дроселюванням прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ, представлені в табл. 4.2.

Таблиця 4.2 -

Тягово-енергетичні показники роботи орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3

Показник	Значення показника для рівня раптового звуження гідромагістралі Ω				
	0%	25%	50%	75%	100%
Робоча швидкість руху:					
м/с	1,52	1,72	1,56	1,67	1,67
км/год	5,47	6,19	5,61	6,01	6,01
Тяговий опір плуга:					
середнє значення, кН	24,15	24,62	24,50	24,89	25,34
стандарт, $\pm$ кН	1,49	3,00	1,59	1,94	1,50
коефіцієнт варіації, %	9,8	9,86	9,08	10,69	11,02
Крутний момент на ВВП енергетичного модуля МЕЗ:					
середнє значення, ум.од.	2,68	2,53	3,73	3,44	3,03
стандарт, ум.од.	1,07	0,85	0,37	0,14	0,16
коефіцієнт варіації, %	39,91	33,59	9,86	3,96	5,28
Погодинні витрати палива, кг/год	17,20	16,32	15,77	15,77	14,19
Продуктивність за 1 год. основного часу, га/год	0,954	1,086	0,984	1,050	1,050
Питомі витрати палива, кг/га	18,02	15,02	16,02	15,02	13,52

Коливання тягового опору плуга виражають випадкову функцію, в якій відсутні гармонійні складові (рис. 4.8), а основний спектр дисперсій коливань зосереджений у діапазоні частот $0 - 18 \text{ с}^{-1}$ (рис. 4.9). Характер нормованих кореляційних функцій і спектральних щільностей коливань орного знаряддя (див. рис. 4.8 і 4.9) підтверджує факт незначного впливу цих коливань на динаміку вертикальних коливань МЕЗ, порівняно з нерівностями профілю шляху, що описано у другому розділі дисертаційної роботи.

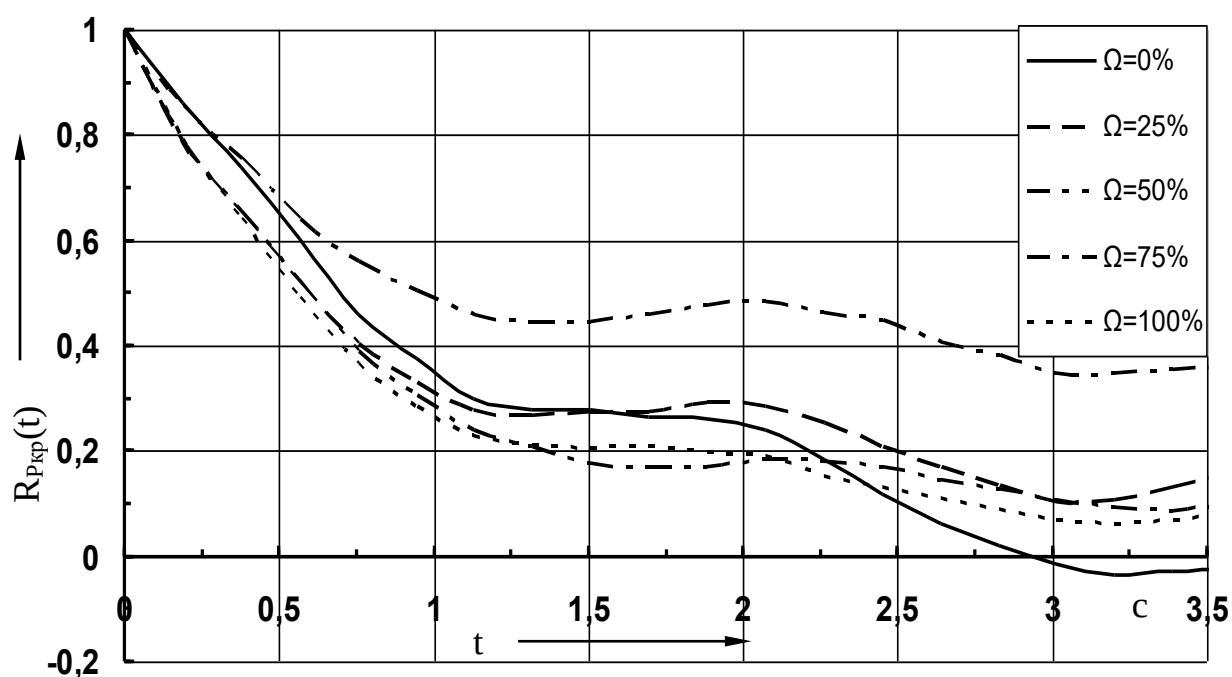


Рис. 4.8. Нормовані кореляційні функції коливань тягового опору плуга в результаті раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на $\Omega = 0 \dots 100\%$.

Результат зменшення дисперсії вертикальних коливань МТА на основі МЕЗ, шляхом забезпечення раціонального вибору жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ практично не оказує вплив на коливання тягового опору плуга (рис. 4.10). Який в свою чергу

здійснює значно менший вплив на плавність руху МТА, ніж збурення від нерівностей поздовжнього профілю шляху. Про це свідчить однаковий характер розподілу щільності коливань тягового опору орного знаряддя як за частотою, так і за енергією (див. рис. 4.9), а також вузька розбіжність середньо квадратичного відхилення, що становило $\pm 1,5 \dots 3,0$ кН (див. табл. 4.2).

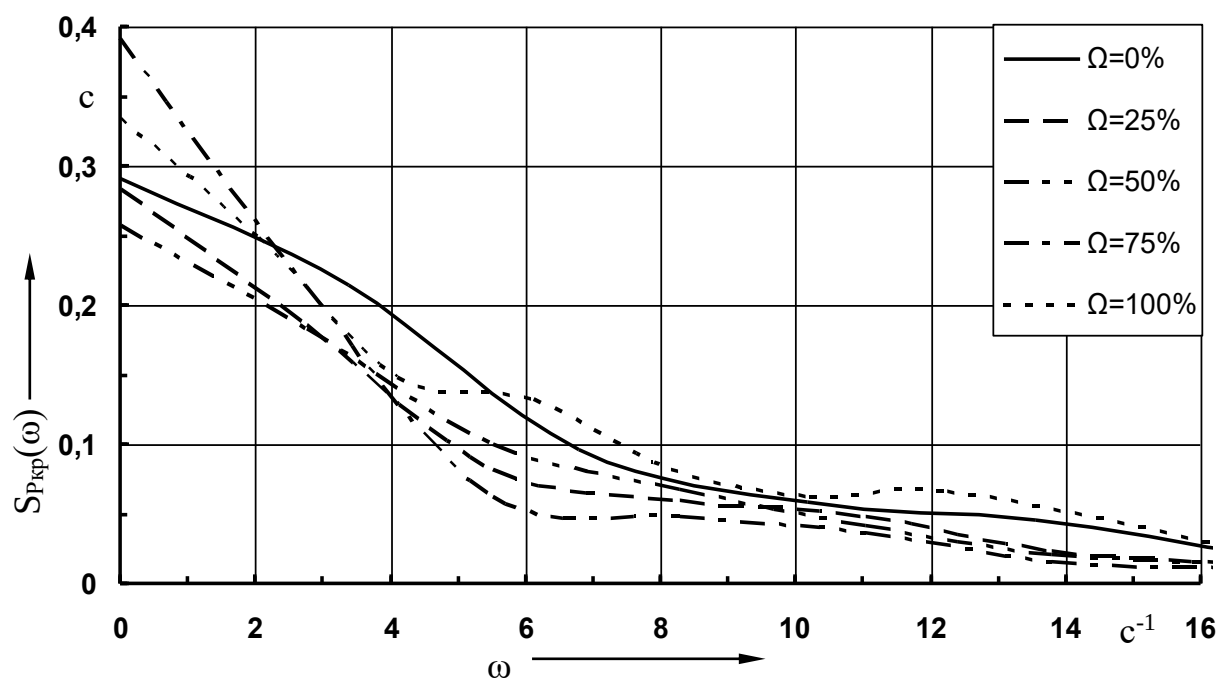


Рис. 4.9. Нормовані спектральні щільності коливань тягового опору плуга при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на $\Omega = 0 \dots 100\%$.

В подальшому аналізі експериментальних досліджень та з практичної точки зору можна вважати, що зміна жорсткості з'єднання модулів МЕЗ робить незначний вплив на характеристики тягового опору сільськогосподарського знаряддя та його впливу на плавність руху МТА в цілому.

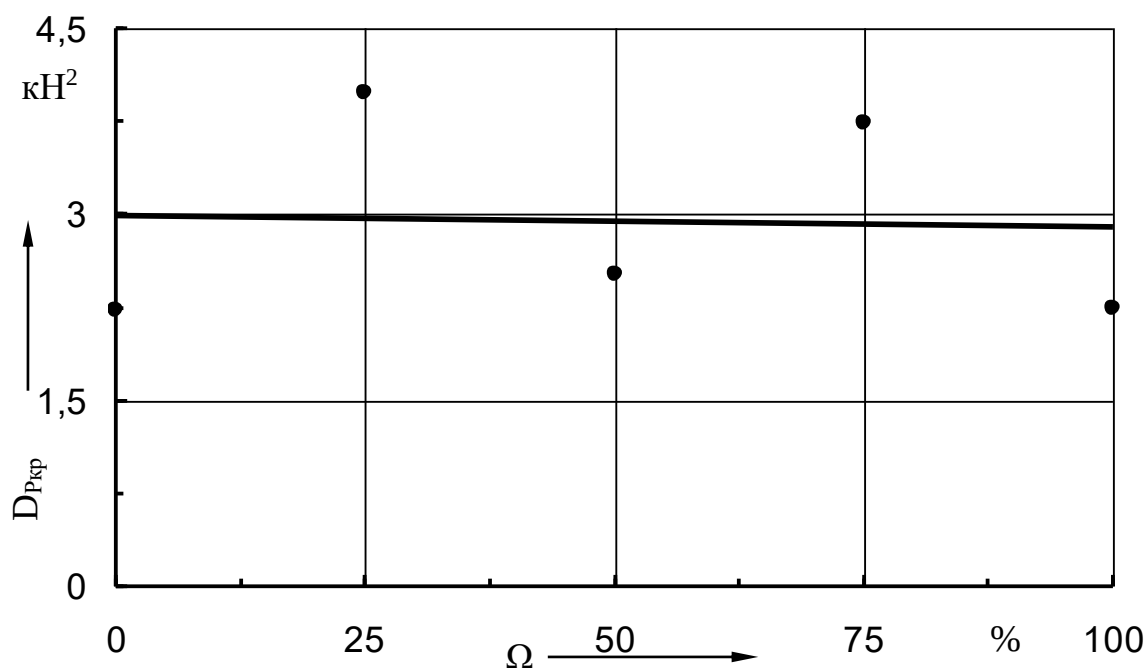


Рис. 4.10. Залежність дисперсії $D_{кр}$ коливань тягового опору плуга при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ на $\Omega = 0 - 100\%$.

Вплив жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ за характером коливального процесу крутного моменту на його валу відбору потужності декілька інший. Аналіз отриманих експериментальних даних показує, що графіки нормованих кореляційних функцій (рис. 4.11) за характером процесу описують випадкові функції в яких мала гармонічна складова, але ступінь випадковості значно вища.

Основний спектр коливань крутного моменту на валу відбору потужності зосереджений у діапазоні $0 - 20 \text{ с}^{-1}$ (рис. 4.12). Виражені максимуми спектрального складу цих коливань відзначають більш складну структуру їх виникнення.

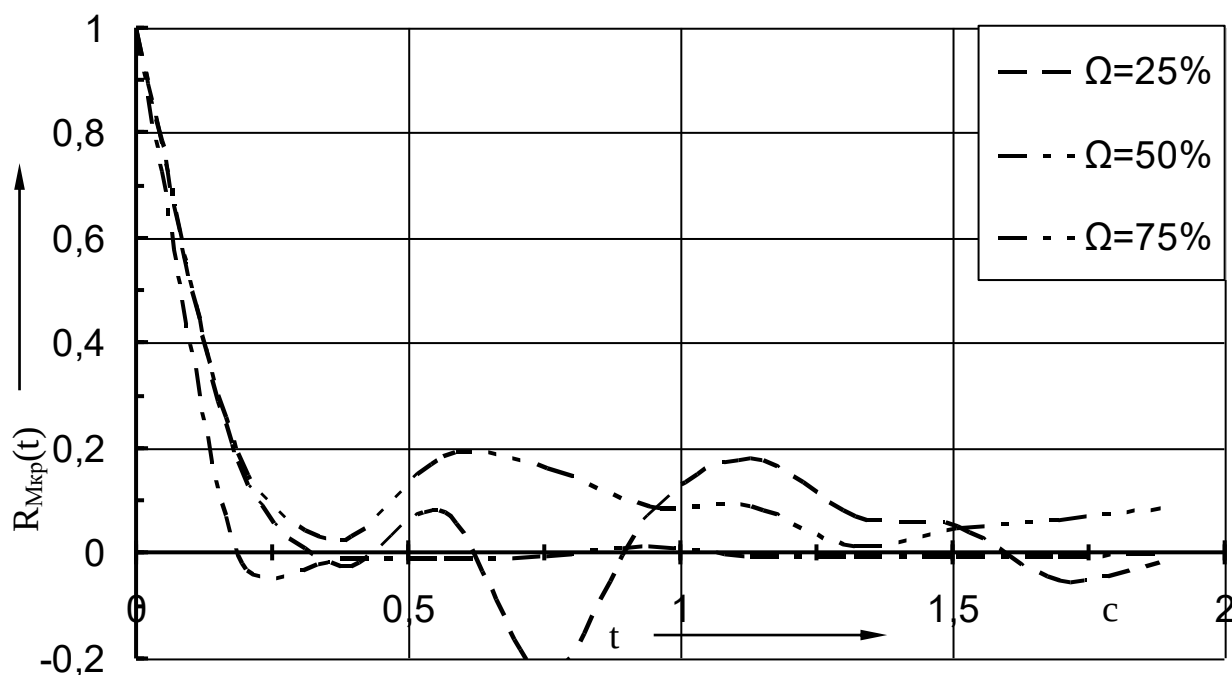


Рис. 4.11. Нормовані кореляційні функції коливань крутного моменту на валу відбору потужності енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму на $\Omega=0\ldots 100\%$.

За результатами досліджень слід відзначити, що підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ шляхом забезпечення раціонального вибору жорсткості з'єднання двох модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ змінює характер розподілу щільності коливань крутного моменту на його ВВП (див. рис. 4.12), та зменшує дисперсію самих коливань (рис. 4.13). Це вказує на те, що із зменшенням дисперсії вертикальних коливань МЕЗ зменшується діапазон середньо квадратичного відхилення динамічного радіуса його коліс, а разом із ним і зчіпної ваги енергозасобу, що детально описується в роботі [95]. А це є бажаним, оскільки дозволяє зменшити витрати потужності на коливання МЕЗ та підвищити енергетичні показники роботи МТА на його основі.

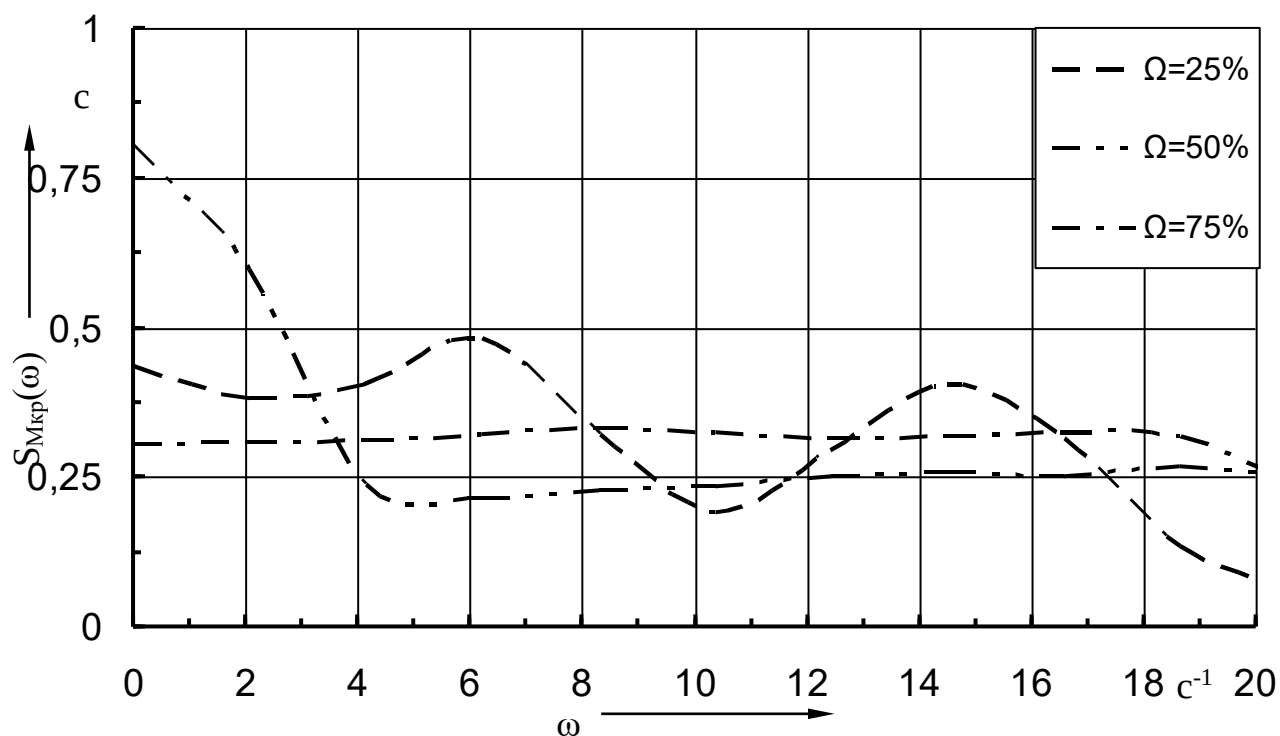


Рис. 4.12. Нормовані спектральні щільності коливань крутного моменту на ВВП енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму на $\Omega = 0 \dots 100\%$.

Загалом, аналіз лабораторно-польових експериментальних даних свідчить, що результат підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 дозволяє виконувати оранку на стало більшій швидкості (див. табл. 4.2). В результаті, продуктивність за 1 годину основного часу прямопропорційно збільшується. Крім росту продуктивності відмічений факт зменшення питомої (погектарної) витрати палива орного МТА на основі МЕЗ (див. табл. 4.2).

З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значеннями гребенистості поверхні і глибини оранки, а також між дисперсіями цих показників за F-критерієм Фішера носять суто випадковий характер.

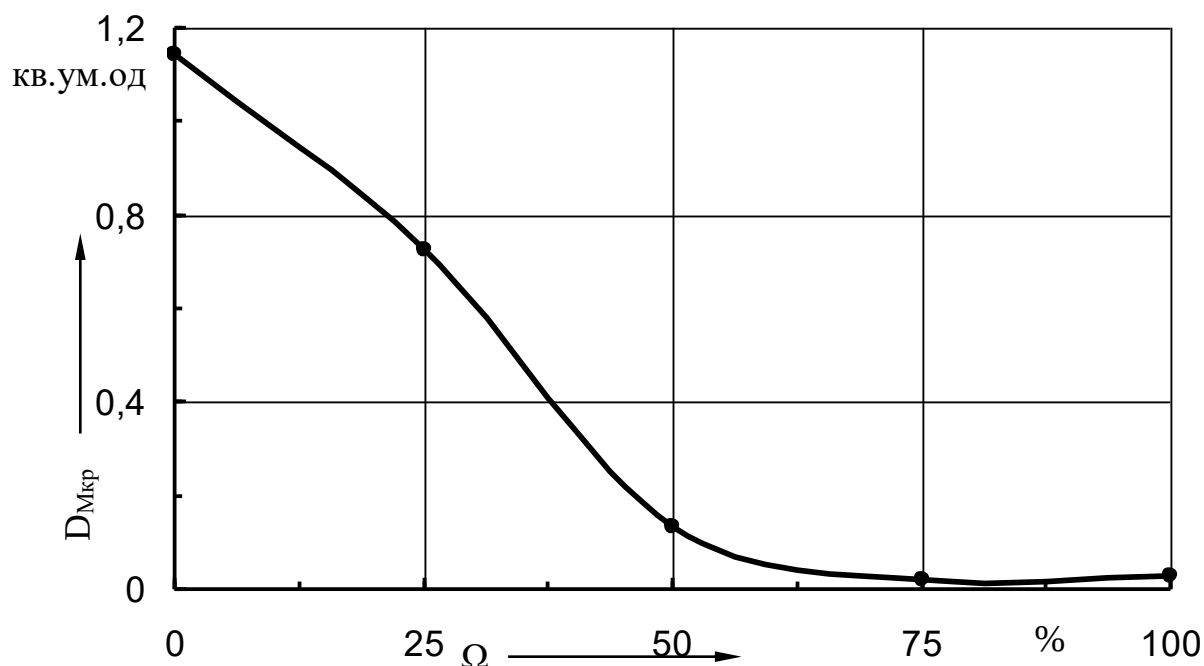


Рис. 4.13. Залежність дисперсії $D_{\text{Мкр}}$ коливань крутного моменту на валу відбору потужності енергетичного модуля МЕЗ при раптовому звуженні гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму на $\Omega=0\ldots 100\%$.

4.3. Експлуатаційно–технологічна оцінка роботи орного МТА на основі МЕЗ

Ефективність роботи і використання МТА на основі МЕЗ визначена, насамперед, правильним комплектуванням агрегатів, вибором відповідних режимів та застосуванням раціональних прийомів роботи. Це в результаті дозволяє мати максимальну продуктивність і мінімальні питомі витрати ресурсів при максимумі показників якості технологічної операції.

Як вже відмічалось раніше підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ збільшує продуктивність та підвищує економічність роботи агрегату.

В результаті проведених теоретичних та експериментальних досліджень було встановлено, що раціональна жорсткість з'єднання двох модулів МЕЗ в агрегаті досягається зменшенням діаметру прохідного перетину в міс-

ці раптового звуження гідромагістралі гідросистемами заднього навісного механізму енергетичного модуля на рівні 70...78%. Для перевірки доцільності раціонального дроселювання гідросистеми з метою підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ проводилися експлуатаційно-технологічні випробування.

Експлуатаційно–технологічні показники орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 (рис. 4.14) визначали для двох варіантів налаштування заднього навісного механізму його енергетичного модуля. Згідно з **першим** показник раптового звуження гідромагістралі дорівнював 0, а згідно з **другим** – 78%. На практиці цього було досягнуто шляхом установки у гідромагістраль заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ шайби, прохідний отвір якої становив 2 мм.



Рис. 4.14. Експлуатаційно–технологічна оцінка орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 (агротехнічний фон – стерня зернових).

Під час проведення досліджень середня вологість ґрунту в шарі 0 – 30 см становила 21,5%. Щільність його знаходилась в межах 1,31 – 1,43 г/см³.

Організувавши робочі ділянки, проводили хронометражні спостереження за роботою агрегату.

Плуг ПЛН-5-35 в обох варіантах було відрегульовано на глибину оранки 26 см. Для виключення впливу суб'єктивного фактору в процесі досліджень працював один і той же механізатор.

Результати експлуатаційно-технологічних досліджень показали (табл. 4.3), що робота орного МТА у другому варіанті дозволяє збільшити швидкість робочого руху агрегату на 6%. В результаті продуктивність за 1 годину основного часу прямопропорційно збільшується на ті ж самі 6%. Пояснити це можна тим, що при номінальному прохідному перетині гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ його вертикальна вібронавантаженість суттєво перевищує границю зниження продуктивності праці від стомлюваності водія. потрапив до області шкідливого впливу коливань, тракторист вимушений суб'єктивно, на основі власного відчуття, зменшувати інтенсивність коливань шляхом зниження швидкості руху агрегату.

Практична реалізація міжнародних вимог, щодо оцінки впливу вертикальних коливань на людину та безпеки праці водіїв і операторів колісних машин [94,105] досягається раціональним вибором жорсткості з'єднання двох модулів МЕЗ, як це показано на рис. 4.15. Якщо, разом із зменшенням дисперсії вертикальних коливань модулів МЕЗ усуваються коливання з частотами більше 2 Гц (12 с⁻¹) то, по мірі зменшення їх інтенсивності вплив на організм механізатора послаблюється і продуктивність труда зростає. Результат раціонального дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ дозволяє отримувати інтенсивність прискорень вертикальних коливань на рівні 1 м/с² (див. рис. 4.15). Що становить тривалість роботи тракториста до рівня припустимої стомлюваності майже 8 год.

Таблиця 4.3 -

**Експлуатаційно-технологічні показники роботи орного МТА
на основі МЕЗ класу 1,4-3**

ПОКАЗНИК	Значення показника для варіанта налаштування МТА	
	первинне плаваюче положен- ня гідро- навісного механізму	з'єднання мо- дулів відбува- ється з раціо- нальною жорс- ткістю
1	2	3
Режим роботи:		
- швидкість робочого руху, м/с	1,66	1,76
- встановлена глибина обробітку ґрунту, см	26,0	26,0
Об'єм виконаної роботи, га	10,2	10,6
Продуктивність роботи, га/год.:		
- основного часу	1,04	1,10
- змінного часу	0,87	0,92
Питомі витрати палива, кг/га	17,83	15,62
Експлуатаційно-технологічні коефіцієнти		
- робочих ходів	0,927	0,923
- технічного та технологічного обслуговування	0,93	0,93
- використання змінного часу	0,83	0,84
Агротехнічні показники:		
- рівномірність глибини оранки, $\pm$ см	2,1	1,9
- наявність огріхів	відсутні	

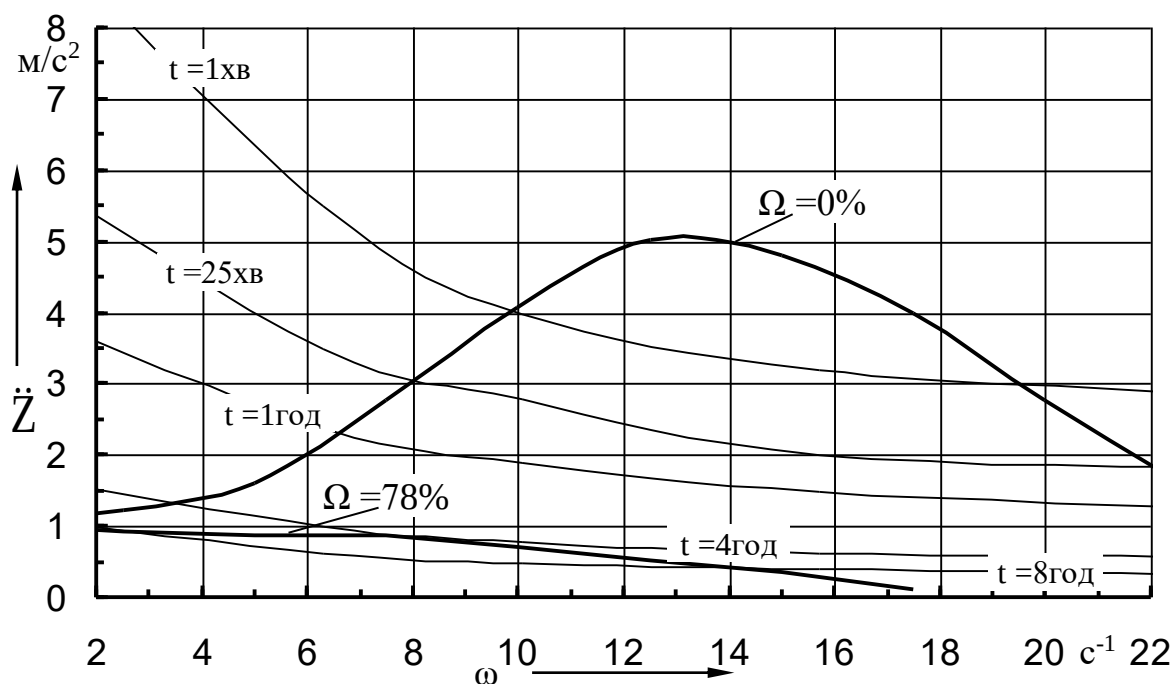


Рис. 4.15. Експериментальні амплітудно-частотні характеристики прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху з висотою нерівностей $3\sigma_q$ та межі тривалості роботи до рівня стомлюваності тракториста.

Крім росту продуктивності праці зменшуються питомі (погектарні) витрати палива в середньому на 12,4% (див. табл. 4.3).

Факт підвищення економічності роботи орного агрегату в результаті підвищення його плавності руху можна пояснити наступним. По-перше, це відбувається за рахунок підвищення продуктивності, а по-друге – поліпшенням умов та покращення режиму роботи дизельного двигуна енергетичного засобу.

Відомо, що витрата палива тракторного дизеля в умовах експлуатації пов'язано з роботою двигуна в несталому режимі [100]. Дійсно, за даними наукових досліджень [102], установлений вплив несталих режимів на роботу системи регулювання швидкості і подачі палива, а також економічність і довговічність автотракторних двигунів. Разом з тим, в результаті підвищення

плавності руху МТА на основі МЕЗ спостерігається зменшення дисперсій коливань на валу відбору потужності енергетичного модуля, як це відмічалось раніше. Цей факт слід тлумачити, як усунення негативності від нестационарності режимів роботи двигуна МЕЗ по причині коливань моменту опору на його валу. Це дійсно знаходить підтвердження в зменшенні годинної витрати палива двигуном МЕЗ класу 1,4-3 в результаті підвищення плавності руху агрегату на його основі (див. табл. 4.2).

Що стосується показників якості обробітку ґрунту, то у порівнюваних варіантах роботи орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 вони знаходяться практично на однаковому рівні. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значеннями гребенистості поверхні і глибини оранки, а також між дисперсіями цих показників носять суто випадковий характер. Приблизно однаковими є інші експлуатаційно-технологічні показники роботи.

Висновки по розділу.

1. Результати експериментальних досліджень повністю підтверджують адекватність розробленої математичної моделі плоско-паралельного руху МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині, що забезпечує можливість її подальшого використання для розв'язку поставлених задач. В робочому діапазоні частот $2 - 16 \text{ c}^{-1}$ цей процес близький до теоретичного, розбіжність між теоретичними і експериментальними значеннями становить не більше 8 – 15%. Згідно F- критерію Фішера нуль - гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій на статистичному рівні значущості 0,05 не відхиляється для всього діапазону дроселювання гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ.

2. Графіки нормованих кореляційних функцій вертикальних коливань МТА на основі МЕЗ, як і профіль агрофону характеризуються функцією, що містить поряд з випадковими складовими – гармонійні, які виражені загасаючими періодичними коливаннями. Частота зрізу для цього процесу дорівнює приблизно $8,8 \text{ м}^{-1}$. Довжина кореляційного зв'язку становить приблизно $0,2 - 0,5 \text{ с}$. При швидкості руху МТА в $1,5 - 1,7 \text{ м/с}$ основна доля дисперсій коливань зосереджена в діапазоні $0 - 16,0 \text{ с}^{-1}$.

3. На підставі експериментальних досліджень встановлено, що бажаний характер нормованих кореляційних функцій і спектральних характеристик і зменшення в 3 рази вертикальних коливань МЕЗ - спостерігається при зменшенні діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру енергетичного модуля до 75-80%. Величина раціонального зменшення діаметру прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндру енергетичного модуля МЕЗ припадає на рівень на 78%, оскільки подальше зменшення дисперсій прискорень вертикальних коливань МЕЗ залишається незмінним.

4. Коливання тягового опору плуга здійснюють в 10 разів менший вплив на плавність руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3, ніж коливання позовжнього профілю шляху. Дисперсія коливань тягового опору плуга не залежить від жорсткості з'єднання технологічного і енергетичного модулів МЕЗ в агрегаті.

5. Встановлено, що підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 зменшує дисперсію коливань крутного моменту на ВВП енергетичного модуля в 10 разів. Що вказує на зменшення середньо квадратичного відхилення динамічного радіуса коліс енергетичного модуля МЕЗ та його зчіпної ваги. А це в кінцевому рахунку дозволяє зменшити витрати потужності на коливання МТА у вертикальній площині та підвищити енергетичні показники роботи агрегату.

6. Експлуатаційно–технологічними випробуваннями встановлено, що робота орного МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 при забезпеченні раціональної жорсткості з'єднання його модулів, що досягається певною зміною діаметру прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндру гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ забезпечує підвищення продуктивності на 6% і зниження на 12,4% енергетичних витрат агрегату.

7. Робота МТА на основі МЕЗ, де модулі з'єднані в'язкопружним зв'язком, не відображається на якості обробітку ґрунту. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значеннями, а також дисперсіями показників якості обробітку ґрунту носять суто випадковий характер.

8. За результатами досліджень розроблено рекомендації з вибору раціональних параметрів жорсткості з'єднання блочно-модульних МТА. Запропонований спосіб підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ можна рекомендувати для широкого впровадження у виробництво на етапі проектування нових, або під час модернізації тракторів тягово-енергетичної концепції, технологічних модулів до них, інших сільськогосподарських агрегатів блочно-модульної побудови.

РОЗДІЛ 5

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНА ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ПІДВИЩЕННЯ ПЛАВНОСТІ РУХУ МТА НА ОСНОВІ МЕЗ

5.1 Визначення економічних показників

Економічна ефективність від підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ виражається в зменшенні зведених витрат на 1 га наробітку.

Розрахунки виконуються у відповідності з ДСТУ 4397:2005 "Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування" [167] та рекомендаціями [168,169].

Порівнюється робота МЕЗ класу 1,4-3 в складі МТА у варіантах його налаштування:

1) з'єднання модулів МЕЗ відбувається за допомогою заднього гідронавісного механізму енергетичного модуля, коли золотник гідророзподільника знаходиться в плаваючому положенні (показник раптового звуження гідромагістралі дорівнював 0);

2) з'єднання модулів МЕЗ відбувається з жорсткістю, яка досягається дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ шляхом установки у гідромагістраль заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ шайби, прохідний отвір якої становив 2 мм (показник раптового звуження гідромагістралі дорівнював 78%).

Умови роботи в обох варіантах обслуговуються 1 людиною та їх порівняльна оцінка проводиться на полі з рослинними рештками зернових. Результати експлуатаційно-технологічних випробувань прийняті в якості вихідних даних для розрахунків техніко-економічних показників (табл. 5.1), деякі показники наведені з літературних джерел [168].

5.1.1 Сукупні витрати (П) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$П = И + К \cdot E_n, \quad (5.1)$$

де И – прямі експлуатаційні витрати, грн./га;
 К – питомі інвестиційні вкладення, грн./га;
 E_n – коефіцієнт ефективності інвестиційних вкладень.

Коефіцієнт ефективності капітальних вкладень (E_n) визначають за формулою:

$$E_n = C_6 / 100, \quad (5.2)$$

де C_6 – ставка пільгового кредиту Національного банку України, %.

5.1.2 Прямі експлуатаційні витрати (И) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$И = З + Г + А + Ф + М, \quad (5.3)$$

де З – затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу, грн./га;
 Г – затрати на паливно-мастильні матеріали, грн./га;
 Р – затрати на технічне обслуговування, поточне та капітальне ремонтування, грн./га;
 А – затрати на амортизацію, грн./га;
 Ф – затрати на допоміжні матеріали, грн./га;
 М – затрати на зберігання, страхування та монтування, грн./га.

5.1.2.1 Затрати на оплату праці обслуговуючого персоналу (З) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$(5.4)$$

де L_i – кількість і-ої категорії виробничого персоналу, зайнятого для виконання основного технологічного процесу, люд;
 t_i – тривалість зайнятості і-го виробничого персоналу, год;
 g_i – погодинна тарифна ставка оплати праці на і-му виді робіт, грн./га;
 k_d – коефіцієнт, що враховує доплати до годинної ставки за продукцію, класність, стаж роботи тощо;
 n_i – коефіцієнт нарахувань на заробітну плату (пенсійний фонд, соціальне страхування, фонд сприяння зайнятості);
 $W_{зм}$ – продуктивність агрегату за годину змінного часу, га/год.

5.1.2.2 Затрати коштів на паливно-мастильні матеріали (Г) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$Г = q \cdot k_p \cdot Ц_p, \quad (5.5)$$

де q – питомі витрати палива, кг/га;

Цп – ціна одного кілограма палива, грн./кг;
кп– коефіцієнт, що враховує вартість мастильних матеріалів.

5.1.2.3 Затрати на капітальне, поточне ремонтування та технічне обслуговування (Р) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

(5.6)

де r_T – коефіцієнт відрахувань на поточний ремонт та ТО;
 r_K – коефіцієнт відрахувань на капітальний ремонт;
 T_n – нормативне річне завантаження, год.

5.1.2.4 Затрати на амортизацію агрегату (А) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

(5.7)

де T_z – зональне річне навантаження агрегату, год.
 a – коефіцієнт відрахувань на амортизацію агрегату. Визначають за допомогою прямолінійного методу нарахування амортизації, тобто

$$a = 1 / n, \quad (5.8)$$

де n – термін служби в роках.

5.1.2.5 Затрати на допоміжні технологічні матеріали (Ф) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

(5.9)

де h_i – питомі витрати і-го виду технологічного матеріалу, кг/га;
ЦТі– ціна одиниці і-го технологічного матеріалу, грн./кг.

5.1.2.6 Затрати на зберігання, страхування та монтування агрегату (М) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

(5.10)

де Z_{Pi} – затрати праці і-ої категорії працівників на доскладання та монтування устаткування, люд.-год.;
ЦД– вартість матеріалів, які використані на доскладанні та монтуванні агрегату, грн.;
 S_{ZCM} – річні витрати на зберігання та страхування агрегату, грн.;
Wек – продуктивність нового агрегату за 1 год експлуатаційного часу, га/год.

5.1.3 Питомі інвестиційні вкладення (К) у гривнях на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$\text{де } \text{КБУД} - \text{балансова вартість будівельної частини, необхідної для експлуатації агрегату, грн.} \quad (5.11)$$

V_z – річний обсяг наробітку агрегату в новому варіанті в умовах півдня України, га.

Зональний річний обсяг наробітку агрегату в новому варіанті (V_z) в одиницях наробітку визначають за формулою:

$$V_z = W_{\text{ек}} \cdot T_z, \quad (5.12)$$

де $W_{\text{ек}}$ – продуктивність агрегату в новому варіанті за 1 год експлуатаційного часу, га/год.

5.1.4 Затрати праці Z_p на виконання агрегатом чи працівником виробничого процесу в людини-годинах на одиницю наробітку визначають за формулою:

$$\cdot \quad (5.13)$$

Економічні показники порівнювальних варіантів роботи орного МТА на основі МЕЗ

Назва сільськогосподарської операції	Склад агрегату	Обслуговуючий персонал		Продуктивність, га/год		Витрати палива, кг/га	Затрати праці, люд.-го д./га	Балансова вартість агрегату, тис. грн.	Прямі експлуатаційні витрати по елементах, грн./га						Інвестиційні вкладення, грн./га	Сукупні витрати, грн./га
	Марка	Професія, розряд	Кількість, люд.	Змінного часу	Експлуатаційна				Заробітна плата	Амортизація	Капітальне, поточне ремонтування, ТО	Паливо	Інші	Всього		

								с. г р н								
Перший варіант																
Оранка	МЕЗ кл. 1,4 -3 + плуг ПЛН-5-35	Механі затор 4 розр.	1	0,87	1,04	17,83	0,96	140	5,74	9,89	34,56	68,65	1,15	120,0	99,7	139,9
Другий (новий) варіант																
Оранка	МЕЗ кл. 1,4 -3 + плуг ПЛН-5-35	Механі затор 4 розр.	1	0,92	1,1	15,62	0,91	140	5,43	9,35	32,68	60,14	1,08	108,7	94,3	127,6

5.2 Визначення показників порівняльної економічної ефективності

5.2.1 Річний економічний ефект від експлуатації агрегату, з урахуванням кількості та якості продукції (E_p), у гривнях, визначається за формулою:

$$E_p = (P_b - P_n) \cdot V_z + E_y, \quad (5.14)$$

де P_b, P_n – сукупні витрати на одиницю наробітку відповідно по варіантам, грн./га;

E_y – річний економічний ефект, отриманий за рахунок зміни кількості та якості продукції, грн.

Під річним економічним ефектом, отриманим за рахунок зміни кількості та якості продукції (E_y) варто розуміти зменшення собівартості сільськогосподарських операцій на 25 – 30% та збільшення міжремонтного наробітку на 15 – 20% [101] в результаті підвищення плавності руху МТА.

5.2.2 Річний прибуток (O) від експлуатації агрегату, у гривнях, визначають за формулою:

$$O = (I_b - I_n) \cdot V_z + E_y, \quad (5.15)$$

де I_b, I_n – прямі експлуатаційні витрати відповідно по варіантам на одиницю наробітку, грн./га.

5.2.3 Термін окупності додаткових інвестиційних вкладень на новий вдосконалений агрегат ($T_{окд}$), у роках, визначають за формулою:

$$T_{окд} = \dots \quad (5.16)$$

5.2.4 Річну економію затрат праці під час агрегату ($Z_{пр}$), у людино-годинах, визначають за формулою:

$$Z_{пр} = (Z_{прб} - Z_{прн}) \cdot V_z, \quad (5.17)$$

де $Z_{прб}, Z_{прн}$ – затрати праці відповідно по базовому і новому варіанту на одиницю наробітку, люд-год/га.

5.2.5 Ступінь зміни витрат під час експлуатації агрегату порівняно з розглядуваними варіантами (C), у відсотках, визначають за формулою:

$$(5.18)$$

де $Z_{гб}, Z_{гн}$ – річні витрати праці, відповідно по варіантам.

В цілому, заходи з підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ є економічно обґрунтованими, про що свідчать відповідні розрахунки, результати яких наведені у табл. 5.2.

Аналіз розрахункових даних показав (див. табл. 5.2), що результат підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ дозволяє зменшити:

- витрати праці - на 5,2%;
- прямі витрати - на 9,4%;
- витрати палива - на 12,4%;

-сукупні витрати - на 8,8%.

Практична експлуатація МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 при підвищенні плавності руху дозволяє на кожному гектарі оброблюваної площі заощадити не менше 11,3 грн.

Таблиця 5.2 –

Показники економічної ефективності використання МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 при підвищенні плавності руху

Показник	Значення показника
1. Річна економія витрат праці, люд.-год.	74,25
2. Річна економія ресурсів, кг палива	3 280
3. Річний економічний ефект, грн.	60 265
4. Річний прибуток, грн.	58 780
5. Період окупності інвестиційних вкладень, роки	2,4

ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі наведено теоретичне узагальнення і нове рішення наукової задачі підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ шляхом обґрунтування раціональних параметрів жорсткості з'єднання його енергетичного та технологічного модулів. За результатами проведених теоретичних та експериментальних досліджень можна зробити такі висновки:

1. З метою підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ класу 1,4-3 доцільно забезпечити в'язкопружний зв'язок його модулів. Практично це досягається дроселюванням гідросистеми заднього навісного механізму енергетичного модуля. Коефіцієнт опору, при цьому, прямо пропорційно залежить від коефіцієнта місцевих втрат, і визначається розмірами основного гідроциліндра та конструктивними параметрами гідронавісного механізму.

2. Запропонована адекватна динамічна модель *"енергетичний модуль - технологічний модуль - сільськогосподарське знаряддя"* дозволяє досліджувати рух МТА у поздовжньо-вертикальній площині як складових єдиної динамічної системи. Встановлено, що із звуженням прохідного перетину гідромагістралі до 90% амплітуди коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ зменшуються в 10 разів, а резонансні піки частотних характеристик зміщуються в область низьких частот з $16,5 \text{ с}^{-1}$ до $6,0 \text{ с}^{-1}$ з одночасним зменшенням їх максимальних значень в 4 рази. Піки амплітудно-частотних характеристик при відтворенні МЕЗ коливань тягового опору плуга зміщуються при цьому з $13,0 \text{ с}^{-1}$ до $10,0 \text{ с}^{-1}$ з одночасним зменшенням їх максимальних значень в 3 рази. Раціональна жорсткість з'єднання двох модулів досягається звуженням прохідного перетину гідромагістралі основного гідроциліндра енергетичного модуля на 70%, оскільки подальше зменшення амплітуд його вертикальних коливань залишається незначним.

3. Результати математичного моделювання показують, що коливання тягового опору сільськогосподарського знаряддя здійснюють в 10 раз менший вплив на плавність руху МТА на основі МЕЗ, ніж коливання поздовжнього профілю шляху.

4. На підставі експериментальних досліджень встановлено, що бажаний характер нормованих кореляційних функцій і спектральних характеристик вертикальних коливань МЕЗ в складі МТА спостерігається при зменшенні діаметра прохідного перетину в місці раптового звуження гідромагістралі основного гідроциліндра енергетичного модуля на рівні 78%. Дисперсія прискорень вертикальних коливань МЕЗ при цьому зменшується в 3 рази.

5. Дисперсія коливань тягового опору плуга не залежить від жорсткості з'єднання технологічного і енергетичного модулів МЕЗ в агрегаті. А дисперсія коливань крутного моменту на валу відбору потужності енергетичного модуля навпаки – в 10 разів зменшується із збільшенням жорсткості, що є бажаним, оскільки дозволяє підвищити енергетичні показники роботи МТА.

6. Експлуатаційно-технологічними випробуваннями встановлено, що підвищення плавності руху МТА на основі МЕЗ забезпечує зростання продуктивності роботи на 6% і зниження енергетичних витрат – на 12,4%. Це дозволяє зменшити прямі витрати - на 9,4% і на кожному гектарі оброблюваної площі заощаджувати не менше 11,3 грн.

7. Робота МТА на основі МЕЗ, де модулі з'єднані в'язкопружним зв'язком, не погіршує якість обробітку ґрунту. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значеннями, а також дисперсіями показників якості обробітку ґрунту носять суто випадковий характер.

8. За результатами виконаної роботи розроблено рекомендації з вибору раціональних параметрів жорсткості з'єднання блочно-модульних МТА. Результати експериментальних досліджень та практичні рекомендації передані до відділу Головного конструктора ВАТ “Харківський тракторний завод” для використання під час модернізації та розробки нових моделей тракторів тягово-енергетичної концепції.

ДОДАТКИ

Додаток А.1

Результати розрахунку і побудови амплітудно-частотних характеристик переміщень та прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху

Вхідні дані

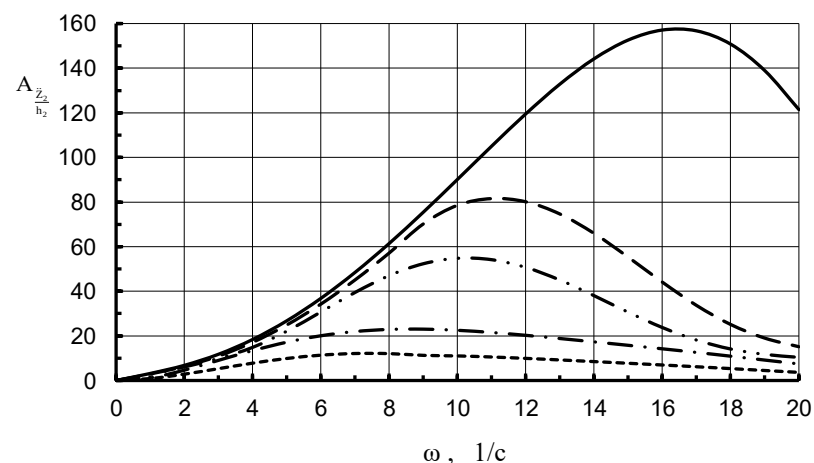
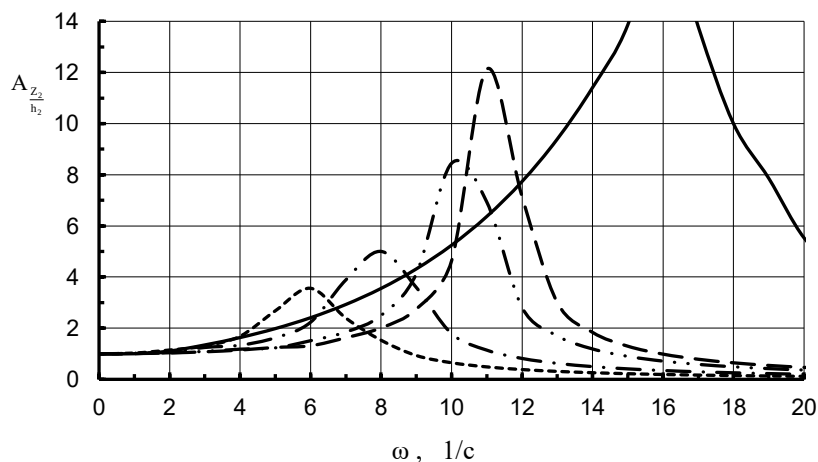
а _т	б _н	с ₀	Л _т	Л _м	α _т	β _т	а _м	б _м	Л _п	Д _н	Д _п	Д ₀	Д _к	α _м	β _м	с _м
0,81	0,65	0,7187	2,37	2,48	24	4	0,1	0,6	2,27	1,06	2,3	1,75	1,04	18	4	1,6

Н	М _т	М _п	Г _м	Г _п	f _м	Г _{км}	с _{ш1}	с _{ш2}	К _{ш1}	К _{ш2}	с _{ш3}	К _{ш3}	ρ	l ₂	l ₁	С _ц
0,22	3700	4502	25000	8300	0,1	0,845	360000	450000	24000	30000	450000	30000	900	0,15	0,3	0,0079

Результати

ω	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Q=0%	1	1,0009	1,107201	1,344787	1,633354	1,983842	2,409539	2,926583	3,554575	4,317323	5,243743	6,368956	7,73562	9,395545	11,41166	13,8604	18,3742	13,78065	9,991476	7,8572	5,530852
Q=25%	1	1,007951	1,03259	1,076483	1,144793	1,248244	1,312488	1,627259	2,011231	2,747174	4,628997	12,12812	7,144062	3,002416	1,837016	1,29565	0,985147	0,784908	0,645734	0,543831	0,466298
Q=50%	1	1,009507	1,039162	1,092797	1,179466	1,230574	1,510756	1,850142	2,498307	4,128136	8,447013	6,93194	2,810188	1,697253	1,18799	0,898351	0,712646	0,584149	0,49041	0,419318	0,36377
Q=75%	1	1,0159	1,067558	1,246421	1,335262	1,627272	2,231341	3,885217	5,001658	3,593773	1,789524	1,141636	0,816892	0,624215	0,497816	0,409183	0,344013	0,294358	0,255461	0,224307	0,198894
Q=90%	1	1,026905	1,146349	1,305467	1,684891	2,679507	3,561265	2,397321	1,530243	0,932005	0,648716	0,486358	0,382429	0,310925	0,259161	0,220239	0,190099	0,166203	0,146887	0,131019	0,117803

Q=0%	0	3,158111	6,800276	11,76951	18,39137	26,76273	36,83567	48,46657	61,43755	75,45766	90,15058	105,0364	119,5145	132,8542	144,2015	152,608	157,0892	156,7203	150,7756	138,9192	121,4541
Q=25%	0	2,937778	6,325838	10,94839	17,10825	24,89556	34,26574	45,08518	57,15121	70,19317	78,53501	81,53514	80,10469	74,61774	65,94202	55,30062	44,09021	33,66739	25,11509	19,00056	15,13694
Q=50%	0	2,732165	6,115412	9,896625	14,85647	22,10133	30,73426	39,47172	47,02189	52,34043	54,77987	54,14831	50,69365	45,02897	38,0153	30,6175	23,74926	18,12326	14,12216	11,70669	10,37653
Q=75%	0	1,141434	4,645464	9,035561	13,40015	17,17267	20,05474	21,94779	22,89296	23,0195	22,50142	21,52264	20,25036	18,81702	17,3104	15,7723	14,20544	12,58887	10,90164	9,154913	7,432446
Q=90%	0	0,863305	2,845629	5,311985	7,773817	9,870104	11,35712	12,09818	12,05344	11,26961	11,01598	10,53679	9,913929	9,212209	8,474618	7,721611	6,954529	6,163109	5,337094	4,481952	3,638687



Додаток А.2

Результати розрахунку і побудови амплітудно-частотних характеристик
переміщень коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при
відтворенні ним коливань тягового опору плуга

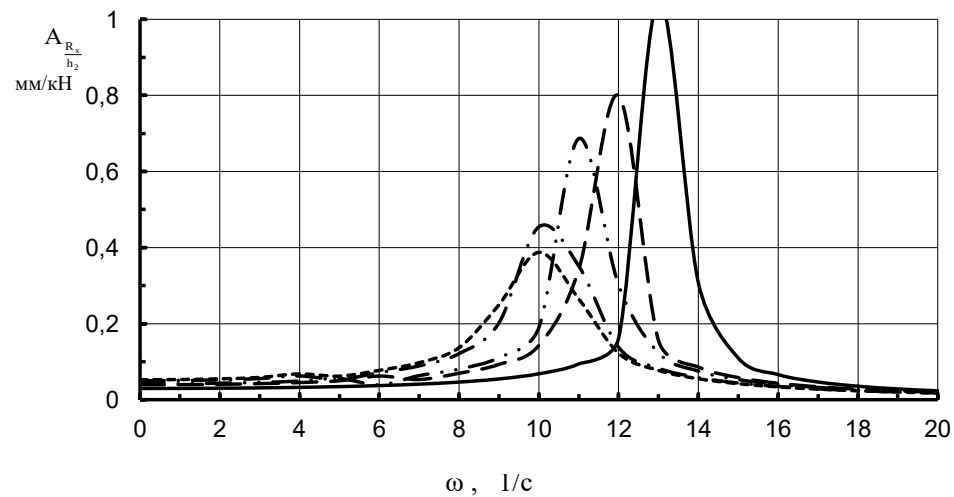
Вхідні дані

a_T	b_H	d_0	L_T	L_M	α_T	β_T	a_M	b_M	L_P	D_H	D_P	D_0	D_K	α_M	β_M	d_M
0,81	0,65	0,7187	2,37	2,48	24	4	0,1	0,6	2,27	1,06	2,3	1,75	1,04	18	4	1,6

H	M_T	J_T	G_M	G_P	f_M	Γ_{KM}	$C_{ш1}$	$C_{ш2}$	$K_{ш1}$	$K_{ш2}$	$C_{ш3}$	$K_{ш3}$	ρ	I_2	I_1	S_{Σ}
0,22	3700	4502	25000	8300	0,1	0,845	360000	450000	24000	30000	450000	30000	900	0,15	0,3	0,0079

Результати

ω	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
$\Omega=0\%$	0,029476	0,029644	0,03016	0,031061	0,032416	0,034343	0,037033	0,040813	0,046262	0,054516	0,068108	0,094082	0,162156	1,05196	0,306539	0,109271	0,065961	0,046464	0,035388	0,028269	0,023326
$\Omega=25\%$	0,039194	0,039507	0,040481	0,04224	0,045064	0,049723	0,062125	0,053088	0,069521	0,092656	0,142681	0,342024	0,799617	0,155201	0,085877	0,05804	0,04311	0,033846	0,027565	0,023046	0,01965
$\Omega=50\%$	0,041894	0,042255	0,043385	0,045453	0,048894	0,055508	0,039056	0,063347	0,080419	0,111051	0,189406	0,686595	0,30151	0,123141	0,075081	0,052909	0,040218	0,03204	0,026357	0,022195	0,019029
$\Omega=75\%$	0,049992	0,050519	0,052199	0,055444	0,062312	0,05349	0,071236	0,088871	0,120996	0,201982	0,454455	0,351416	0,137782	0,082875	0,057939	0,04379	0,034727	0,028458	0,023885	0,020418	0,017708
$\Omega=90\%$	0,052392	0,052974	0,054841	0,058528	0,06777	0,061946	0,077119	0,097394	0,136886	0,249674	0,387268	0,264878	0,122054	0,076916	0,054965	0,042071	0,033638	0,027723	0,023366	0,020037	0,017421



Результати порівняння двох дисперсій по F - критерію Фішера

Перевірка математичної моделі на адекватність

Рівень дроселювання Ω , %	Дисперсія теоретична D_{mt} , кв.од	Дисперсія експериментальна D_m , кв.од	F - критерій Фішера	$\alpha=0,05$	$\alpha=0,01$	Результат
0	1699,7	1688,06	1,007 <	18,51	8,526	Гіпотеза не відхиляється
25	841,43	1365,83	1,623 <	18,51	8,526	Гіпотеза не відхиляється
50	575,85	625,563	1,086 <	18,51	8,526	Гіпотеза не відхиляється
75	300,18	560,328	1,867 <	18,51	8,526	Гіпотеза не відхиляється
100	146,63	536,469	3,659 <	18,51	8,526	Гіпотеза не відхиляється

Порівняння дисперсій результату дроселювання

Рівень дроселювання Ω , %	Дисперсія експериментальна D_m , кв.од		F - критерій Фішера	Таблична значина ФРАСПОБР		
				$\alpha=0,05$	$\alpha=0,1$	Результат
	0	1688,06				
100	536,47		3,147 >	2,333	3,128	Гіпотеза відхиляється

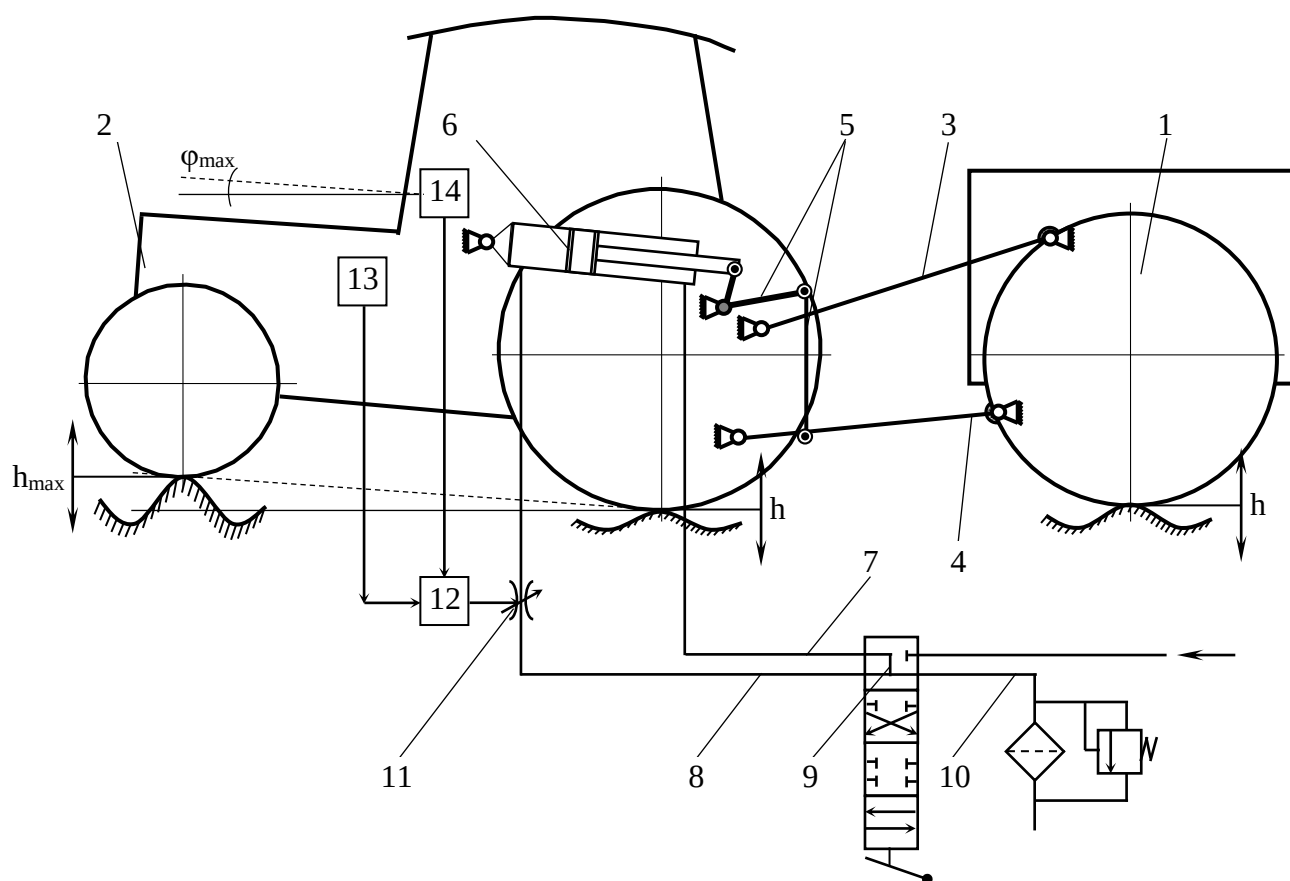
Додаток Ж

РЕКОМЕНДАЦІЇ

щодо підвищення плавності руху модульних енергетичних засобів

в складі машинно-тракторних агрегатів

Модульний енергетичний засіб (фіг. 1), складається із технологічного модуля 1 приєднаного до енергетичного 2 за допомогою його заднього навісного механізму, включає центральну 3 і нижні тяги 4, важелі і розкоси 5. Гідросистема заднього навісного механізму енергетичного модуля 2 включає гідроциліндр 6, робочі порожнини якого гідромагістралями 7 і 8 з'єднанні з золотником гідророзподільника 9, та зливною магістраллю 10.



Фігура 1. Реалізація способу підвищення плавності руху модульного енергетичного засобу та забезпечення його сталої прохідності при цьому

З метою забезпечення припустимої вібронавантаженості і підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на основі модульних енергетичних засобів, величину прохідного перетину гідромагістралі 8, яка з'єднує одну із порожнин гідроциліндру 6 його навісного механізму з гідророзподільником 9 гідроси-

стеми, потрібно раціонально змінювати, змінюючи жорсткість з'єднання обох модулів при цьому, в залежності від інтенсивності вертикальних коливань [1].

Для цього регульованим дроселем 11 змінюється величина прохідного перетину гідромагістралі 8 гідросистеми (див. фіг.1). Сам дросель 11 зв'язаний з виходом блока 12 перетворення та порівняння значини реєструючого сигналу прискорення 13 енергетичного модуля 2 у поздовжньо-вертикальній площині.

В якості датчиків вимірювання інтенсивності вертикального прискорення 13 можуть виступати акселерометри, вібрографи або інша апаратура, що відповідає вимогам ГОСТ 12.1.049-86 ССБТ «Вибрация. Методы измерения на рабочих местах самоходных колесных машин», ГОСТ 12.4.012-83 «Вибрация. Средства измерения и контроля вибрации на рабочих местах», ГОСТ 25275-82 «Система стандартов по вибрации. Приборы для измерения вибрации вращающихся машин», ГОСТ 30296-95 «Аппаратура общего назначения для определения основных параметров вибрационных процессов. Общие технические требования», ГОСТ 4.304-85 СПКП «Аппаратура и приборы для измерения вибрации. Номенклатура показателей». Ці нормативні документи дозволяють реєструвати інтенсивність коливань від 0,1 до 30 м/с² в діапазоні частот від 0 до 40 Гц.

Отримана значина сигналу вертикального віброприскорення 13 енергетичного модуля 2 поступає в перетворювач 12, де порівнюється з допустимими регламентованими значеннями інтенсивності вертикальних коливань $v_{кр}$ (табл.1). Далі, в залежності від інтенсивності збурюючого впливу нерівностей профілю ґрунтово-дорожнього фону, раціонально змінюють величину прохідного перетину гідромагістралі 8, яка з'єднує одну із порожнин гідроциліндру 6 з гідророзподільником 9 гідросистеми, шляхом її дроселювання дроселем 11. Зміна величини дроселювання гідромагістралі 8 відбувається при цьому доти, поки не буде досягнута умова $v < v_{кр}$, що забезпечує зменшення амплітуди вертикальних коливань модульного енергетичного засобу і, як наслідок, підвищення його плавності руху.

Таблиця 1-

Регламентовані припустимі значення вертикальних коливань колісних машин

Середньо геометричне значення частот, Гц	1	2	4	8	16	31,5
Припустиме значення прискорень, $v_{кр}$, м/с ²	1,1	0,79	0,57	0,6	1,14	2,26

Можливий такий випадок коли колесами одного із мостів енергетичного модуля 2 долається максимальна висота нерівностей профілю ґрунтово-дорожніх фонів $h_{\max}$, що приблизно дорівнює $(15..32) \cdot 10^{-2}$ м. А величина прохідного перетину гідромагістралі 8 наближається до нуля. Тоді шарнірно-зчленована несуча рама технологічного модуля 1 зазнає великих навантажень, і неминуча відмова роботи агрегату по причині поломки несучої рами технологічного модуля, або навпаки – повної зупинки його руху. А це робить роботу модульного енергетичного засобу небезвідмовною та небезпечною.

Для забезпечення сталої прохідності та уникнення відмови засобу необхідно додатково автоматично розблокувати повністю заперту гідромагістраль, де величина прохідного перетину дорівнює нулю, до номінальної величини, коли модульним енергетичним засобом долається максимальна висота нерівностей профілю ґрунтово-дорожніх фонів [2]. Для цього блоком 14 реєструється критична величина кута нахилу $\varphi_{\max}$ остова енергетичного модуля 2. Отримана значина сигналу кута нахилу $\varphi_{\max}$ від блока 14 поступає в блок 12 автоматичного розблокування прохідного перетину повністю запертої гідромагістралі дроселем 11 до номінальної величини. Після долання колесами модульного енергетичного засобу максимальної висоти нерівностей профілю ґрунтово-дорожніх фонів $h_{\max}$, для зменшення амплітуди взаємних вертикальних коливань його модулів, знову змінюється величина прохідного перетину гідромагістралі 8, яка з'єднує одну із порожнин гідроциліндру 6 навісного механізму енергетичного модуля 2 з гідророзподільником 9, шляхом її дроселювання дроселем 11.

1. Пат. №21932 Україна, МКИ В62 D 59/00. Спосіб підвищення плавності руху транспортного засобу сільськогосподарського призначення: Пат. №21932 Україна, МКИ В62 D 59/00 В.П.Кувачов, В.М.Кюрчев, Г.М.Кутьков, В.Т.Надикто (Україна).-№21932; Заявл.23.10.2006; Опубл. 10.04.2007.
2. Пат. № 32545 Україна, МПК А01 В 59/00. Спосіб підвищення прохідності транспортного засобу сільськогосподарського призначення: Пат. № 32545 Україна, МПК А01 В 59/00 В.П.Кувачов, В.М.Кюрчев, В.Т.Надикто (Україна).-№ 32545; Заявл. 02.11.2007; Опубл. 26.05.2008; Бюл. №10. – 6 с.

Розробники рекомендацій:

Здобувач Таврійського державного
агротехнологічного університету

Кувачов В.П.

Д.т.н., проф.,
зав. кафедрою МВЗ ТДАТУ

Надикто В.Т.

К.т.н., проф., Заслужений працівник
освіти і науки України

Кюрчев В.М.

Додаток 3

Затверджую



Ректор ІДАТУ

проф. В.М. Кюрчев

2008 р.

Затверджую



Директор ПП „Єскова”

С.С. Маргарян

” ”

2008 р.

**Акт впровадження науково-дослідних,
дослідно-конструкторських робіт**

Замовник Приватне підприємство „Єскова”
(назва організації)

Цим актом підтверджується, що результати роботи Підвищення плавності руху модульних-енергетичних засобів перемінного класу 1,4-3 сільськогосподарського призначення

яка виконувалась 2005-2008 рр.

використовувалися при проведенні оранки стерні соняшника та пшениці на полях ПП „Єскова”

Вид впроваджених результатів запровадження нового методу підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на основі модульних-енергетичних засобів перемінного класу 1,4-3

(експлуатація виробу, роботи, технології)

Форма впровадження:

Методика (метод) оранка стерні соняшника та пшениці машинно-тракторним агрегатом, що включає енергетичний модуль (трактор класу 1,4 - МТЗ-80), технологічний модуль до нього та навісний плуг ПЛН-5-35

Новизна результатів науково-дослідних робіт виконано оранку ґрунту за допомогою орного агрегату на основі модульного-енергетичного засобу класу 1,4-3 із задовільною плавністю руху, за рахунок збільшення жорсткості з'єднання технологічного модуля з енергетичним, шляхом установлення величини дроселювання гідроманістралі гідронавісного механізму останнього
(принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізації старих розробок)

Економічний ефект

очікуваний економія експлуатаційних витрат 11,3 грн/га

фактичний економія експлуатаційних витрат 114,50 грн (10,8 грн/га)

Об'єм впровадження 10,6 га

Соціальний і науковий ефект підвищення експлуатаційно-технічних, тягово-енергетичних показників, покращення естетико-ергономічних показників, підвищення надійності, зменшення витрат праці та економія експлуатаційних витрат
(охорона навколишнього середовища, покращення і оздоблення умов праці і т.п.)

Від ВНЗу:

Відповідальний за впровадження
В.П. Кувачов

Від підприємства:

Відповідальний за впровадження
С.С. Маргарян





ЗАТВЕРДЖУЮ

Ректор ТДАТУ

проф. В.М. Кюрчев

"28" жовтня 2008 р.



ЗАТВЕРДЖУЮ

Директор ДПСП «Лазурне»

О.Г. Євтушенко

"28" 10. 2008 р.

АКТ

впровадження науково-дослідних робіт

Замовник ДПСП «Лазурне»
(назва організації)

Цим актом підтверджується, що результати роботи Підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на основі модульних-енергетичних засобів класу 1,4-3

яка виконувалась 2005-2008 рр.
використовувалися при проведенні оранки стерні зернових культур на полях ДПСП «Лазурне»

Вид впроваджених результатів експлуатація орного машинно-тракторного агрегату на основі модульного енергетичного засобу універсально-просапного призначення, налаштованого згідно рекомендацій з підвищення плавності його руху

(експлуатація виробу, роботи, технології)

Форма впровадження:

Методика (метод) метод підвищення плавності та забезпечення сталості руху орного машинно-тракторного агрегату, який складається із енергетичного модуля (МТЗ-80), технологічного модуля до нього та навісного плуга ПЛН-5-35

Новизна результатів науково-дослідних робіт підвищення плавності руху орного агрегату на основі модульного-енергетичного засобу класу 1,4-3 за рахунок раціонального вибору жорсткості з'єднання технологічного модуля з енергетичним, що практично досягається дроселюванням гідросистеми навісного механізму

(принципово нові, якісно нові, модифікації, модернізації старих розробок)

Економічний ефект

очікуваний економія експлуатаційних витрат 12,8 грн/га

фактичний економія експлуатаційних витрат 565,0 грн (11,3 грн/га)

Об'єм впровадження 50 га

Соціальний і науковий ефект покращення умов роботи тракториста, зменшення ущільнюючої дії рушіїв МТА на ґрунт, охорона довкілля

(охорона навколишнього середовища, покращення і оздоблення умов праці і т.п.)

Від ТДАТУ:

Відповідальний за впровадження
В.П. Кувачов

Від ДПСП «Лазурне»:

Відповідальний за впровадження
О.Г. Євтушенко

ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ

Механіко-технологічний факультет

Кафедра «Машиновикористання в землеробстві»



«Затверджую»

Проректор з науково-педагогічної роботи

проф. Ю.П. Рогач

16 вересня 2008 р.

про впровадження результатів дисертаційної роботи Кувачова В.П.

«Підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на основі модульних енергетичних засобів класу 1,4-3», яка представлена на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дійсний акт складено в тому, що результати кандидатської дисертації Кувачова В.П. у вигляді методик, щодо визначення показників та підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів блочно-модульної побудови впроваджено у навчальному процесі при вивченні дисциплін «Машиновикористання в землеробстві» та «Методи наукових досліджень».

Автор розробки,
старший викладач

В.П. Кувачов

Зав. кафедрою МВЗ
д.т.н., професор

В.Т. Надикто

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Кутьков Г.М. Тракторы и автомобили. Теория и технологические свойства: Учебн. Пособ. / Кутьков Г.М. – М.: Колос, 2004. – 504 с.
2. Кутьков Г.М. Блочно-модульные МТА / Г.М. Кутьков, И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990.- №1.-С.8-10.
3. Надикто В.Т. Новий напрям у тракторній енергетиці України / В.Т. Надикто В.С. Лисицький // Пропозиція. - 2003. - №5. - С.92-93.
4. Кюрчев В.М. Оптимізація енергонасиченості МЕЗ / В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто // Вісник ХДТУСГ. - 2003. - Вип. 21.
5. Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств: / В.Т. Надикто. – Мелитополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.
6. Гуков Я. Перспективні обриси мобільної енергетики нового покоління / Я. Гуков, Л. Погорілий // Техніка АПК. - 2001. - №11-12. - С.7-11.
7. Кутьков Г.М. Современное состояние и направление развития теории трактора / Г.М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1996.-№9.
8. Кутьков Г.М. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения / Г.М. Кутьков, И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1982. - №12.
9. Ксенович И.П. Выбор концепции создания энергетических средств и модульное их конструирование / И.П. Ксенович // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1991. - №2.
10. Водяник І. Раціональне комплектування агрегатів / І. Водяник // Техніка АПК. - 1996. - №4. - С.10.
11. Фирсов М.М. Основные тенденции и прогноз развития машин для растениеводства / М.М. Фирсов, А.Н. Черепяхин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №3. - С.36-39.

12. Улексін В.О. Особливості основного обробітку ґрунту в мостовій системі землеробства / В.О. Улексін, Є.В. Дергаль // Збірник наукових праць ВДАУ. – 2005. – Вип.21. – С. 178-184..

13. Анискин В.И. Технологические аспекты формирования парка тракторов для сельскохозяйственного производства / В.И. Анискин // Техника и оборудование для села. - 2002. - №10. - С.2-3.

14. Анискин В.И. Приоритетные направления и принципы развития механизации растениеводства / В.И. Анискин, Н.М. Антышев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №6. - С.2-8.

15. Беляев Н.М. Тенденции создания и применения сельскохозяйственной техники модульных конструкций: Обзор. информ. / Н.М. Беляев // АГРОНИИТЭИИТО.- М.,1990. – 56 с.

16. Беспмятнова Н.М. Структурный синтез многофункциональных агрегатов/ Н.М. Беспмятнова [та ін.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2001. - №5. - С.10-13.

17. Горбенко І. Уніфікований комплект мобільних багатofункціональних сільськогосподарських машин / І. Горбенко // Техніка АПК. - 2000. - №10. - С.15.

18. Грицишин М.І. Стан технічного забезпечення сільськогосподарського виробництва України / М.І. Грицишин // Вісник аграрної науки. - 2002. - №11. - С. 44-47.

19. Иншаков А.П. Методические вопросы оценки динамических качеств мобильных машин / А.П. Иншаков // Техническое обеспечение перспективных технологий: Сборник научных трудов Мордовского государственного университета. – Саранск, 2001. – С. 103-105.

20. Кутьков Г.М. Исследование модульного энергетического средства / Г.М. Кутьков // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-1989.- №12.

21. Коваленко Ю.Г. Основные тенденции развития тракторов и почвообрабатывающих орудий / Ю.Г. Коваленко // Техника и оборудование для села. -2004. - №2. - С.9-10.

22. Липкович Э.И. Комплекс блочно-модульных культиваторов к трактору кл. 1,4 / Э.И. Липкович [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины.-2002. - №2. - С.2-3.
23. Красніченко О.Л. Малогабаритна техніка для селекційно-насінницьких робіт / О.Л. Красніченко, В.І. Токаренко // Праці ТДАТА. – 2005. – Вип. 31.
24. Гуков Я.С. Концепція розроблення системи машин для виробництва сільськогосподарської продукції / Я.С. Гуков, М.І. Грицишин, Л.В. Погорілий [та ін.] // Вісник аграрної науки. - 2002. - №9. - С.48-50.
25. Погорілий Л. Концепція створення модульно-блокових конструкцій с.-г. машин і агрегатів на базі універсальних енергетичних засобів / Л. Погорілий, С. Коваль, В. Шурінов [та ін.] // Техніка в АПК. - 2003. - №4-5.
26. Краснощеков Н.В. Стратегия и алгоритм проектирования машинно-тракторного парка / Н.В. Краснощеков [и др.] // Техника и оборудование для села. - 2003.- №8.- С.2-7.
27. Краснощеков Н.В. Повышение производительности машинных агрегатов- приоритетное направление технической политики в АПК / Н.В. Краснощеков // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №1.- С.9-11.
28. Кюрчев В.М. Перспективи та ефективність використання модульних енергетичних засобів в Україні / В.М.Кюрчев, В.Т. Надикто, А.І. Панченко // Збірник наукових праць УкрНДПВТ. - 2003.- Вип.6, кн. 2.
29. Лисицкий С.І. Новий напрям у тракторній енергетиці України / С.І. Лисицкий, В.Т. Надикто // Пропозиція. - 2003.- №5.
30. Ситников В.Р. Малогабаритные блочно-модульные машины / В.Р. Ситников, В.Л. Жигарев, А.С. Войнаш // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1995. - №6.- С.18-21.
31. Кальченко Б. Модульна техніка в народному господарстві / Б. Кальченко // Техніка АПК. - 1995. - №4. - С.4-6.

32. Модульні агрегати - це сучасно і перспективно // Пропозиція. - 2000.- №3.- С.104-106.
33. Надикто В.Т. Перспективи розвитку в Україні тракторів перемінного тягового класу / В.Т. Надикто // Вісник аграрної науки. - 2000. - №5. - С.52-55.
34. Надикто В.Т. Перспективы использования модульных энергетических средств / В.Т. Надикто // Сборник научных трудов ВИМ. - 2001. - т.6.
35. Надыкто В.Т. Перспективы и эффективность использования модульных энергетических средств / В.Т. Надыкто, И.А. Шевченко // Сборник научных трудов Люблинской сельскохозяйственной академии (Польша). - 2001. – Том 4.
36. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві: Навч. посібник / [В.Т. Надикто, М.Л. Крижачківський, В.М. Кюрчев, С.Л. Абдула]. – 2006. - 337 с.
37. Улексін В.О. Транспортне забезпечення агропостової системи / В.О. Улексін // Вісник ДДАУ. – 2006. – №1. – С. 19-23.
38. Коцыгин В.В. Перспективные мобильные энергетические средства: Учебн. пособие / Коцыгин В.В. - М., 1982. – 272 с.
39. Петров Г.Д. Концепция создания и производства самоходных блочно-модульных машин / Г.Д. Петров, В.И. Славкин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2001. - №5. - С.19-25.
40. Писаренко А.Е. Модульный принцип разработок - качество и надежность сельскохозяйственной техники / А.Е. Писаренко // Техника в сельском хозяйстве. - 2000. - №1. - С.28-31.
41. Красніченко О.Л. Малогабаритна техніка для польових досліджень / О.Л. Красніченко, В.І. Токаренко // Збірник наукових праць. – 2007. – Вип. 9. – С. 271–276.
42. Петров Г.Д. Создание самоходных сельхозмашин на базе высвобождаемого энергетического модуля / Г.Д. Петров [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1987. - №12. - С.12-17.

43. Хвостов В.А. Модульное построение машин для фермерских хозяйств / В.А. Хвостов, С.Е. Селиванов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990. - №10. - С.4-6.
44. Коваль С. Результаты испытаний нового комплекса машин на базе универсального энергосредства УЭС-2-250А «Полесье» / С. Коваль [и др.] // Техніка АПК. - 2004. - №3. - С.7-9.
45. Коваль С. Ефективність блочно-модульних агрегатів на базі УЄС-2-250А в сільськогосподарському виробництві / С. Коваль // Техніка АПК. - 1999. - №1. - С. 23-24.
46. Кормановский Л.П. Эффективные машины и технологии - основа развития сельскохозяйственного производства / Л.П. Кормановский // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №1. - С.4-8.
47. Корниенко А.В. Резервы повышения эффективности технологий в растениеводстве / А.В. Корниенко, А.К. Нанаенко // Техника в сельском хозяйстве. - 2002. - №3. - С.11-15.
48. Ксенович И.П. О перспективах развития агрегатной унификации и создания модульных энергетических средств / И.П. Ксенович, В.В. Яцкевич // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1987. - №12. - С.6-11.
49. Улексін В.О. Колійна та мостова системи землеробства. Монографія / В.О. Улексін, В.Т. Надикто. – Мелітополь: Видавничий будинок ММД, 2008. – 270 с.
50. Надикто В.Т. Перспективи розвитку модульних енергетичних засобів в Україні / В.Т. Надикто // Техніка АПК. - 1999. - №5. - С.23-24.
51. Надикто В.Т. Продуктивність машинно-тракторних агрегатів на основі МЕЗ / В.Т. Надикто // Техніка АПК. - 2000. - №2. - С.9,11.
52. Надикто В.Т. Модульные энергетические средства и их влияние на почву / В.Т. Надикто // Збірник наукових праць ТДАТА. - 1999. – Вип 1, т. 10.
53. Надикто В.Т. Прогнозна оцінка перспективності МЕЗ / В.Т. Надикто // Вісник аграрної науки Причорномор'я. - 2002. - Вип.4, т.1.

54. Нефедов А. Зарубежные интегральные тракторы / А. Нефедов // Сельский механизатор. - 2003. - №7. - С.13.

55. Кюрчев В.М. Аналіз плавності руху комбінованих МТА на базі трактора ХТЗ-120 / В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто, О.І. Генів [та ін.] // Збірник наукових праць ВДАУ. - 2006. – Вип 26.

56. Івченко О.І. Ефективність використання складених енерготехнологічних агрегатів / О.І. Івченко // Збірник наукових праць. Механізація та електрифікація сільського господарства. -1993. - Вип. 78.

57. Крайнов С.Г. Условия компоновки комбинированных сельскохозяйственных агрегатов / С.Г. Крайнов [и др.] // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2000. - №2. - С.28-30.

58. Кряжков В.М. Мобильные блочно-модульные энергетические средства нового поколения / В.М. Кряжков [и др.] // Техника в сельском хозяйстве. - 1995. - №1. - С.11-12.

59. Надикто В.Т. Надійний помічник фермера / В.Т.Надикто // Пропозиція. - 2001. - №11.

60. Надыкто В.Т. Ефективність застосування модульних енергетичних засобів / В.Т.Надикто // Техника в АПК. - 1997. - №4.

61. Надыкто В.Т. Снижение энергозатрат пахотным МТА на основе МЭС / В.Т.Надикто // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 1996.- №10.

62. Краснощеков Н.В. Новые технологические и конструкторские решения для резкого сокращения энергоресурсозатрат на предпосевной обработке почвы / Н.В. Краснощеков [и др.] // Техника и оборудование для села. - 2002. - №3. - С.5-7.; №4. - С.5-7.

63. Писаренко А.Є. Синтез мобільних сільськогосподарських машин блочно-модульної побудови для механізації тваринництва та овочівництва: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / А.Є. Писаренко. - Харків, 2001. – 16 с.

64. VII Московский международный салон инноваций и инвестиций // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2006. - №7. - С.51-53.
65. Волянський М.С. Надлегкий мобільний енергетичний засіб з технологічними модулями / М.С. Волянський, Г.Р. Гаврилюк // Науковий вісник НАУ. -К., 2006. - Вип.92. Частина 2. - С.309-311.
66. Надикто В.Т. Основи агрегування модульних енергетичних засобів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук / В.Т. Надикто.- Глеваха, 2000. - 36 с.
67. Надикто В.Т. Випробування модульного енергетичного засобу / В.Т. Надикто, С.М. Ландарь // Збірник наукових праць ТДАТА. - 2000.— Вип 1, т. 16.
68. Надикто В.Т. Исследование МЭС на базе МТЗ-80 / В.Т. Надикто // Техника в сельском хозяйстве. - 2003. - №4. - С.13-15.
69. Пат. № 3293 Україна, МПК⁷ А01В 59/04. Енергетичний засіб сільськогосподарського призначення / Надикто В.Т. - Опубл. 15.11.2004.
70. Пат. № 9869, Україна, МПК⁷ А01В 59/04. Технологічний модуль до трактора МТЗ-80/82 / Надикто В.Т. - Опубл. 15.02.2005.
71. Пат. 24500А, Україна, МПК⁷ А01В 59/04. Транспортний засіб сільськогосподарського призначення / Надикто В.Т. - Опубл. 07.03.1999.
72. Пат. 28366А, Україна, МПК⁷ А01В 59/04. Транспортний засіб сільськогосподарського призначення / Надикто В.Т. – Опубл. 16.10.2000.
73. Пат. 1184736, Россия, МПК⁷ В 62 D 63/00. Транспортное устройство сельскохозяйственного назначения / Амельченко П.А., Габай Е.В., Кандрусов И.И. [и др.]. - № 4187074/30-15; заявл. 27.01.1987; опубл. 07.03.1989.
74. Пат. 22413. Україна, МПК⁷ А01В 59/04. Спосіб модульного формування машинно-тракторного комплексу / Третяк В.М. - Опубл. 25.04.2007.
75. Рыков В.Б. Результаты исследования универсального полевого модуля к трактору тягового класса 0,6 / Рыков В.Б. [и др.] // Исследования и разработки по механизации возделывания, уборки и переработки с.-х. культур. - 1992. - С. 17-24.

76. Надикто В.Т. Соединение энергетического и транспортно-технологического модулей МЭС в пахотном агрегате / В.Т.Надикто, Г.М. Кутьков, Є.В. Габай [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1989. - №7.

77. Божков С.И. Тягово-цепные свойства модульного энерготехнологического средства (МЭС): автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / С.И. Божков. – М., 1993. – 29 с.

78. Бурень О.В. Оптимизация энергетических режимов технологического модуля мобильного энергетического средства (МЭС): автореф. дис. на соискание ученой степени канд. техн. наук / О.В. Бурень. - СПб: ГАУ, 1994. – 17 с.

79. Надикто В.Т. Аналіз управляемости движения МТА на основе МЭС универсально-пропашного назначения / В.Т. Надикто // Збірник наукових праць ТДАТА. - 2004. – Вип 2, т. 16.

80. Надикто В.Т. Характер распределения сцепной массы модульных энергетических средств по мостам / В.Т. Надикто // Вісник Дніпропетровського державного аграрного університету. - 2004. - №2.

81. Надикто В.Т. Выбор схемы наладки навесного устройства МЭС в агрегате с плугом / В.Т. Надикто // Техника в сельском хозяйстве. - 1996. - №2.

82. Надикто В.Т. Исследование плавности хода МТА на основе модульных энергетических средств / В.Т. Надикто // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1998. - №2. - С.27-29.

83. Надикто В.Т. Управляемость и устойчивость движения агрегата на основе МЭС / В.Т. Надикто // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 1998.- №2.

84. Борисов Е.В. Эксплуатационно-технические исследования трактора Т-142 с транспортно-технологическим модулем / Е.В. Борисов, Е.В. Петров // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1993. - №1.

85. Кувачов В.П. Підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на базі модульних енергетичних засобів перемінного тягового класу 1,4-3 / В.П. Кувачов // Праці ТДАТА.- 2006.- Вип. 35. – С.79 – 84.

86. Кувачов В.П. Дослідження плавності руху модульного енергетичного засобу класу 1,4-3 при в'язкому демпфіруванні вертикальних коливань / В.П. Кувачов // Вісник ХНТУСГ. - 2007. - Вип.60. - С.82 - 87.

87. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по специальности "Автомобили и тракторы"/ [В.В. Гуськов, Н.Н. Велев, Ю.Е. Атаманов и др.]; под. ред. В.В. Гуськова. - М.: Машиностроение, 1988. - 376 с.

88. Вибрационная безопасность. Общие требования: ГОСТ 12.1.012-90 ССБТ. – М.: Изд-во стандартов, 1990. – 16 с.

89. Вибрация. Методы измерения на рабочих местах самоходных колесных строительно-дорожных машин: ГОСТ 12.1.049-86 ССБТ. – М.: Изд-во стандартов, 1986. – 12 с.

90. Тракторы сельскохозяйственные. Основные параметры, обеспечивающие требования агротехники: ГОСТ 26187-86. – М.: Изд-во стандартов, 1986.–32 с.

91. Бородин И.Ф. Моделирование и аналитическое исследование волновых процессов при работе МСА / И.Ф. Бородин, А.И. Викторов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №6. - С.26-29.

92. Булгаков В. Теоретичні основи коливального руху льонозбиральних агрегатів / В. Булгаков, А. Горбів, В. Шевченко // Техніка АПК.–2007 р.-№8-9.-С. 20-23.

93. Дербаремдикер А.Д. Гидравлические амортизаторы автомобилей / А.Д. Дербаремдикер. – М.: Машиностроение, 1969. – 238 с.

94. Ротенберг Р.В. Подвеска автомобиля. Колебания и плавность хода / Р.В. Ротенберг. – М.: Машиностроение, 1972. – 392 с.

95. Степанов В.Е. Влияние колебаний МТА на его энергетические показатели на примере пахотного агрегата К-701+ПТК-9-35: автореф. дис. на со-

искание научной степени канд. техн. наук / В.Е. Степанов. - М.: ВСХИЗО, 1985. – 19 с.

96. Дмитриченко С.С. Опыт применения методов статистической динамики к расчету конструкций машин / С.С. Дмитриченко, В.А. Артемов, Ю.А. Завьялов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1990.- №5. -С.21-23.

97. Системы поддрессоривания современных тракторов / [Д.А. Попов и др.]; под общей редакцией Д.А. Попова. - М.: Машиностроение, 1992.-186 с.

98. Кутьков Г.М. Расчетная схема вертикальных колебаний остова трактора с учетом колебаний в системе поддрессоривания и в силовом приводе / Г.М. Кутьков, А.Н. Кожуханцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1980.-№12.– С.6-9.

99. Армашов А.А. Взаимосвязь энергетических затрат МТА с режимами движения / А.А. Армашов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2003. - №3. - С.31-32.

100. Антипин В.П. Определение влияния характеристик двигателя на его экономичность в неустановившемся режиме / В.П. Антипин // Двигателестроение – М., №8, 1981. – С.10-12.

101. Рожков П.П. Моделі та засоби автоматичного керування плавністю ходу мобільних машин і агрегатів в агропромисловому комплексі: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / П.П. Рожков. – Харків, 2004. - 20 с.

102. Антипин В.П. Характер влияния расхода топлива на изнашиваемость двигателя при работе в неустановившемся режиме / В.П. Антипин // Двигателестроение – М., №3, 1987. – С.48-50.

103. Волошин Ю.Л. Классификация систем поддрессоривания колесных тракторов / Ю.Л. Волошин // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - Вып.5. – С.10 –14.

104. Волошин Ю.Л. Системы поддресоривания колесных тракторов / Ю.Л. Волошин // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2002. - №7. –С. 32-34.

105. Никитенко А.Н. Формирование требований к виброзащитной системе трактора / А.Н. Никитенко, В.К. Подрубалов // Техника в сельском хозяйстве. - 1981. - №3.

106. Бурьянов А.И. Обоснование осевых нагрузок и полной массы прицепных транспортных и транспортно-технологических средств / А.И. Бурьянов, Н.И. Пасечный // Исследования и разработки по механизации возделывания, уборки и переработки с.-х. культур. - 1992.- С.193-201.

107. Надикто В.Т. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом / В.Т. Надикто, Г.М. Кутьков, Є.В. Габай, [и др.] // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1990. - №3.

108. Лачуга Ю.Ф. Основы адаптации мобильных сельскохозяйственных агрегатов к условиям работы: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук / Ю.Ф. Лачуга Ю.Ф. - М., 2001. – 73 с.

109. Оптимальное управление тракторным агрегатом при возмущениях // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №6. - С.22-24.

110. Душко В.С. Исследование плавности хода зерноуборочного комбайна в зависимости от основных источников возбуждения его колебаний: автореф. дис. на соиск. уч. степени канд. техн. наук / В.С. Душко.- Волгоград, 1971. - 26 с.

111. Надикто В.Т. Аналіз плавності руху комбінованих МТА на базі трактора ХТЗ-120 / В.Т. Надикто, В.М. Кюрчев, В.Б. Мітков [та ін.] // Збірник наукових праць ТДАТА. - 2006. – Вип 38.

112. Посланцев А.В. Колесные тракторы кл. 3: расширение сферы применения и особенности аналитического представления движения МЭС на их основе / А.В. Посланцев // Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 1992. - №1.

113. Красниченко А.Л. Исследование колебаний вибросистемы с жесткой связью / А.Л. Красниченко, В.П. Горобей, В.Л. Солецкий [и др.] // Праці ТДАТА. – 2004. – Вип.14.

114. Шкари́вський Г.В. До питання оцінки конструктивно-компонувальних схем енергозасобів / Г.В. Шкари́вський // Вісник аграрної науки. - 2001. - №10. С.52-54.

115. Артьомов М.П. Підвищення стійкості руху орного агрегату при зміні технічних параметрів систем керування: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук / М.П. Артьомов. – Харків, 2006. – 16 с.

117. Васи́ленко М.В. Теорія коливань: Навч. посіб. / Васи́ленко М.В. –К.: Вища шк.,1992. - 430с.

118. Кюрчев В.М. Теоретичне моделювання руху модульних енергетичних засобів класу 1,4-3 у поздовжньо-вертикальній площині / В.М. Кюрчев, В.П. Кувачов // Праці ТДАТУ. - 2008.– Вип. 8, том 2. – С. 14-26.

119. Ивпанцов В.Д. Анализ рабочего движения сельскохозяйственных тракторов в составе машинно-тракторных агрегатов / В.Д. Ивпанцов // Прогресс транспортных средств и систем. - 2002. – С. 28-30.

120. Керницький І.С. Определение и анализ амплитудно-частотных характеристик колебательных систем / И.С. Керницький // Вестник Львов. политехн. ин-та. -1988. - № 220. - С. 40-42.

121. Пивоварчик В.М. Прямі та обернені спектральні задачі для демпфованих механічних систем: автореф. дис. на соискание научной степени доктора фіз.-мат. наук / В.М. Пивоварчик. - К., 2003. - 36 с.

122. Писаренко А.Е. Метод формирования модульной техники с помощью математических моделей / А.Е. Писаренко // Техника в сельском хозяйстве. -2003. - №2. - С.23-27.

123. Рожков П.П. Математична модель коливань підвіски енергомодуля с.-г. призначення / П.П. Рожков, С.Е. Рожкова // Вісник Харківського державного технічного університету сільського господарства. – 2003. - Вип.19. Т.2. – С.136-140.

124. Рожков П.П. Получение передаточной функции n-осной динамической системы автотранспортного средства / П.П. Рожков, С.Е. Рожкова, В.О.

Алексеев // Автомобильный транспорт: Проблемы и перспективы: Матер. IV-й междунар. науч.-техн. конференции. - 2000. - С.163-168.

125. Рославцев А.В. Особенности современных исследований движения транспортно-технологических средств / А.В. Рославцев, С.Н. Щитченко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2004. - №6. - С.28-30.

126. Солононовский Н.В. Применение методов статистической динамики (теории случайных функций) к исследованию точности работы мобильных агрегатов / Н.В. Солононовский, Н.П. Артемов // Вестник ХГПУ. - 1997. - Вып.4. - С.92-96.

127. Хлепитько М.Н. Оценка проходимости мобильных машин / М.Н. Хлепитько // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1998. - №5. - С.20-22.

128. Подрубалов В.К. Спектральный анализ пространственных колебаний колесного трактора при стационарном кинематическом воздействии / В.К. Подрубалов, А.Н. Никитенко // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1986. - №5. - С.19-25.

129. Drabant S. Tlaky v hydraulckom systeme trojbodoveho zavesu traktora s mechaniko-hydraulckou regulaciou / S.Drabant, I.Petransky, A.Zikla // Acta technol. Agr. - 2002. - №5. - С.42-48. Словац.

130. Жутов А.Г. Исследование плавности хода трактора с упругой подвеской заднего моста / А.Г. Жутов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. - 2002. - №4. - С.22-23.

131. Жутов А.Г. Повышение эффективности использования колесных тракторов в составе сельскохозяйственных транспортных МТА за счет упругих звеньев: автореф. дис. на соискание научной степени доктора техн. наук / А.Г. Жутов. - Волгоград, 2002. - 36 с.

132. Пат. 21932 Україна, МПК⁷ B62 D 59/00. Спосіб підвищення плавності руху транспортного засобу сільськогосподарського призначення / Кува-

чов В.П., Кюрчев В.М., Кутьков Г.М., Надикто В.Т.; заявник та патентовласник ТДАТУ. - № u200611188; заявл.23.10.2006; опубл. 10.04.2007, Бюл. №4.

133. Жутов А.Г. Упругая подвеска задних колес трактора / А.Г. Жутов // Изобретатель-машиностроитель. - 2002. - Вып. 1. – С. 31–32.

134. Пат. 1234696 США, МПК B60G 9/02. Damped suspended axle in particular for agricultural machines, industrial vehicles and the like / I.Dana, P.Castellano, A.Blini (США). - №01200674.8; Заявл. 23.02.2001; Опубл. 28.08.2002. Англ.

135. Пат. 6491129 США, МПК B60K 17/16. Agricultural tractor with draft compensation suspension / Y.Eugen, B.Franklin (США). - №09/803602; Заявл. 09.03.2001; Опубл. 10.12.2002. Англ.

136. Кувачов В.П. Підвищення експлуатаційно-технологічного потенціалу МТА на основі модульних енергетичних засобів класу 1,4-3 / В.П. Кувачов // Праці ТДАТУ. - 2008. – Вип.1. – С. 39-45.

137. Керницький І.С. Вдосконалення конструкцій і обґрунтування характеристик пневматичних систем вторинного підресорювання / І.С. Керницький // Автошляховик України. - 2000. - № 3. - С. 23-26.

138. Керницький І.С. Науково-прикладні основи проектування та підвищення ефективності роботи пружних і демпфірувальних елементів систем підресорювання колісних машин: автореф. дис. на соискание научной степени д.т.н. / І.С. Керницький. – Львів, 2001. - 36 с.

139. Дячук М.В. Вдосконалення розрахункових методів оцінки параметрів вібронавантаженості несучих систем автомобіля: автореф. дис. на соискание научной степени канд. техн. наук. / М.В. Дячук – Харків, 2005. – 20 с.

140. Акопян Р.А. Пневматическое поддресоривание автотранспортных средств / Р.А. Акопян. - 1980. – 207 с.

141. Жутов А.Г. Совершенствование подвески заднего моста трактора / А.Г. Жутов // Техника в сельском хозяйстве. - 2002. - Вып. 2. – С. 36.

142. Пат. 6502840 США, МПК B60G 9/02. Suspended axle with side and oscillation control linkage / J.Leyonhielm, L.Allen, J.Nagorska. (США). - № 09/976913; Заявл.12.10.2001; Опубл.07.01.2003. Англ.

143. Пат. №2242394 Россия, МПК B62D 55/10. Комбинированная подвеска / В.П. Бычков, И.А. Долгов, В.В. Косенко [и др.] (Россия). - № 200212704/11; Заявл. 06.08.2002; Опубл. 20.12.2004.

144. Пат. №2214925, Россия, МПК B60D 1/100. Сцепное устройство тягача / А.С.Павлюк, А.В.Сгибнев [и др.] (Россия). - № 2002101488/28; Заявл. 14.01.2002; Опубл. 27.10.2003.

145. Площаднов А.Н. Фронтальное навесное устройство с упругими и демпфирующими элементами / А.Н. Площаднов, И.В. Курсов, Э.С. Маршалов // Труды Рубцовского индустриального института. - 2001. - Вып. 38. – С.177-183.

146. Фомин С.Д. Устойчивость движения транспортного агрегата с пневмогидравлическим упругодемпфирующим приводом ведущих колес / С.Д. Фомин, В.И. Аврамов // Механизация и электрификация сельского хозяйства. – 2004.-№8. – С.17-19.

147. Нашиф А. Демпфирование колебаний / А. Нашиф, Д. Джоунс, Дж. Хендерсон; пер. с англ. – М.: Мир, 1988. - 448 с.

148. Кувачов В.П. До питання підвищення плавності руху блочно-модульних агрегатів / В.П. Кувачов // Праці ТДАТА. - 2007. – Вип. 7, том 1. – С. 160–167.

149. Пат. 32545 Україна, МПК⁷ A01 B 59/00. Спосіб підвищення прохідності транспортного засобу сільськогосподарського призначення: / Кувачов В.П., Кюрчев В.М., Надикто В.Т.; заявник та патентовласник ТДАТУ.- № u200712159; заявл. 02.11.2007; опубл. 26.05.2008, Бюл. №10.

150. Артьомов М.П. Щодо впливу зовнішніх сил на динаміку руху комбінованих сільськогосподарських машинно-тракторних агрегатів / М.П. Артьомов // Вісник ХНТУСГ. - 2007. - Вип. 60. - С.32-40.

151. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов: Учебн. пособ / А.Б. Лурье. – Л.: Колос, 1979. – 376 с.
152. Лурье А.Б. Автоматизация сельскохозяйственных агрегатов: Учебн. пособ / А.Б. Лурье. – Л.: Колос, 1976. – 264 с.
153. Лурье А.Б. Расчет и конструирование сельскохозяйственных машин: Учебн. пособ. / А.Б. Лурье, А.А. Громбачевский. – Л.: Машиностроение, 1977. – 489 с.
154. Кюрчев В.М. Паливно-мастильні та інші експлуатаційні матеріали: Навчальний посібник / В.М. Кюрчев. - Мелітополь: ТДАТА, 2003. – 208 с.
155. Вибрация. Средства измерения и контроля вибрации на рабочих местах: ГОСТ 12.4.012-83. – М.: Изд-во стандартов, 1983. – 8 с.
156. Система стандартов по вибрации. Приборы для измерения вибрации вращающихся машин. Общие технические требования: ГОСТ 25275-82. – М.: Изд-во стандартов, 1982. – 24 с.
157. Аппаратура общего назначения для определения основных параметров вибрационных процессов. Общие технические требования: ГОСТ 30296-95. – М.: Изд-во стандартов, 1995. – 16 с.
158. Аппаратура и приборы для измерения вибрации. Номенклатура показателей: ГОСТ 4.304-85 СПКП. – М.: Изд-во стандартов, 1985. – 16 с.
159. Кувачов В.П. Методика та результати оцінки нерівностей профілю ґрунтового-дорожніх фонів за допомогою ЕОМ / В.П. Кувачов, В.М. Кюрчев, В.Т. Надикто // Праці ТДАТУ.-2008.– Вип. 8, том 6. – С. 28-34.
160. Статистичні методи обробки та аналізу експериментальних даних / Кулешков Ю.В., Черновол М.І. та ін. - Кіровоград, 2002. – 134 с.
161. Дмитриченко С.С. Об определении статистических характеристик микро профилей грунтовых дорог и полей / С.С. Дмитриченко, Ю.А. Завьялов // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 1983. - №5.

162. Єгошин О.О. Математичне планування польових дослідів та статистична обробка експериментальних даних: Навч. посіб. / Єгошин О.О., Лісовий М.В. -Харків, 2005. - 194 с.

163. Тимофеев А.И. Движение мобильных сельскохозяйственных машин и агрегатов: автореф. дис. на соискание научной степени докт. техн. наук / А.И. Тимофеев. - М., 1971. - 58с.

164. Кувачов В.П. Удосконалення методики реєстрації вертикальних коливань мобільних енергетичних засобів / В.П. Кувачов, А.М. Аюбов, О.Г. Котов // Праці ТДАТА. - 2007. – Вип. 7, том 1.- С. 139 – 145.

165. Надикто В.Т. Методи та результати перевірки математичних моделей МТА на адекватність / В.Т. Надикто, В.Б. Мітков, О.І. Генов // Праці ТДАТА. - 2005. – Вип. 27. - С.28–35.

166. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных машин и агрегатов / Л.В. Гячев. - 1980. – 207 с.

167. Сільськогосподарська техніка. Методи економічного оцінювання техніки на етапі випробування: ДСТУ 4397:2005. – К.: Держспоживстандарт України, 2005. – 32 с.

168. Симарев Ю.А. Математические методы оценки качества новой техники / Ю.А. Симарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. - 2002. - №5. - С.40-42.

169. Симарев Ю.А. Оценка критериев эффективности использования новой техники / Ю.А. Симарев // Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 2002. -№4. - С.44-45.