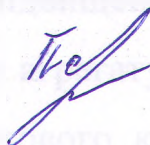


МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ  
ТАВРІЙСЬКИЙ ДЕРЖАВНИЙ АГРОТЕХНОЛОГІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ  
ІМЕНІ ДМИТРА МОТОРНОГО

На правах рукопису

**ПАРАХІН ОЛЕКСАНДР ОЛЕКСАНДРОВИЧ**

УДК 631.37 + 631.3.004.65



**ПІДВИЩЕННЯ СТІЙКОСТІ І КЕРОВАНОСТІ  
ТРАНСПОРТНОГО РУХУ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО  
МАШИННО-ТРАКТОРНОГО АГРЕГАТУ**

05.05.11 – Машини і засоби механізації  
сільськогосподарського виробництва

Дисертація  
на здобуття наукового ступеня  
кандидата технічних наук

Науковий керівник: Надикто Володимир Трохимович, член-кореспондент  
НААН України, доктор технічних наук, професор

*Усі примірники дисертації ідентичні*

*Вчений секретар  
СР Д18.819.01*



*Вовк О.Ю.*

Мелітополь - 2021

## Анотація

Парахін О.О. Підвищення стійкості і керованості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату. – На правах рукопису.

Дисертація на здобуття науково ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.05.11– машини і засоби механізації сільськогосподарського виробництва. – Таврійський державний агротехнологічний університет імені Дмитра Моторного, Мелітополь, 2021.

Дисертаційна робота присвячена питанню підвищення стійкості і керованості транспортного руху блочно-модульного агрегату на основі модульного енергетичного засобу (МЕЗ) змінного тягового класу 1,4-3. МЕЗ складається з енергетичного (ЕМ) та технологічного (ТМ) модулів, шарнірно поєднаних між собою у горизонтальній площині. Для обмеження кутової рухомості ТМ відносно ЕМ приєднувальний (навісний) механізм першого обладнано двома гідроциліндрами. Для підвищення стійкості та керованості руху МТА на основі МЕЗ один з вказаних гідроциліндрів обладнаний дроселем у вигляді шайби, діаметр прохідного отвору якого прийнято рівним 2 мм. Це дозволяє отримати значення коефіцієнта гідравлічного опору даного дроселя ( $K_m$ ) не менш, ніж  $10^6$  Н·м·с/рад. Саме за такого значення  $K_m$ , розворотний момент, який діє на МТА з боку його технологічної частини, здатний повернути ТМ лише на  $1,25^\circ$ . Зменшення фазових частотних характеристик коливань енергетичного модуля досягає при цьому  $150^\circ$ . На практиці, це призводить до зменшення запізнень його реакції з 7,6 до 2,4 с при одночасному зменшенню амплітуди коливань майже у 17 разів. При зростанні швидкості руху блочно-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання технологічним модулем разом із навішеним на нього знаряддям, а також енергетичним модулем МЕЗ мало змінюються та мають резонансний пік, який припадає на частоту  $10$  с<sup>-1</sup>.

У порівнянні із технологічним, АЧХ відтворення енергетичним модулем у вигляді розворотного моменту, – менше. Характер стійкості руху блочно-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ. Установка шин моста технологічного модуля із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більш, сприяє зменшенню амплітуди як його коливань, так й коливань енергетичного модуля. У діапазонах частот зміни збурення  $0 \dots 5$  та  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$  кут повороту ТМ практично не перевищує  $4^\circ$ . Дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот  $0,25 \dots 1,50 \text{ с}^{-1}$ . Під час переміщення блочно-модульного МТА по необробленому фону цей діапазон удвічі ширший і становить  $0,25 \dots 3,00 \text{ с}^{-1}$ . Це вказує на те, що коливання ТМ із плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому.

При уведенні гідравлічного демпфера із коефіцієнтом опору не менш, ніж  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ . максимальне значення позитивного кореляційного зв'язку між кутовими коливаннями технологічного та енергетичного модулів МЕЗ зростає до позначки 0,87, тобто збільшується у 2,7 рази. У цьому випадку ЕМ та ТМ практично разом протидіють збурювальному впливу розворотного моменту, що позитивно відображається на стійкості руху усього блочно-модульного МТА. Гідравлічне демпфірування гідроциліндра технологічного модуля із коефіцієнтом жорсткості не менш ніж  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ . дозволяє довести максимум взаємного кореляційного зв'язку між керуючим впливом та курсовим кутом енергетичного модуля до 0,89, змістити його вправо від нульової ординати і зменшити запізнення реакції курсового кута на зміну кута повороту керуючих коліс енергетичного модуля майже удвічі. Упроваджен-

ня орного блочно-модульного агрегату, який налагоджено згідно розробленим практичним рекомендаціям, дозволяє збільшити змінну продуктивність роботи МТА та зменшити витрати праці на 8,4%.

Ключові слова: модульний енергетичний засіб, енергетичний модуль, технологічний модуль, гідроциліндр, дросель, транспортний рух, стійкість, керуваність, продуктивність.

## ANNOTATION

**Parakhin O.O. Increasing the traffic stability and controllability of the block-modular machine-tractor unit.** – As a manuscript. Thesis for the degree of candidate of technical sciences in specialty 05.05.11 – machines and means of mechanization of agricultural production. – Dmytro Motornyi Tavria State Agro-technological University, Melitopol, 2021.

The thesis is devoted to increasing the stability and controllability of a block-modular unit's traffic based on a modular power unit (MPU) of variable traction class 1.4-3. MPU consists of power (PM) and technological (TM) modules interconnected in the horizontal plane. To limit the TM's angular mobility relative to the PM, the connecting device of the first one is equipped with two hydraulic cylinders. To increase the MTU traffic stability and controllability, one of the indicated hydraulic cylinders is equipped with a washer-shaped throttle, the bore diameter of which is assumed to be 2 mm. This allows obtaining the hydraulic resistance coefficient value of the given throttle ( $K_m$ ) not less than  $10^6 \text{ N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}\cdot\text{rad}^{-1}$ . With this value of  $K_m$ , the unfolding torque acting on the MTU from the side of its technological part is capable of turning the TM only by  $1.25^\circ$ . The decrease in the phase-frequency characteristics of the energy module oscillations reaches  $150^\circ$ . In practice, this leads to a reduction in the delay in his reaction to a disturbance from 7.6 to 2.4 s, while the amplitude of oscillations decreases by al-

most 17 times. With an increase in the speed of the block-modular unit from 2 to 5 m·s<sup>-1</sup>, the amplitude-frequency characteristics of the disturbance processing by the technological module together with the tool attached to it, as well as the power module of the MPU, change little and have a resonance peak, which falls at a frequency of 10 s<sup>-1</sup>. Compared with the technological one, the frequency response of the disturbance's reproduction in the form of a turning torque by the energy module is less. The nature of the block-modular unit's movement's stability is practically invariant concerning the drag coefficients of the tire slip of the front and rear axles of the power module of the MPU. Installation of the technological module's axle tires with a total drag coefficient of 260 kN·rad<sup>-1</sup> and more contributes to a decrease in the amplitude of both its oscillations and the oscillations of the energy module. In the frequency ranges of the disturbance change of 0-5 and 10-20 s<sup>-1</sup>, the TM rotation angle does not exceed 4° at all. The dispersion of the MPU technological module's angular vibrations with a plow attached to it when the unit moves along the field is concentrated in a relatively narrow frequency range of 0.25-1.50 s<sup>-1</sup>. During a block-modular MTU movement on an unprocessed background, this range is twice as wide: 0.25-3.00 s<sup>-1</sup>. This indicates that the TM's vibrations with a plow on a roughened field are lower than those on an untreated one. The introduction of a hydraulic damper with a resistance coefficient of at least 10<sup>6</sup> N·m·s·rad<sup>-1</sup>. The maximum value of the positive correlation between the angular oscillations of the technological and power modules of the MPU increases to 0.87, that is, increases by 2.7 times. In this case, PM and TM practically together counteract the disturbing influence in the form of a turning torque, which positively affects the entire block-modular MTU movement's stability. Hydraulic damping of the technological module's hydraulic cylinder with a stiffness coefficient not less than 10<sup>6</sup> N·m·s·rad<sup>-1</sup> allows to bring the maximum of the mutual correlation between the control influence and the heading angle of the energy module to 0.89, shift it to the right of the zero ordinate and reduce the delay the

reaction of the heading angle to the change in the steering angle of the control wheels of the power module is almost doubled. The introduction of a plow block-modular unit, tuned according to the developed practical recommendations, allows increasing performance and reducing labor costs by 8.4%.

Key words: modular power unit (MPU), power unit, technological unit, hydraulic cylinder, throttle, stability, controllability, performance

## СПИСОК

### опублікованих праць за темою дисертації

1. **Парахін О.О.** Аналіз шляхів ефективного використання МТА на основі модульних енергетичних засобів / О.О. Парахін // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2009. Т. 4. Вип.9. С. 125-133.

2. **Парахін О.О.** Дослідження керованості транспортного руху блоково-модульного МТА / О.О. Парахін, В.Т. Надикто // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2010. Т. 6. Вип.10. С.13-21.

3. **Парахін О.О.** Математична модель транспортного руху блоково-модульного руху МТА / О.О. Парахін, В.Т. Надикто, А.М. Аюбов // Праці Таврійського державного агротехнологічного університету. Мелітополь, 2010. Т.7. Вип.11. С. 21-31.

4. **Парахін О.О.** Вплив параметрів з'єднання модулів МЕЗ на стійкість транспортного руху блоково-модульного МТА [Електрон. ресурс] / О.О. Парахін, С.В. Кюрчев // Науковий вісник ТДАТУ. Мелітополь, 2011. Вип.1. Т. 3. С.13-18. Режим доступу: [www.nbuu.ua/e-journals/nvtdau/2011\\_3/index.html](http://www.nbuu.ua/e-journals/nvtdau/2011_3/index.html).

5. **Парахін О.О.** Статистичні характеристики профілю шляху для дослідження транспортного руху блоково-модульного МТА/ О.О. Парахін //

Вісник ХНТУСГ ім. П.Василенка, 2012. Вип. 124. Механізація сільського господарства, ч. 1. С. 136-139.

6. Bulgakov V. Motion stability estimation for modular traction vehicle-based combined unit / V. Bulgakov, I. Holovach, V. Nadykto, **O. Parakhin**, H. Kaletnik, L. Shymko, J. Olt // *Agronomy Research (Scopus)*, 2020. 18(4). P. 2340-2352.

7. Булгаков В.М. Дослідження стійкості руху модульного машинно-тракторного агрегату /В.М. Булгаков, В.Т. Надикто, І.В. Головач, Д.В. Присяжнюк, **О.О. Парахін** // Вісник аграрної науки, 2020. №5. С. 61-68.

8. Адамчук В.В. Дослідження керованості руху машинно-тракторного агрегату модульного типу/ В.В. Адамчук, В.М. Булгаков, В.Т. Надикто, І.В. Головач, Д.В. Присяжнюк, **О.О. Парахін** // Вісник аграрної науки, 2020. № 6. С. 47-54.

9. **Парахін О.О.** Оптимізація конструктивної схеми і параметрів транспортного МТА на основі МЕЗ / О.О. Парахін // Матеріали XIII Міжнародної наукової конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки». Вінниця, 2012. С. 72-73.

10. Bulgakov Volodymyr. The coefficient determination of a damper washer hydraulic resistance for reducing a technical module oscillation amplitude/ Volodymyr Bulgakov, **Oleksandr Parakhin**, Basil Mitkov, Tetiana Chorna // *Modern Development Paths of Agricultural Production Trends and Innovations (Scopus)*, 2019. Part I. P. 183-190.

11. Кюрчев С.В. Спосіб підвищення стійкості руху машинно-тракторного агрегату (МТА) / С.В. Кюрчев, В.Т. Надикто, **О.О. Парахін**. Патент на корисну модель. Номер заявки u 201112288, Дата подання 20.10.2011, Дата публікації 25.04.2012., Бюл. №.

**LIST**  
**of the published research papers on the topic of the thesis**

1. Parakhin O.O. Analysis of effective ways of MTU use based on modular power resources/ O.O. Parakhin. – Research papers of Tavria State Agrotechnological University. – Melitopol. – 2009. – Vol. 4. – Issue 9. – P. 125-133.
2. Parakhin O.O. Research of traffic controllability of block-modular MTU/ O.O. Parakhin, V.T. Nadykto. – Research papers of Tavria State Agrotechnological University. – Melitopol. – 2010. – Vol. 6. – Issue 10. – P. 13-21.
3. Parakhin O.O. Mathematical model of transport movement of block-modular traffic of MTU/ O.O. Parakhin, V.T. Nadykto, A.M. Aiubov. – Research papers of Tavria State Agrotechnological University. – Melitopol. – 2010. – Vol. 7. – Issue 11. – P. 21-31.
4. Parakhin O.O. Influence of connection parameters of MPM modules on block-modular traffic stability MTU [Electronic resource]/ O.O. Parakhin, S.V. Kiurchev// Scientific Bulletin of TSATU. – Melitopol, 2011. – Vol. 1. – Issue 3. – P. 13-18. – Available at: [www.nbuu.ua /e-journals/ nvtdau / 2011\\_3 / index.html](http://www.nbuu.ua/e-journals/nvtdau/2011_3/index.html).
5. Parakhin O.O. Statistical characteristics of the way of profile study of block-modular traffic/ O.O. Parakhin. – Scientific Bulletin of Pavlo Vasylenko Kharkov National Technical University of Agriculture, 2012. – Vol. 124; Mechanization of agriculture, part 1. – p. 136-139.
6. Parakhin O.O. Optimization of the constructive scheme and parameters of transport MTU on the basis of MPM/ O.O. Parakhin. – Materials of



- XIII International scientific conference «Modern tasks of soil mechanics». – Vinnytsia. – 2012. – P. 72-73.
7. Bulgakov Volodymyr The coefficient determination of a damper washer hydraulic resistance for reducing a technical module oscillation amplitude/ Volodymyr Bulgakov , Oleksandr Parakhin, Vasyl Mitkov, Tetiana Chorna.- Modern Development Paths of Agricultural Production Trends and Innovations, Part I, p. 183-190, Melitopol, Tavria State Agrotechnological University. – 2019
  8. Bulgakov V. Motion stability estimation for modular traction vehicle-based combined unit/ V.Bulgakov, I. Holovach, V.Nadykto, O.Parakhin, H.Kaletnik, L.Shymko, J.Olt. – Agronomy Research. 2020. 18(4). P. 2340-2352
  9. Bulgakov V.M. Research of stability of the modular machine-tractor unit movement/ V.M. Bulgakov, V.T. Nadykto, I.V. Holovach, D.V. Prysiashniuk, O.O. Parakhin. – Bulletin of agrarian science. – Vol. 98, № 5 (2020). – P. 61-68.
  10. Adamchuk V.V. Research of controllability of machine-tractory unit movement of modular type/ V.V. Adamchuk, V.M. Bulgakov, V.T. Nadykto, I.V. Holovach, D.V. Prysiashniuk, O.O. Parakhin. – Bulletin of agrarian science. – Vol. 98, № 6 (2020). – P. 47-54.
  11. Kiurchev S.V. The method of increasing the stability of the machine-tractor unit (MTU)/ S.V. Kiurchev, V.T. Nadykto, O.O. Parakhin. – Patent for invention. Patent pending u 2011 12288. Date of application 20.10.2011. Date of publication 25.04.2012, Bulletin № 8.

ВСТУП .....	12
Розділ 1 СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКИ ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	17
1.1 Аналіз шляхів ефективного використання МТА на основі модульних енергетичних засобів.....	17
1.2 Напрямки досліджень стійкості і керованості руху блоково – модульних агрегатів.....	31
1.3 Висновки по розділу та постановка задач досліджень .....	41
Розділ 2 ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБҐРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМУ ТРАНСПОРТНОГО РУХУ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА .....	44
2.1 Загальні положення та припущення, прийняті при моделю- ванні руху блоково-модульного агрегату у горизонтальній площині .....	44
2.2 Математична модель горизонтального руху транспортного блоково - модульного машинно – тракторного агрегату.....	46
2.3 Методика дослідження руху МТА на основі МЕЗ.....	59
2.4 Вплив параметрів з'єднання модулів МЕЗ на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА .....	67
2.5 Оцінка керованості блоково-модульного агрегату в режимі транспортного руху.....	75
Висновки по розділу .....	81
Розділ 3 ПРОГРАМА І МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ .....	83
3.1 Програма експериментальних досліджень.....	83
3.2 Методика досліджень і вимірювані параметри .....	85
3.3 Застосовані прилади, апаратура та обладнання.....	92
3.4 Методика обробки експериментальних даних .....	99

3.5	Методика перевірки математичної моделі транспортного блоково-модульного агрегату на адекватність	101
Розділ 4 РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ		
БЛОКОВО - МОДУЛЬНОГО МТА		106
4.1	Визначення залежності коефіцієнта гідравлічного опору демпферної шайби від діаметра її отвору	106
4.2	Результати перевірки математичної моделі блоково – модульного МТА на адекватність	108
4.3	Статистичні характеристики профілю шляху.....	111
4.4	Експериментальна оцінка стійкості транспортного руху блоково – модульного агрегату	115
4.5	Вплив коефіцієнта гідравлічного опору гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ на керованість руху блоково – модульного МТА.....	125
Висновки по розділу .....		128
Розділ 5 ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ		
БЛОКОВО – МОДУЛЬНОГО МТА.....		133
5.1	Вихідні дані для порівняльного аналізу блоково – модульних МТА.....	131
5.2	Розрахунок ефективності від впровадження наукової розробки.	134
ВИСНОВКИ.....		137
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ.....		140
ДОДАТКИ.....		151

## ВСТУП

**Актуальність теми.** Перспективи підвищення продуктивності праці, зменшення питомих витрат пального тощо машинно-тракторними агрегатами на основі тракторів тягової концепції практично вичерпані. Розв'язати цю проблему можна лише шляхом реалізації тягово-енергетичної концепції розвитку енергетичних засобів на основі блоково-модульної їх побудови.

Теоретичні та практичні аспекти використання модульних енергетичних засобів (МЕЗ) в технологічних варіантах розроблені. За результатами досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні схеми блоково-модульних МТА. Встановлено, що для забезпечення їх задовільної керованості і стійкості руху у горизонтальній площині технологічний (ТМ) модуль МЕЗ на гоні повинен бути нерухомим, а поворотній смузі – рухомим відносно енергетичного (ЕМ). Відносна нерухомість енергетичного і технологічного модулів МЕЗ на робочому гоні забезпечується автоматичним блокуванням вертикального шарніру останнього. Проте, таке конструктивне рішення з одного боку забезпечує стійкість і керованість руху блоково-модульних МТА, а з другого – породжує такі недоліки, як складність конструкції, низька надійність її роботи тощо.

У зв'язку з цим виникає потреба пошуку такого технічного рішення, яке б дозволило усунути недоліки системи з'єднання енергетичного і технологічного модулів і у горизонтальній площині і принаймні не погіршило стійкість і керованість руху машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ. Особливо це стосується навісних машинно-тракторних агрегатів, швидкісний режим руху яких близький до транспортного.

**Зв'язок роботи з науковими програмами, планами і темами.** Дисертаційну роботу виконано відповідно до плану наукових досліджень Таврійського державного агротехнологічного університету (Запорізька обл., м. Мелітополь) 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 дослідження** – підвищення експлуатаційних показників блоково-модульного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми і параметрів з’єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині.

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої **робочої гіпотези**, суть якої полягає в наступному: вибір потрібного ступеню демпфірування системи з’єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині дозволить забезпечити задовільну стійкість і керованість руху блоково-модульного МТА.

Для досягнення поставленої вище мети сформульовано наступні **задачі дослідження**:

- на основі теоретичних досліджень синтезувати схему та вибрати параметри з’єднання технологічного і енергетичного модулів МЕЗ у горизонтальній площині, які впливають на стійкість та керованість транспортного руху блоково-модульного агрегату;
- виявити вплив ступеню дроселювання системи гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ на стійкість і керованість транспортного руху машинно-тракторного агрегату;
- встановити вплив профілю агротехнічного фону на динаміку руху блоково-модульного агрегату у горизонтальній площині;
- розробити науково-обґрунтовані практичні рекомендації з вибору схеми і параметрів, які забезпечують задовільну керованість і стійкість транспортного руху блоково-модульного МТА.

**Об'єкт дослідження** – процес транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату.

**Предмет дослідження** – закономірності впливу схемних рішень і параметрів блоково-модульного МТА на керованість і стійкість його руху у горизонтальній площині.

**Методи дослідження.** Синтез схемних рішень, конструктивних параметрів і режимів роботи блоково-модульного МТА здійснювали шляхом математичного моделювання на ЕОМ умов його функціонування з використанням основних положень теоретичної механіки, статистичної динаміки та частотних методів теорії автоматичного регулювання лінійних динамічних систем при відпрацюванні ними статистично випадкових збурювальних впливів.

Експериментальні дослідження проводили із застосуванням тензометричного обладнання, аналогово-цифрового перетворювача і портативної ЕОМ. Обробку отриманих даних здійснювали з використанням теорії ймовірності і кореляційно-спектрального аналізу.

#### **Наукова новизна одержаних результатів.**

Уперше отримано аналітичні залежності, які дають можливість оцінити динаміку транспортного руху блоково-модульного агрегату за наявності дроселювання гідроциліндра технологічного модуля МЕЗ.

Визначено нові залежності впливу коефіцієнта гідравлічного опору демпферу гідроциліндра технологічного модуля МЕЗ на стійкість та керованість транспортного руху блоково-модульного МТА.

Встановлено вплив нерівностей профілю агротехнічного фону на динаміку транспортного руху блоково-модульного агрегату у горизонтальній площині.

### **Практичне значення одержаних результатів.**

Основне практичне значення результатів досліджень полягає у реалізації ідеї підвищення керованості і стійкості транспортного руху блоково-модульного агрегату шляхом уведення дроселювання гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ.

На основі отриманих теоретичних та експериментальних даних розроблено практичні рекомендації з настроювання модульного енергетичного засобу. Орний агрегат на основі МЕЗ перемінного тягового класу 1,4-3 (МЕЗ-80) упроваджено на площі 50 га у навчально-виробничому центрі ТДАТУ (Запорізька обл., Мелітопольський р-н, с. Лазурне), а також використовуються в навчальному процесі Таврійського державного агротехнологічного університету імені Дмитра Моторного.

### **Особистий внесок здобувача полягає:**

- у розробленні математичної моделі блоково-модульного МТА у складі модульного енергетичного засобу з навішеним на нього ґрунтообробним знаряддям (плугом);
- у розробленні методики теоретичних та експериментальних досліджень блоково-модульного агрегату;
- в організації і безпосередній участі при проведенні лабораторно-польових наукових досліджень;
- в обробці отриманих експериментальних даних;
- у розробленні практичних рекомендацій з вибору схеми і параметрів блоково-модульного агрегату.

### **Апробація результатів дисертації.**

Основні результати дисертаційної роботи викладено в доповідях на науково-технічних конференціях викладачів та аспірантів Таврійського дер-

жавного агротехнологічного університету (м. Мелітополь, 2007...2010 рр.), міжнародній науково-практичній конференції «Технічний прогрес в АПК» (м. Харків, 2007 р.), міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Дніпропетровськ, 2009 р., міжнародній науково-практичній конференції «Сучасні проблеми землеробської механіки» (м. Луганськ, 2011 р.)

**Публікації.** За результатами досліджень у фахових виданнях опубліковано 11 друкованих праць, із яких дві написані особисто.

### **Структура і обсяг дисертації.**

Дисертаційна робота складається із вступу, 5 розділів, списку літератури зі 105 найменуваннями та додатків. Дисертація викладена на 155 с. машинопису і включає 56 рисунків та 2 таблиці.

## РОЗДІЛ 1

### СТАН ПРОБЛЕМИ ТА ПОСТАНОВКА ЗАДАЧ ДОСЛІДЖЕНЬ



## 1.1 Аналіз шляхів ефективного використання МТА на основі модульних енергетичних засобів

Розв'язання більшості проблем сільськогосподарського виробництва припадає і припадатиме на енергетичні засоби. При цьому, не зважаючи на різноманіття їх конструктивного виконання та функціонального призначення, за час свого еволюційного розвитку вони, як вважає д.т.н. Кутьков Г.М., мають пройти три стадії [1-5]. Кожна із цих стадій описується відповідною логістичною кривою (рис.1.1).

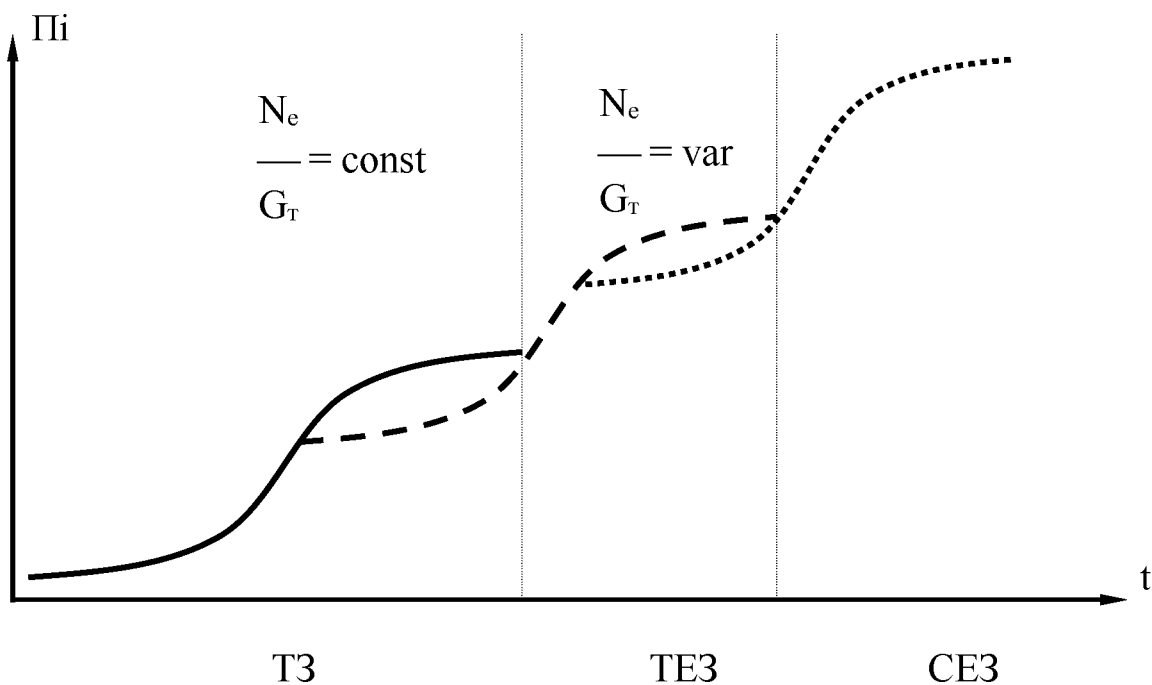


Рисунок 1.1 – Основні концепції розвитку енергетичних засобів [1]:

- (—) - тягова;
- (- - -) - тягово-енергетична;
- (.....) - енергетична;
- ТЗ - тяговий засіб;
- ТЕЗ - тягово-енергетичний засіб;
- СЕЗ - стаціонарний енергетичний засіб.

Слід підкреслити, що такої ж думки притримувався і такий відомий український вчений, як академік УААН та РАСГН Л.В.Погорілий [5, 6].

На першому етапі енергетичні засоби розвиваються згідно з тяговою концепцією. В ідеалі суть її полягає у жорсткому співвідношенні таких основних конструктивних параметрів тягового засобу (ТЗ), якими є його експлуатаційна маса ( $G_T$ ) і потужність двигуна ( $N_e$ ) [1]:

$$E = \frac{N_e}{G_T} = \text{const}, \quad (1.1)$$

де  $E$  – енергонасиченість енергетичного засобу, кВт/т.

Залежність (1.1) означає, що потужність двигуна ТЗ може бути використаною тільки через його тягове зусилля. При збереженні незмінності технологічних швидкостей машинно-тракторних агрегатів (МТА) це є цілком природним. Адже, коли значина  $N_e$  перевищуватиме відповідну їй значину експлуатаційної ваги ТЗ ( $G_T$ ), то вона ( $N_e$ ), із-за низки причин, може бути не реалізованою на тягових операціях. Останні ж на першому етапі розвитку енергетичних засобів є абсолютно переважаючими.

У протилежному випадку МТА працюватиме з меншою швидкістю, а отже і продуктивністю, що є небажаним.

Цілком зрозуміло, що в реальних умовах залежність (1.1) не може бути строгою. Проте, ступінь кореляції оцінюваних конструктивних параметрів має бути досить високою. Це повністю підтверджується аналізом процесу розвитку і впровадження системи тракторобудування минулих років (рис. 1.2). Так, для гусеничних енергетичних засобів залежність між експлуатаційною масою енергетичного засобу та потужністю його двигуна була лінійною і з коефіцієнтом кореляції  $R_T = 0,98$  описувалась наступним рівнянням [9]:

$$G_T = 0,08 \cdot N_e + 1,10.$$

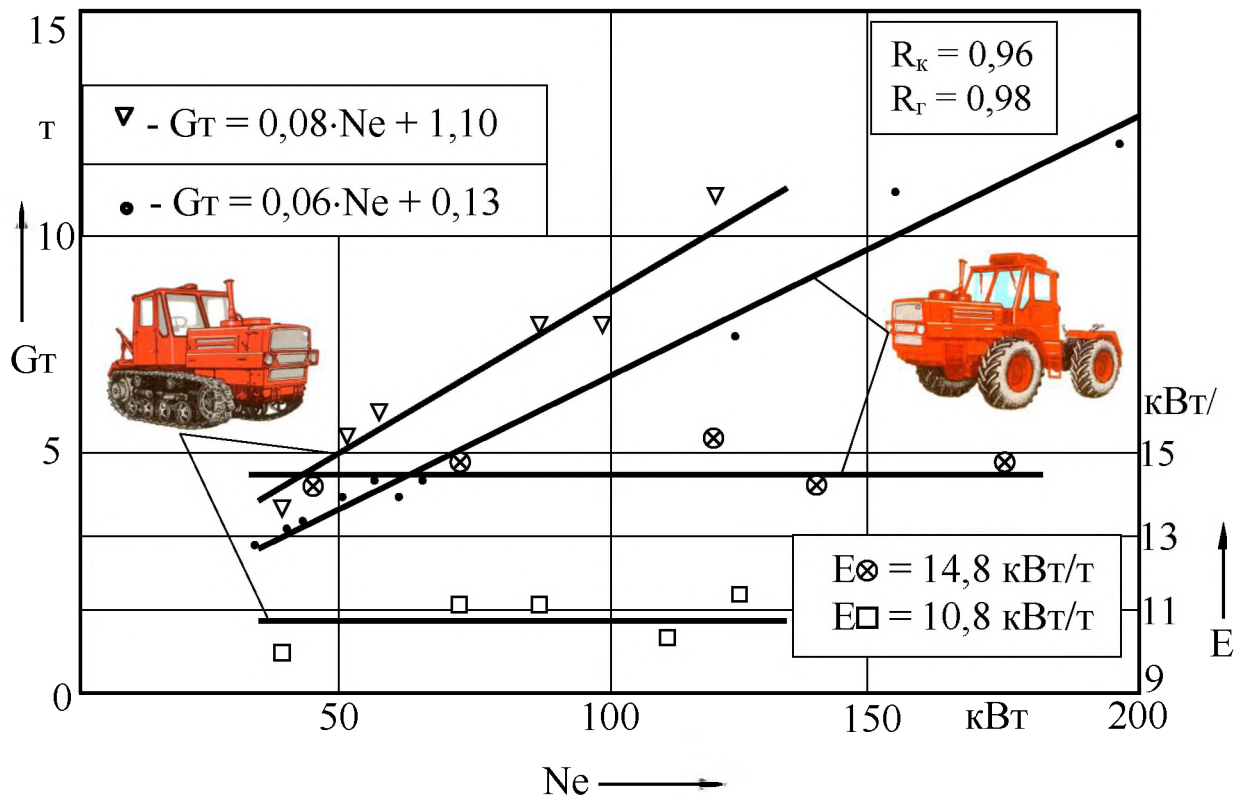


Рисунок 1.2 – Залежність експлуатаційної маси ( $G_T$ ) і енергонасиченості ( $E$ ) тягових засобів від потужності їхніх двигунів ( $N_e$ ) [9]:  
 $\nabla, \square$  - гусеничні трактори;  $\bullet, \otimes$  - колісні трактори.

У колісних тракторів ця залежність була теж лінійна з не менш високою значиною коефіцієнта кореляції [9]:

$$G_T = 0,06 \cdot N_e + 0,13; \quad R_k = 0,96.$$

Що стосується енергонасиченості, то для енергетичних засобів обох ходових систем з довірчою ймовірністю 95% її можна вважати постійною (див. рис. 1.2). Середня значина показника енергонасиченості  $E$  для колісних тракторів становила при цьому 14,8 кВт/т, а для гусеничних – на 37% більше (10,8 кВт/т).

На думку деяких вчених верхня межа енергонасиченості трактора тягової концепції повинна становити 18...20 кВт/т [10-12]. У цьому випадку практично вся потужність його двигуна може бути реалізована через тягове зусилля.

Слід підкреслити, що при строгому підході це не зовсім так. Д.т.н. Кутьков Г.М. вважає [13], що із-за нелінійності регуляторної характеристики двигуна його паспортну потужність повністю використати не можна. Причина полягає в тому, що паспортна (потенційна) потужність двигуна визначається при постійному моменті його завантаження, а в реальних умовах він (момент) має перемінний (стохастичний) характер.

Аналіз показує, що перспективи підвищення продуктивності праці, зменшення питомих витрат палива тощо машинно-тракторними агрегатами на основі тракторів тягової концепції практично вичерпані [14-16]. По-перше, відсутній запас потужності їхніх двигунів не дозволяє суттєво збільшити робочу швидкість МТА.

По-друге, зростання продуктивності праці шляхом збільшення ширини захвату теж досягло своїх меж. Суттєвим обмежуючим фактором цього є буксування рушіїв енергетичних засобів. На енергоємних ґрунтообробних та інших тягових операціях воно досягло агротехнічно допустимого рівня – 20%.

Крім цього, збільшення ширини захвату с.-г. знарядь і машин вимагає відповідного збільшення експлуатаційної маси енергетичного засобу. А зростання останньої, яке відомо, призводить до ущільнення ґрунту, яке останнім часом стало проблемою світового рівня [17-22].

Д.т.н. Кутьков Г.М. справедливо стверджує, що протиріччя між необхідністю зменшення маси мобільних енергетичних засобів і збереження їх тягового – зчіпних властивостей може бути вирішене у складі МТА тоді, ко-

ли в якості зчіпної буде використовуватися маса усього агрегату, а не тільки маса його енергетичної частини (тобто трактора).

Нині відомо три варіанти з'єднання енергетичної та технологічної частин МТА:

- 1) причіпний;
- 2) напівнавісний;
- 3) навісний.

Дослідженнями встановлено [23], що найменшу питому матеріалоемність має технологічна частина МТА з напівнавісною зчіпкою та відносно вузькозахватними секціями сільськогосподарських знарядь. Зчіпка при цьому приєднується спереду трактора, а не ззаду.

Вчені пояснюють це тим, що частина ваги такої зчіпки ( $\Delta P$ ) довантажує ходову систему трактора. В результаті створюються потенційні можливості відповідного зменшення зчіпної маси останнього на величину  $g \cdot \Delta P$  ( $g$  – прискорення вільного падіння). На практиці це можна здійснити шляхом зменшення маси баласту переднього мосту трактора на ту ж саму величину  $g \cdot \Delta P$ .

Довантаження трактора через задній навісний механізм менш ефективне, тому що в цьому випадку суттєво погіршується розподіл зчіпної ваги енергетичного засобу по осях (або котках) його ходової системи.

Попри все, більш радикальним засобом збільшення відносної долі зчіпної ваги у агрегаті, як вважають Г.М. Кутьков [3] і В.Т. Надикто [8], є об'єднання його технологічної частини активно привідними рушіями.

При цьому слід мати на увазі, що активний привід ходових систем с.-г. машин і знарядь є мало ефективним. Причина полягає у їх відносно невеликій питомій матеріалоемності. Наприклад, відносна доля маси плуга ПТК-9-35 у складі орного агрегату на основі трактора класу 5 (К-701) не перевищує 20%. Тому, навіть при повній активізації маси цього орного знаряддя змен-

шення тягового зусилля, яке розвиває вказаний енергетичний засіб, – менше 20% [24]. У принципі цього недосить, аби завантажити високоенергонасичений трактор (більше 20 кВт/т) за потужністю.

Вирішити проблему можна лише шляхом реалізації модульної побудови енергетичного засобу. Для цього трактор доповнюють технологічним візком з активним приводом коліс [8, 25]. Трактор при цьому називається енергетичним (ЕМ), а візок – технологічним (ТМ) модулем.

У сукупності ЕМ і ТМ представляють модульний енергетичний засіб (МЕЗ) перемінного тягового класу (рис. 1.3).

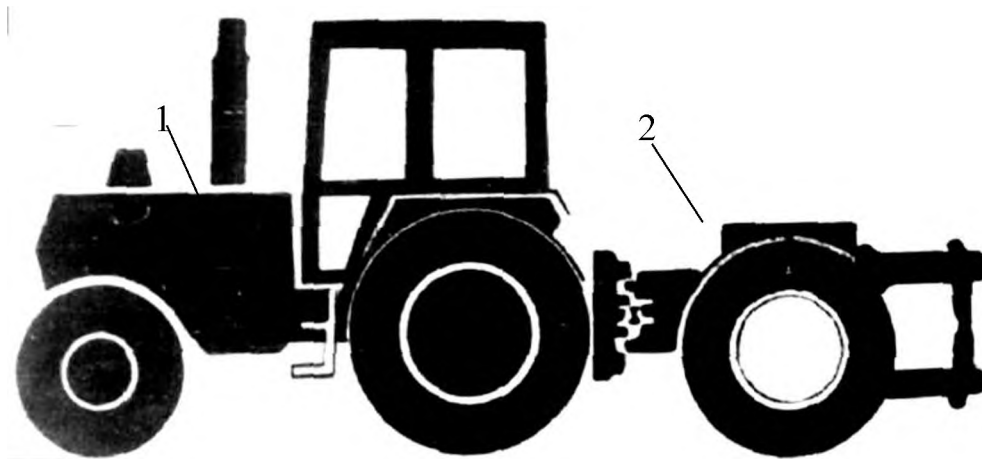


Рисунок 1.3 – Модульний енергетичний засіб:  
1 – ЕМ; 2 – ТМ

Енергетичний модуль МЕЗ повинен мати енергонасиченість, яка перевищує цей показник для тракторів тягової концепції у 1,5...2 рази [1,8]. А така зміна конструкції трактора не дає можливості реалізувати концепцію, яка полягає у зменшенні його питомої маси.

За модульної побудови енергетичного засобу уже зникає потреба дотримання строгої відповідності між масою енергетичного модуля і потужністю його двигуна. ЕМ в цьому випадку розвивається як трактор нової, тягово-енергетичної концепції, згідно з якою

$$E = \frac{N_e}{G_T} = \text{var.} \quad (1.2)$$

У принципі вираз (1.2) означає, що за модульної побудови МТА маса його технологічної частини (до якої за певних умов може відноситися і технологічний модуль) буде збільшуватися без відповідного зростання потужності двигуна.

Оптимальну значину енергонасиченості модульного енергетичного засобу (МЕЗ) встановив у своїх дослідженнях д.т.н. Надикто В.Т. За його даними [8, 26]:

$$E_{\text{opt}} = \frac{D_1 \cdot M_T^2 + D_2 \cdot M_T}{M_T^2 - M_T \cdot D_3 - D_4} \cdot (D_5 + D_6/M_T) + D_7/M_T, \quad (1.3)$$

де  $D_1 = V_o \cdot f \cdot g;$

$$D_2 = V_o \cdot P_{\text{нкр.т}} \cdot (1+3 \cdot V_x);$$

$$D_3 = A \cdot P_{\text{нкр.т}} \cdot (1+3 \cdot V_x)/g;$$

$$D_4 = B \cdot [P_{\text{нкр.т}} \cdot (1+3 \cdot V_x)/g]^2;$$

$$D_5 = -2 \cdot g \cdot (\lambda_T - 1) \cdot \eta_s \cdot i_{\text{тр.ввп}}/2 \cdot \rho_{\text{вм}} \cdot (2 \cdot B_{\text{ш}} \cdot r_{\text{шм}})^{1/2} \cdot \eta_{\text{тр.м}};$$

$$D_6 = K_{\text{вп}}/\eta_{\text{тр.т}} + 2 \cdot \pi \cdot \eta_s \cdot i_{\text{тр.ввп}} \cdot r_{\text{шм}}/\eta_{\text{тр.м}};$$

$$D_7 = N_{\text{ввп}}/\eta_{\text{тр.ввп}}.$$

У виразі (1.3)  $M_T$  – маса енергетичного модуля МЕЗ;  $V_o$  – робоча швидкість руху блоково-модульного МТА;  $f$  – коефіцієнт опору коченню;  $g$  – прискорення вільного падіння;  $P_{\text{нкр.т}}$  – номінальне тягове зусилля енергетичного

модуля МЕЗ;  $V_x$  – коефіцієнт варіації коливань тягового навантаження енергетичного засобу;  $A, B$  – коефіцієнти апроксимації кривої буксування енергетичного модуля МЕЗ;  $\lambda_T$  – коефіцієнт навантаження передніх коліс ЕМ;  $n_s$  – кінематична характеристика, що визначає кількість обертів синхронного ВВП за один метр шляху, пройденого задніми колісьми енергетичного модуля МЕЗ;  $i_{тр.ввп}$  – передаткове відношення трансмісії від синхронного валу відбору потужності (ВВП) ЕМ до коліс ТМ;  $\rho_{вм}$  – тиску в шинах коліс ТМ;  $B_{ш}$  – ширина шини коліс ТМ;  $r_{шц}$  – статичний радіус шин коліс ТМ;  $\eta_{тр.м}$  – коефіцієнт корисної дії (ККД) приводу коліс технологічного модуля;  $K_{вп}$  – коефіцієнт кінематичної невідповідності в приводі передніх коліс ЕМ;  $\eta_{тр.т}$  – ККД трансмісії енергетичного модуля МЕЗ;  $N_{ввп}$ ,  $\eta_{тр.ввп}$  – потужність і ККД приводу ВВП технологічного модуля МЕЗ.

Оптимальна значина експлуатаційної маси ЕМ модульного енергетичного засобу знаходиться при цьому із виразу [8]:

$$M_T = \sqrt[3]{-(q/2) + \sqrt{D}} + \sqrt[3]{-(q/2) - \sqrt{D}},$$

$$\text{де } q = \frac{2 \cdot r^3}{27} - \frac{r \cdot s}{3} + t;$$

$$p = \frac{(3 \cdot s - r^2)}{3};$$

$$D = (p/3)^3 + (q/2)^3;$$

$$r = -2 \cdot D^3;$$

$$s = -(D_2 \cdot D_3 + 3 \cdot D_1 \cdot D_4) / D_1;$$

$$t = -2 \cdot D_2 \cdot D_4 / D_1.$$

Одним із шляхів практичної реалізації потужності двигуна тягово-енергетичної концепції є створення на його основі блоково-модульних МТА. МЕЗ при цьому можуть бути універсально-просапного (УПП) та загального



(ЗП) призначень. Нині в Україні низка організацій реалізує трактори типу МТЗ-1221, які мають синхронний ВВП, а за рівнем енергонасиченості ( $\approx 20$  кВт/т) в першому наближенні відповідають тракторам тягово - енергетичної концепції (рис. 1.4).



Рисунок 1.4 – Трактор МТЗ-1221

#### **Коротка технічна характеристика трактора МТЗ-1221**

Експлуатаційна маса, кг	5070
Номінальне тягове зусилля, кН	22
Тяговий клас	2
Потужність двигуна, кВт	100
Енергонасиченість, кВт/т	20
Поздовжня база, мм	2760
Колісна формула	4К4
Колія, мм	1450
Розміри коліс: передніх	14,9R24
задніх	16,9R38
Частота обертання синхронного ВВП, об./м	3,95

Тому, за наявності відповідних технологічних модулів, лише на основі цих енергетичних засобів можна створити а нашій країні МЕЗ універсально - просапного призначення.

Енергетичний модуль такого МЕЗ практично повністю відповідає сформульованим раніше вимогам [8]. А саме, він має повно-привідну ходову систему з блокованим міжосьовим приводом, колія і ширина шин якої дозволяють йому вписуватися у міжряддя просапних культур шириною 70 см. Керування цього ЕМ класичної компоновки здійснюється поворотом передніх коліс.

Технологічний модуль розташований ззаду енергетичного. Їх безпосередній зв'язок в поздовжньо – вертикальній площині здійснюється з допомогою штатного чотириланкового навісного механізму, налаштованого за три точковою схемою і переведеного у положення «плаваюче».

У горизонтальній площині приєднання ТМ до ЕМ може бути як жорстким, так і шарнірним. Своїми дослідженнями В.Т.Надикто встановив, що для забезпечення задовільної керованості і стійкості руху, а також поворотності блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів технологічний модуль МЕЗ на гоні повинен бути нерухомим, а поворотній смузі - рухомим відносно ЕМ [27-34].

Кутова рухомість ( $\pm 30^\circ$ ) технологічного модуля відносно енергетичного в горизонтальній площині забезпечується установленим між ними вертикальним шарніром. На гоні цей шарнір блокується двома обмежувальними гідроциліндрами 3, керування якими здійснюється у автоматичному режимі спеціальним пристроєм (рис. 1.5).

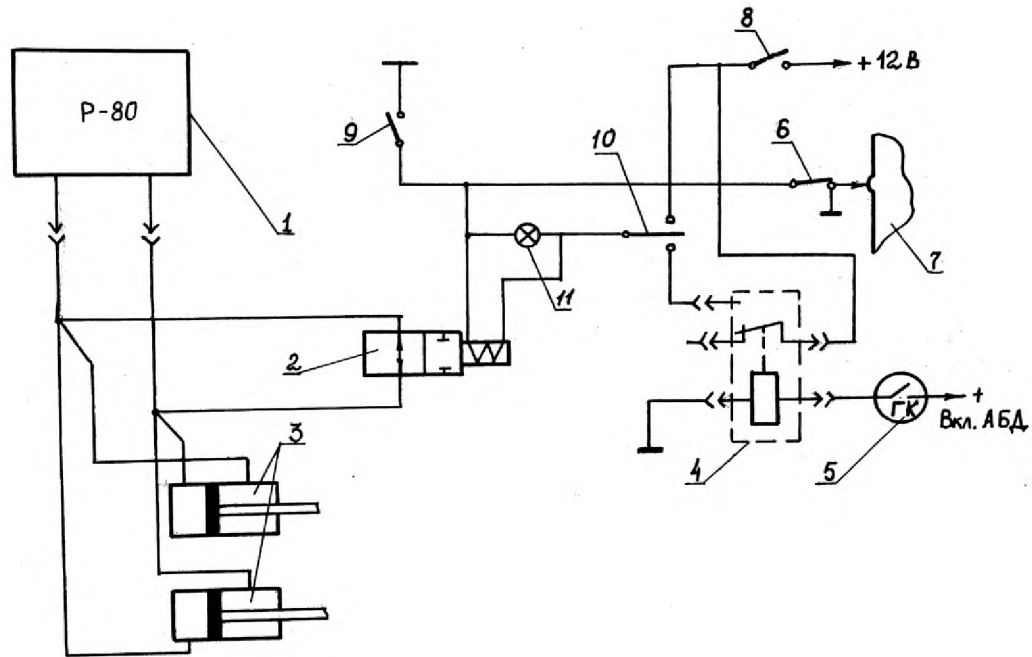


Рисунок 1.5 - Електрогідравлічна схема автоматичного  
Блокування вертикального шарніру ТМ [8]:

1 – розподільник гідравлічної навісної системи ЕМ; 2 – клапан блокування вертикального шарніру; 3 – гідроциліндри; 4 – реле; 5, 6, 8, 9, 10 – вимикачі; 7 – труба балансиру ТМ; 11 – контрольна лампа

Під час маневрування агрегату на поворотній смузі, яке потребує повороту керованих коліс ЕМ на кут більше  $8^\circ$ , гідроциліндри 3 автоматично розблоковуються і технологічний модуль може повертатися відносно енергетичного. В результаті МЕЗ може повертатися з радіусом, який дорівнює мінімальному радіусу повороту ЕМ.

Наявність автоматичного блокування вертикального шарніру технологічного модуля МЕЗ, як уже підкреслювалося вище, забезпечує стійкість і керованість руху блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині. Водночас, при цьому з'являється і низка недоліків. По-перше, зростає складність конструкції модульного енергетичного засобу. По-друге, надійність роботи електрогідравлічної системи блокування вертикального шарніру ТМ суттєво залежить від технічного стану клапана 2 та пристрою автоматичного блокування диференціалу (АБД) заднього мосту

ЕМ (див. рис. 1.5). При найменшому зносі першого (тобто клапана) і будь-якій відмові другого (АБД) відбувається перетікання масла із порожнин одного із циліндрів 3 в інший. Це призводить до розблокування вертикального шарніру ТМ з усіма впливаючими звідси негараздами, обумовленими погіршенням стійкості та керованості руху блоково - модульного машинно - тракторного агрегату. Підвищені коливання технологічного модуля і зв'язаної з ним технологічної частини МТА змушують механізатора зменшувати швидкість робочого руху, із-за чого зменшується продуктивність праці, збільшуються питомі витрати палива, погіршується якість виконання технологічного процесу.

Все це обумовлює потребу пошуку такого технічного рішення, яке б дозволило вирішити дві наступні задачі:

- 1) усунути описані вище недоліки системи з'єднання енергетичного і технологічного модулів і у горизонтальній площині;
- 2) принаймні не погіршити стійкість і керованість руху машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ.

Другий момент в значній мірі стосується режиму руху навісних блоково - модульних агрегатів, який близький до транспортного. Справа в тому, що у цьому випадку збурювальний вплив зі сторони навішеного знаряддя/машини може бути значно більшим, ніж під час робочого руху МТА на гоні. Створюється цей момент в основному силою інерції технологічного модуля і майже жорстко з'єднаної з ним у горизонтальній площині навісної машини/знаряддя. І його значина тим більша, чим більші експлуатаційна маса навісного технологічної частини агрегату та швидкість транспортного руху.

Швидкість, як технологічний фактор, є дуже важливим фактором функціонування того чи іншого МТА. У багатьох випадках вона суттєво визначає його траєкторні, енергетичні, експлуатаційно-технологічні, якісні і еко-

номічні показники роботи.

Інша річ, що цей вплив далеко не завжди однозначний. Наприклад, при оцінюванні керованості руху МТА багато дослідників підкреслюють негативний вплив підвищення швидкості робочого руху на характер відпрацювання ними (агрегатами) як точності, так і швидкості коливань вхідного сигналу [35-37].

Декому із науковців вдавалося виявити оптимальну значину цього технологічного режиму. Найбільше досліджень в цьому плані було здійснено для просапних МТА. Цікаво, що при роботі таких агрегатів оптимальна швидкість їх руху змінювалась в досить значних межах: від 1,6 м/с – для одних, до 3,5 м/с – для інших [38-40].

Результати, які б підтверджували покращення керованості машинно-тракторного агрегату при збільшенні швидкості його робочого руху, хоч і є [41], але їх дуже мало.

В цілому ж на теперішній час існує такий, більш-менш загальний, висновок, що лише значне зростання швидкості поступального руху того чи іншого МТА призводить до погіршення його керованості [42].

А пояснити це можна тим, що в процесі інтенсивного поступального переміщення агрегату водій не встигає своєчасно здійснювати вплив на керовані колеса енергетичного засобу. В результаті останній рухається з відхиленням від заданого курсу. Іноді – досить значним.

Що стосується стійкості руху МТА, то при підвищенні швидкості їх переміщення вона, про що наголошує більшість дослідників, певною мірою зростає [43-45].

В принципі такий результат є логічним, оскільки характер швидкого руху агрегату, як підкреслював ще В.П. Горячкін, під впливом того чи іншого збурювального впливу змінюється значно складніше, ніж характер пові-

льного.

Енергетичні витрати будь-якого машинно-тракторного агрегату при збільшенні швидкості його руху однозначно зростають. Причому, як правило, - не лінійно. Нині цей факт є загально відомим, досить тривіальним і, в принципі, особливого пояснення не потребує.

Саме тому на його фоні є дивним результат протилежного порядку. Деякі дослідники наголошують, що підвищення швидкості руху машинно-тракторного агрегату супроводжується певним зменшенням енергетичних витрат [46, 47].

В дійсності ж має місце наступне. Під час збільшення швидкості робочого руху машинно-тракторного агрегату робочі органи більшості агрегованих машин/знарядь мають тенденцію до вигублення. Особливо це стосується тих машин/знарядь, у яких кожен робочий орган має незалежне (автономне) приєднання до рами (культиватор типу КПС-4 – для прикладу). А оскільки при зменшенні глибини обробітку відповідним чином зменшується тяговий опір технологічної частини МТА, то цим і пояснюється вказаний вище результат.

Тому, при зміні режиму руху машинно-тракторного агрегату слід обов'язково контролювати такий технологічний параметр, як глибина обробітку ґрунту. До речі, в роботі [47] інформація про значину цього параметру після підвищення швидкості робочого руху досліджуваного агрегату – відсутня.

Крім зменшення глибини обробітку зростання швидкісного режиму роботи агрегатів призводить до погіршення і інших показників якості. В першу чергу це стосується рівномірності розподілу насіння як по довжині, так поперек рядка висіваємої культури [48-50]. І якщо перший показник в більшості випадків може обумовлюватися характером руху агрегованих машин/знарядь, то другий – характером переміщення усього машинно-

тракторного агрегату.

## 1.2 Напрямки досліджень стійкості і керованості руху блоково-модульних агрегатів

Аналіз керованості і стійкості руху блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів досить ґрунтовно розглядали в своїх роботах такі дослідники, як Г.М. Кутьков, Є.В. Габай, А.В. Рославцев, В.Г. Іваніцький, О.Т. Мельник і В.Т. Надикто та В.Д. Черепухін [8, 9, 51-65]. Число технологічних модулів при цьому було різним: три (Г.М. Кутьков і Є.В. Габай), два (В.Г. Іваніцький і О.Т. Мельник) і один (А.В. Рославцев і В.Т. Надикто та В.Д. Черепухін).

Із зазначених вище вчених лише д.т.н. Надикто В.Т. і к.т.н. Черепухін В.Д. проводили дослідження агрегатів на основі МЕЗ як універсально-просапного, так і загального призначень.

Вченими Європи і усього світу проблема створення модульних енергетичних засобів перемінного тягового класу не розглядалася взагалі. З огляду на це даний напрямок тракторобудування має світове значення.

Технологічна частина машинно-тракторного агрегату на базі модульного енергетичного засобу універсально-просапного призначення може бути різною:

- 1) одна центрально розташована машина/знаряддя (фронтально навісна чи агрегатована позаду енергетичного засобу);
- 2) дві машини/знаряддя, розташовані як спереду (режим «штовхай»), та і позаду (режим «тягни») енергетичного засобу;
- 3) три машини/знаряддя, одна із яких центральна (агрегатована в режимі «штовхай», або в режимі «тягни»), а дві інші – бокові (рис. 1.6 [8]).

В процесі теоретичних досліджень В.Т.Надикто розглядав перший і третій варіанти блоково-модульних МТА.

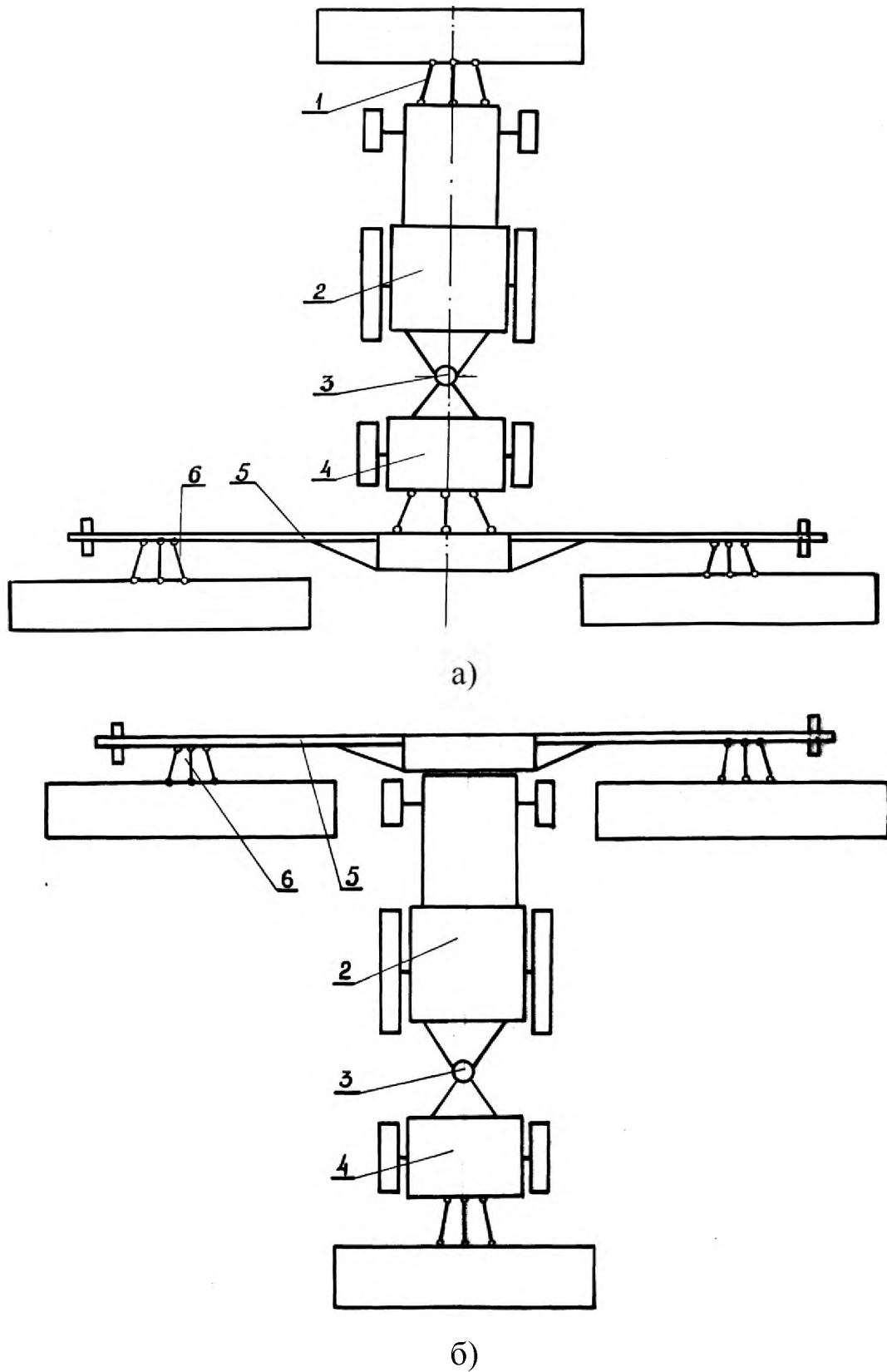


Рисунок 1.6 – Агрегування сільськогосподарських машин з МТЗ за схемами I (а) і II (б):



1 – передній навісний механізм (ПНМ) енергетичного модуля МЕЗ; 2 – енергетичний модуль; 3 – вертикальний шарнір ТМ; 4 – технологічний модуль МЕЗ; 5 – напівнавісна зчіпка СН-75; 6 – механізм навіски напівнавісної зчіпки СН-75

За першою схемою всебічно аналізувався орний агрегат, на основі якого обґрунтовано необхідність і показано техніко-економічну необхідність блокування вертикального шарніру технологічного модуля МЕЗ під час руху МТА на гоні і розблокування цього шарніру під час здійснення маневрування на поворотній смузі.

При дослідженні агрегатів за схемою I і II встановлено, що характер відпрацювання ними керуючого впливу при зміні швидкості робочого руху ( $V_0$ ) приблизно однаковий. Причому, як у якісному, так і кількісному плані. Зі збільшенням  $V_0$  в діапазоні частот  $0 \dots 1 \text{ c}^{-1}$  має місце певне зростання АЧХ (рисунок 1.7). При більш високих частотах коливань керуючого впливу (тобто повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ) зростання швидкості робочого руху блоково-модульного МТА приводить до зниження амплітудно-частотних характеристик [8].

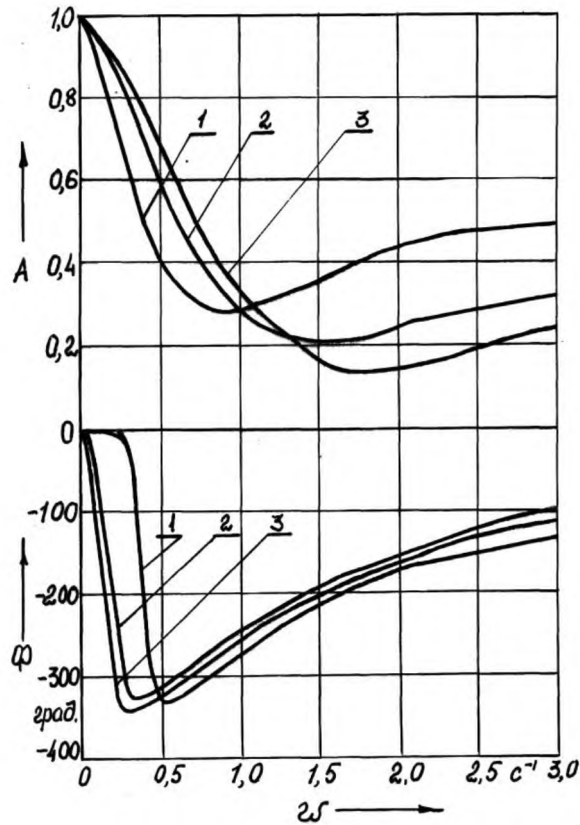


Рисунок 1.7 – Залежність амплітудних ( $A$ ) і фазових ( $\Phi$ ) частотних характеристик від швидкості руху МТА при відпрацюванні ним керуючого впливу [8]:  
1 – 1,3 м/с; 2 – 2,0 м/с; 3 – 2,7 м/с

З огляду на це напрашується висновок, що задля покращення керованості руху зростання швидкості переміщення агрегату має супроводжуватися зменшенням інтенсивності впливу на органи керування модульного енергетичного засобу.

Однак, аналіз фазових частотних характеристик блоково-модульних МТА показує, що це не так. Справа в тому, що на частотах  $0,2 \dots 0,3 \text{ c}^{-1}$  фазовий зсув може досягати  $330 \dots 350^\circ$  ( $5,7 \dots 6,1$  рад.). Практично це означає запізнення реакції машинно-тракторного агрегату на керуючий вплив на рівні 20 с, що є небажаним.

Навпаки, при зростанні швидкості робочого руху МТА слід збільшувати інтенсивність впливу на органи керування енергетичного модуля МЕЗ. В результаті отримуємо наступний позитив: при  $\omega > 0,4 \text{ c}^{-1}$  ФЧХ мають тенде-

нцію до зменшення (див. рис. 1.7). Тобто, запізнення агрегату на керуючий вплив постійно зменшується. При  $\omega = 2 \text{ c}^{-1}$  воно становить лише 1,3 с, що є значно кращим показником, ніж на частотах повороту керованих коліс  $0,2 \dots 0,5 \text{ c}^{-1}$ .

В.Т. Надикто підкреслює, що у цілому точність і швидкість відпрацювання керуючого впливу агрегатами на базі МЕЗ за обома конструктивними схемами (див. рисунок 1.6) суттєво підвищити можна лише шляхом блокування вертикального шарніру технологічного модуля. Дійсні амплітудно-частотні характеристики блоково-модульних агрегатів наближаються при цьому до бажаних (рис.1.8).

Кращою стає при цьому і стійкість руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату. Коли при вільному стані шарніру технологічного модуля мають місце резонансні піки, то за умови його примусового блокування АЧХ відпрацювання динамічною системою збурення у вигляді моменту, створюваного різницею тягового опору бокових машин, в діапазоні частот  $1,5 \dots 5,0 \text{ c}^{-1}$  зменшуються на 40% і більше (рис.1.9).

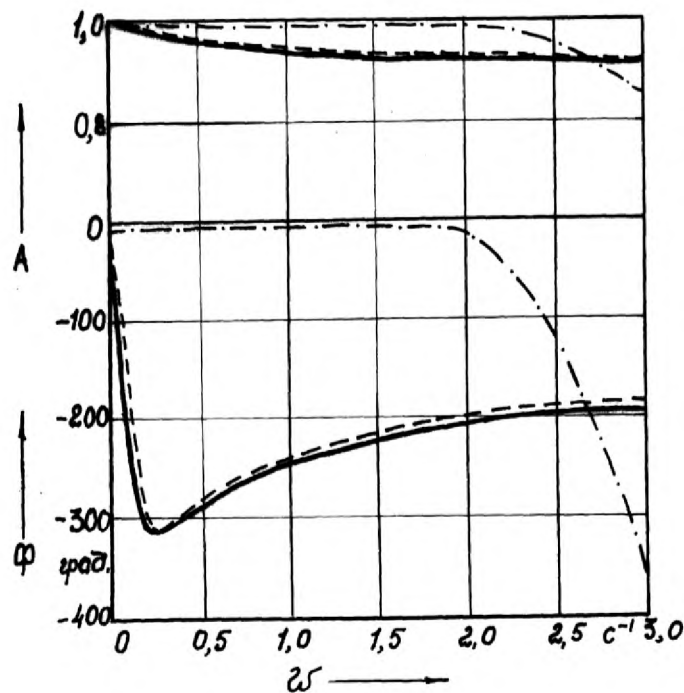


Рисунок 1.8 – Бажані (-.-.-) і дійсні АЧХ та ФЧХ МТА за схемами I (—)

і II (- - -) із заблокованим шарніром технологічного модуля МЕЗ [8]

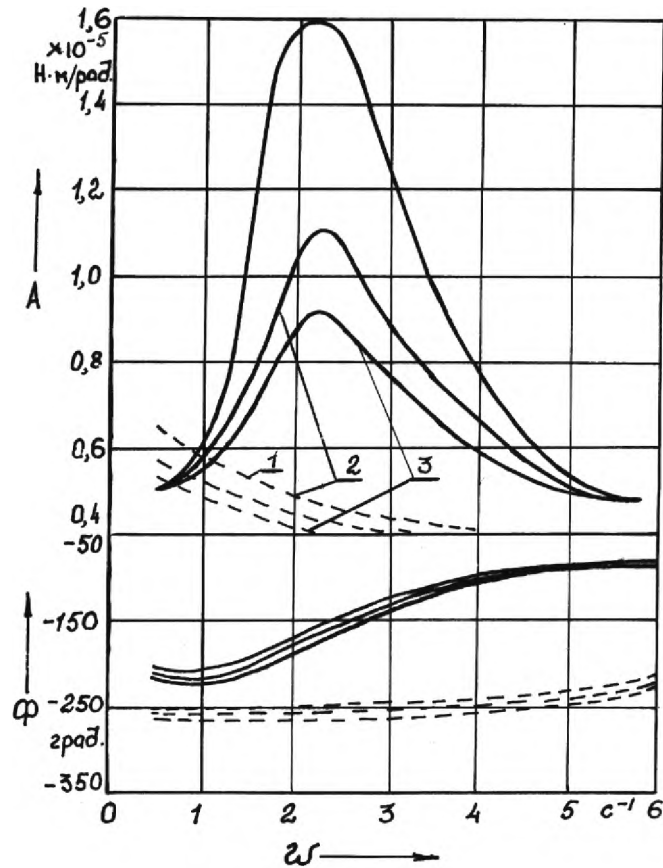


Рисунок 1.9 – АЧХ (А) і ФЧХ (Ф) відпрацювання збурю вального впливу агрегатами при вільному (—) і заблокованому (- - -) станах вертикального шарніру ТМ [8]

Бажаний приріст фазового зсуву складає при цьому  $60 \dots 190^\circ$ . Практично це відповідає зростанню затримки реакції МТА на керуючий вплив від 0,6 до 0,9 с.

У агрегатів на основі МЕЗ загального призначення найкраща керованість і стійкість руху має місце не при заблокованому, а при керованому стані вертикального шарніру ТМ.

Конструктивно таке рішення передбачає наявність кінематичного зв'язку між обома вертикальними шарнірами МЕЗ: і того, що з'єднує піврами ЕМ, і того що зв'язує обидва модулі. Практична реалізація даного напрямку потребує розробки спеціальної схеми керування, що безумовно суттєво ускладнює конструкцію модульного енергетичного засобу.

Врешті-решт виникає питання: чи існує спосіб, який би обмежував взаємну поворотність енергетичного і технологічного модулів МЕЗ в горизонтальній площині в таких межах, яка була б прийнятною як при робочому русі блоково-модульного МТА, так і при здійсненні ним того чи іншого повороту?

Аналіз відомих конструктивних рішень показує, що цього можна досягти наступним чином. Надпоршньова та підпоршньова порожнини кожного із обмежувальних гідроциліндрів 3 (див. рис. 1.5) з'єднуються між собою гідравлічним шлангом, в якому встановлюється демпферний дросель. Ступінь дроселювання підбирається такою, при якій коливання технологічного модуля з навішеною на нього машиною/знаряддям у горизонтальній площині не погіршують стійкість і керованість блоково - модульного МТА. Водночас, під час руху на поворотній смузі взаємна поворотність технологічного модуля відносно енергетичного не призводить до збільшення мінімального радіусу повороту агрегату.

Подібне рішення застосував Кувачов В.П. [66-70]. Проте він вирішував проблему зменшення коливань модулів МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині (рис. 1.10). Для цього він в гідро магістралі заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ застосував так зване «раптове звуження» у вигляді дроселя (рис. 1.11).

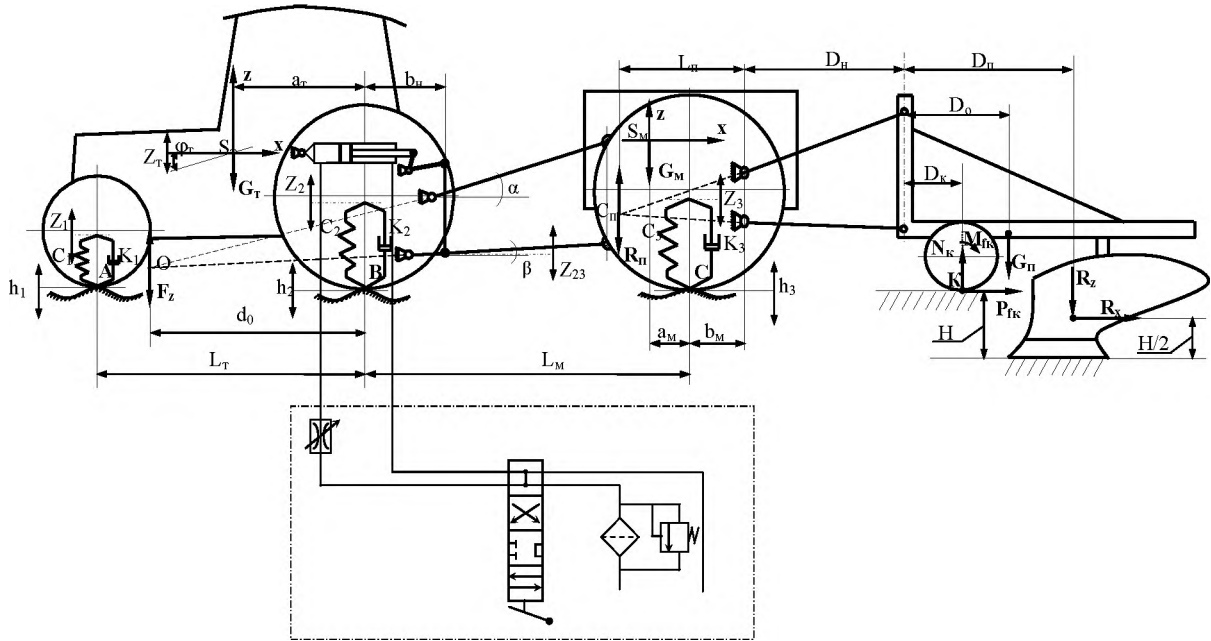


Рисунок 1.10 – Розрахункова схема руху орного МТА на основі МЕЗ у поздовжньо-вертикальній площині [70]

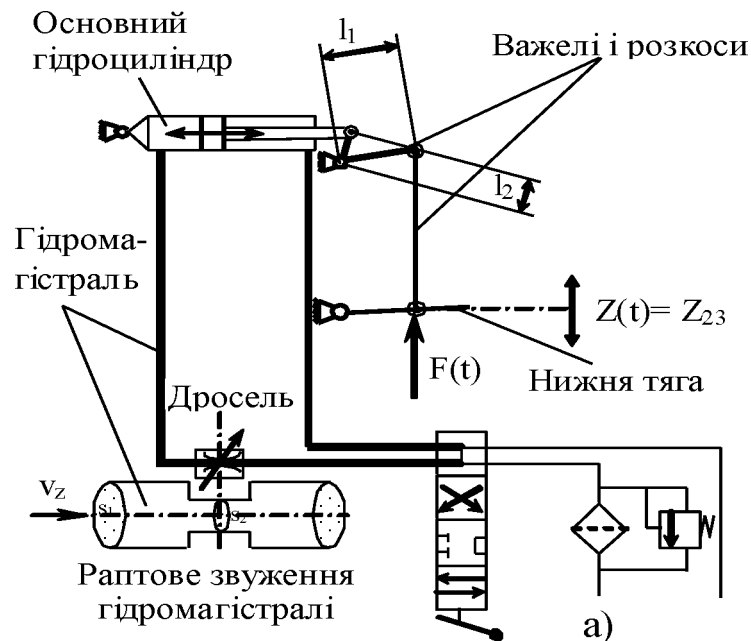


Рисунок 1.11 – Схема функціонування заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ при установленні дроселя в гідромагістраль [70]

У результаті при певних умовах руху технологічний модуль не встигав здійснювати самостійні вертикальні переміщення. Він при цьому через лан-

ки навісного механізму впливав на енергетичний модуль, експлуатаційна маса якого була вдвічі більша.

Тобто, за певної частоти збурювального впливу обидва модулі МЕЗ змушені були здійснювати спільне коливання, але зі зменшеною амплітудою. Так, в своїх дослідженнях В.П. Кувачов встановив, що застосування «раптового звуження» у гідравлічній навісній заднього навісного механізму енергетичного модуля на рівні 90% дозволяє зменшити амплітуду вертикальних коливань його заднього мосту в 10 разів.

Причому, при збільшенні ступеню дроселювання ( $\Omega$ ) гідромагістралі ширина полоси частот, які відпрацьовує розглядувана динамічна система, звужується. Так, якщо при  $\Omega=25\%$  ця ширина становить  $0 \dots 16 \text{ c}^{-1}$ , то при  $\Omega = 90\%$  - вдвічі менше (рис. 1.12).

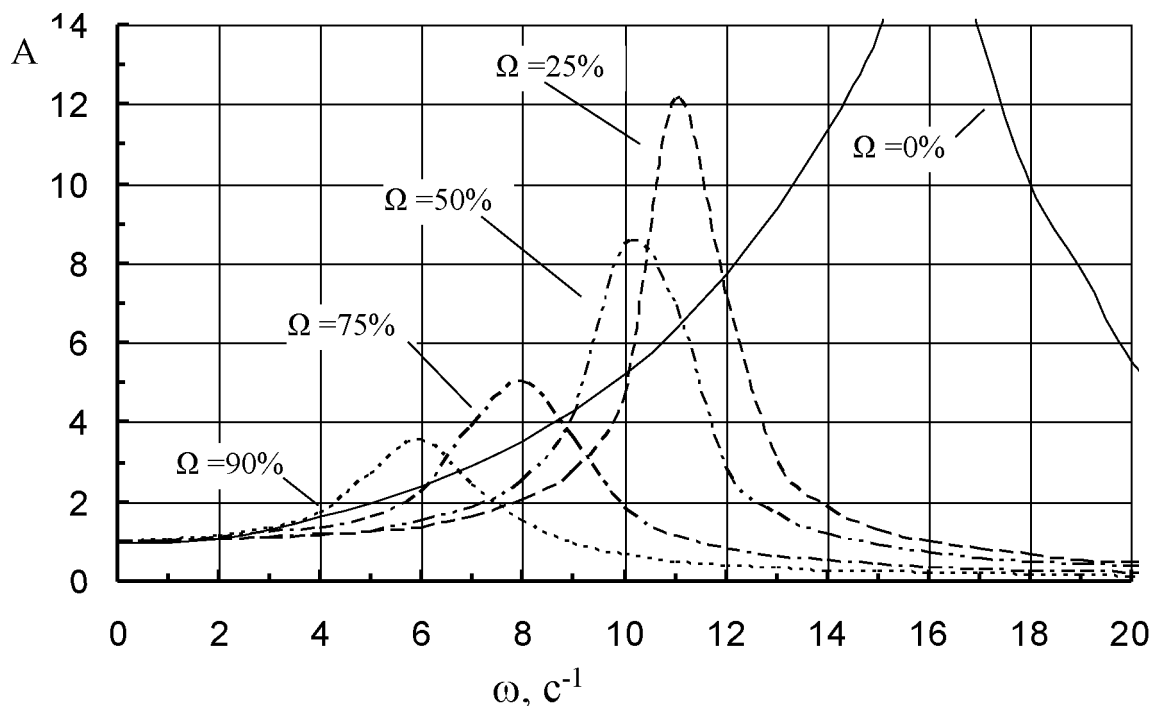


Рисунок 1.12 – Амплітудно-частотні характеристики (А) переміщень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при відтворенні ним коливань профілю шляху при «раптовому звуженні» гідромагістралі основного гідроциліндра  $\Omega = 0-100\%$  [70]

Далі В.П. Кувачов виявив, що дисперсія прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при «раптовому звужен-

ні» гідро магістралі його заднього навісного механізму зменшується майже в 3 рази (рис. 1.13).

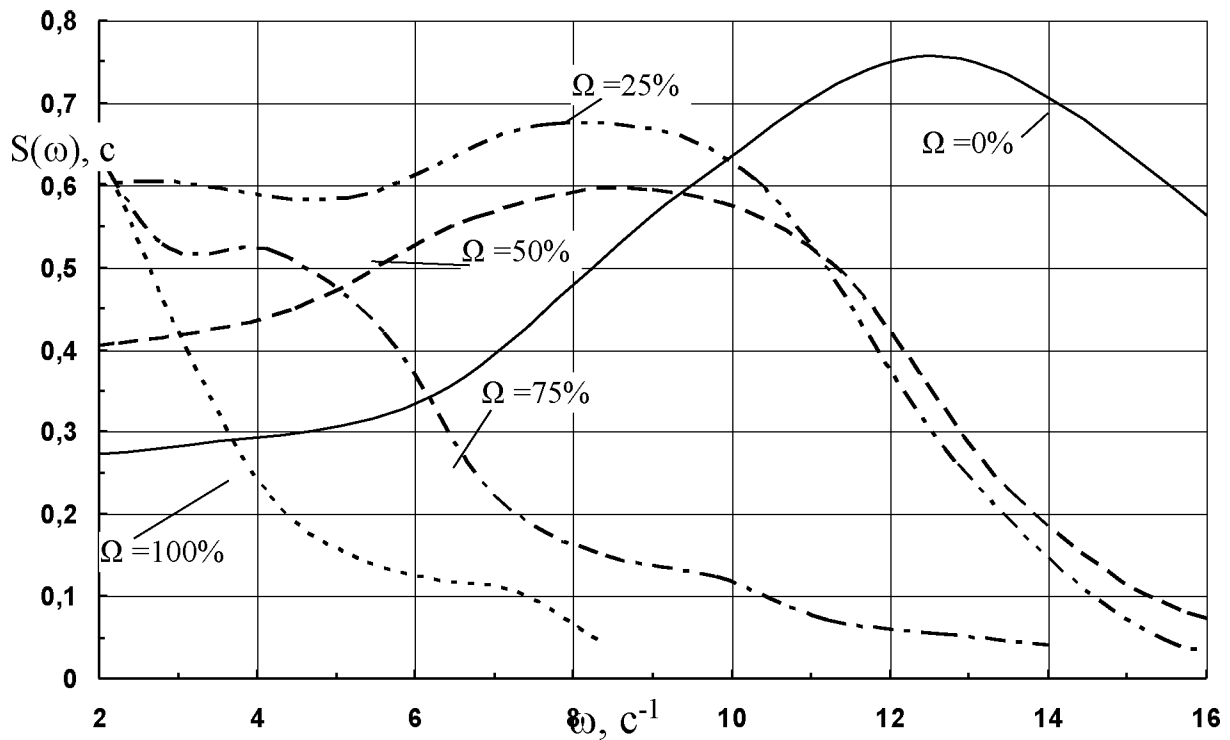


Рисунок 1.13 – Нормовані спектральні щільності прискорень вертикальних коливань заднього моста енергетичного модуля МЕЗ при «раптовому звуженні» гідромагістралі основного гідроциліндра гідросистеми заднього навісного механізму на  $\Omega = 0 - 100\%$  [70]

У кінцевому рахунку застосування дроселювання гідравлічної магістралі циліндра заднього навісного механізму енергетичного модуля МЕЗ при незмінній якості роботи орного машинно-тракторного агрегату на його основі забезпечило зростання продуктивності праці на 6%, зниження енергетичних витрат – на 12,4%, зменшення прямих витрат – на 9,4% [70].

На основі викладеного вище аналізу можна припустити, що застосування дроселювання гідроциліндрів вертикального шарніру технологічного модуля МЕЗ може привести до аналогічних наслідків.

Розглянемо два типових випадки руху блоково-модульного МТА. Перший – коли під час робочого чи транспортного руху блоково-модульного



МТА його траєкторія характеризується малою амплітудою і низькою частотою коливань. Тоді, із-за повільної зміни її кривизни навіть за наявності дроселювання гідроциліндрів ТМ технологічна частина МТА (ТМ разом із навішеним на нього знаряддям/машиною) встигатиме здійснювати поворот відносно енергетичного модуля. Причому так, що АЧХ такої динамічної системи при відтворенні нею збурення у вигляді коливань траєкторії шляху у горизонтальній площині може дорівнювати одиниці. А це, у принципі, є бажаним результатом.

Другий випадок руху блоково-модульного МТА може мати місце при раптовому зростанні амплітуди і частоти коливань в горизонтальній площині його технологічної частини. При відсутності «раптового звуження» у системі гідроциліндрів ТМ це може призвести до збільшення амплітуди та частоти коливань енергетичного модуля МЕЗ. В результаті механізатор змушений буде різко зменшувати швидкість руху агрегату, що, в принципі, є небажаним.

За наявності дроселювання гідроциліндрів технологічного модуля останній разом із навішеним на нього знаряддям/машиною не встигатиме відтворювати збурювальний сигнал великої амплітуди і, головне, високої частоти. Цьому перешкоджатиме опір перетікання оливи у системі «раптового звуження». В поняттях теорії автоматичного регулювання це означає, що амплітудно-частотна характеристика такої динамічної системи може бути значно меншою за одиницю. Фазово-частотна характеристика характеризуватиметься значним фазовим зсувом, який означає запізнення реагування агрегату на збурювальний вплив. А саме такий характер зміни поведінки амплітудної і фазової частотних характеристик за умові відтворення динамічною системою збурення і є бажаним.

Інша справа, що характер їх протікання, а значить і характер поведінки МТА, залежатиме від параметрів дроселювання системи гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ.

Звідси робочою гіпотезою даного дослідження є таке: правильний вибір ступеню демпфірування системи з'єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині дозволить забезпечити задовільну стійкість і керованість руху блоково - модульного МТА.

### 1.3 Висновки по розділу та постановка задач досліджень

Приведений вище аналіз показує, що перспективи підвищення продуктивності праці, зменшення питомих витрат палива тощо машинно-тракторними агрегатами на основі тракторів тягової концепції практично вичерпані. Розв'язати цю проблему можна лише шляхом реалізації тягово-енергетичної концепції розвитку енергетичних засобів на основі блоково-модульної їх побудови.

Теоретичні та практичні аспекти використання МЕЗ в технологічних варіантах розроблені. За результатами досліджень обґрунтовано конструктивно-технологічні схеми блоково-модульних МТА. Встановлено, що технологічний модуль МЕЗ має бути розташований ззаду енергетичного. Їх безпосередній зв'язок в поздовжньо – вертикальній площині здійснюється з допомогою чотириланкового навісного механізму, налаштованого за триточковою схемою і переведеного у положення «плаваюче».

Для забезпечення задовільної керованості і стійкості руху, а також поворотності блоково-модульних машинно-тракторних агрегатів у горизонтальній площині технологічний модуль МЕЗ на гоні повинен бути нерухомим, а поворотній смузі - рухомим відносно енергетичного.

Відносна нерухомість ЕМ і ТМ на робочому гоні забезпечується автоматичним блокуванням вертикального шарніру останнього. Проте, таке конструктивне рішення з одного боку - забезпечує стійкість і керованість

руху блоково-модульних МТА, а з другого – породжує низку недоліків, про які уже говорилося вище.

У зв'язку з цим виникає потреба пошуку такого технічного рішення, яке б дозволило розв'язати два питання:

- 1) усунути недоліки системи з'єднання енергетичного і технологічного модулів і у горизонтальній площині;
- 2) принаймні не погіршити стійкість і керованість руху машинно-тракторного агрегату на основі МЕЗ. Особливо це стосується навісних МТА, швидкісний режим руху яких близький до транспортного.

Наявність нерозв'язаних питань створює передумови для проведення досліджень, **метою** яких є підвищення стійкості і керованості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату шляхом обґрунтування схеми і параметрів з'єднання технологічного модуля МЕЗ з

В основу досягнення поставленої мети покладено перевірку сформульованої нами **робочої гіпотези**, суть якої полягає в наступному: *правильний вибір ступеню демпфірування системи з'єднання технологічного модуля МЕЗ з енергетичним у горизонтальній площині дозволить забезпечити задовільну стійкість і керованість руху блоково-модульного МТА.*

Для досягнення поставленої мети сформульовано задачі досліджень:

- на основі теоретичних досліджень синтезувати схему та вибрати параметри з'єднання технологічного і енергетичного модулів МЕЗ у горизонтальній площині, які впливають на стійкість та керованість транспортного руху блоково-модульного агрегату;
- виявити вплив ступеню дроселювання системи гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ на стійкість і керованість транспортного руху машинно-тракторного агрегату;
- встановити вплив профілю агротехнічного фону на динаміку руху блоково-модульного агрегату у горизонтальній площині;

- розробити науково-обґрунтовані практичні рекомендації з вибору схеми і параметрів, які забезпечують задовільну керованість і стійкість транспортного руху блоково-модульного МТА.

## РОЗДІЛ 2

### ТЕОРЕТИЧНІ ОСНОВИ ОБґРУНТУВАННЯ ПАРАМЕТРІВ ТА РЕЖИМУ ТРАНСПОРТНОГО РУХУ БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА

## 2.1 Загальні положення та припущення, прийняті при моделюванні руху блоково-модульного агрегату в горизонтальній площині

Як роблять багато дослідників, керованість руху розглядуваного блоково - модульного машинно-тракторного агрегату будемо розглядати у вигляді реакції на керуючий, а стійкість – у вигляді реакції на збурювальний впливи. У якості першого із них приймаємо коливання кута повороту керованих коліс енергетичного модуля, а у якості другого – момент сил, який діє в горизонтальній площині на технологічний модуль МЕЗ.

Основним вихідним параметром функціонування даної динамічної системи є курсовий кут ЕМ. Природа коливань цього параметра власне і визначає як стійкість, так і керованість руху боково-модульного МТА.

Характер зміни цих процесів зручно досліджувати з допомогою відповідних амплітудних (АЧХ) і фазових (ФЧХ) амплітудних характеристик. При проведенні теоретичних досліджень для їх отримання потрібна математична модель досліджуваної динамічної системи. Але навіть в лінійній інтерпретації вона представляє собою систему складних диференціальних рівнянь. Задля її спрощення приймаємо наступні припущення.

1. Крен та диферент агрегату на основі МЕЗ відсутні.
2. Енергетичний та технологічний модулі МЕЗ є твердими тілами, центри мас яких розташовані в одній поздовжньо-вертикальній площині симетрії.
3. Швидкість поступального руху блоково-модульного агрегату приймається постійною.
4. Бокова взаємодія шин енергетичного та технологічного модулів МЕЗ з поверхнею руху блоково-модульного МТА розглядається в рамках гіпотези «бокового уводу».

5. Гіроскопічні та стабілізуючі моменти шин коліс обох модулів модульного енергетичного засобу, а також моменти їх скручуванню відносно вертикальної осі є малими.
6. Досить малі, а значить рівні між собою кути повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ.
7. Кути уводу шин коліс модулів МЕЗ, розташованих на одній геометричній вісі, а також бокові сили, що діють на них, вважаємо малими.

На території півдня України поля та транспортні маршрути між ними мають схил не більше  $3^\circ$ . Цей факт обумовлює правомірність першого припущення.

Друге припущення ґрунтується на тому, що енергетичний та технологічний модулі МЕЗ мають рамну конструкцію зі значною твердістю. Крім того, координати їх центрів мас відхиляються від поздовжньої осі симетрії на величину, не більшу за 3 см.

Багаторічною практикою доведено, що робочий рух того чи іншого МТА характеризується усталеною швидкістю [58, 71-75]. Реальні коливання цього параметру настільки малі, що з достатньою для практики точністю ними можна зневажити і вважати третє припущення обґрунтованим.

Дослідження блоково-модульних агрегатів показує, що гіпотеза «бокового уводу» під час руху по траєкторіях невеликої кривизни навіть на твердих фонах дає цілком задовільні результати [76, 77]. Це є достатньою підставою для прийняття четвертого припущення.

Правомірність п'ятого припущення обумовлюється відносно малою кутовою швидкістю повороту в горизонтальній площині усіх ланок машинно - тракторного агрегату на основі модульного енергетичного засобу, а також відносно великою твердістю шин коліс його модулів при їхньому скручуванні відносно вертикальної осі.

Шосте і сьоме припущення впливають з постановки задач досліджень, які передбачають аналіз руху блоково-модульного агрегату по траєк-

торії невеликої кривизни за наявності малих кутових коливань енергетичного і технологічного модулів разом із навішеним знаряддям у горизонтальній площині. Кути лівого і правого передніх керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ при цьому дуже мало відрізняються між собою. Так як і бокові сили, та ті кути «уводу», які вони викликають під час дії на блоково-модульний МТА. Розглядувані припущення використовується багатьма вченим у своїх дослідженнях [ 43, 56, 78].

## 2.2 Математична модель горизонтального руху транспортного блоково-модульного машинно-тракторного агрегату

З урахуванням прийнятих припущень приймаємо, що блоково-модульний агрегат рухається у площині  $Y_1O_1X_1$  з постійною швидкістю  $V_0$  (рис. 2.1). Центр мас МЕЗ приведено до точки  $\pi$ , яка лежить на осі вертикального шарніру, що з'єднує його енергетичний та технологічний модулі. Рами ЕМ та ТМ додатково зв'язані гідроциліндром, над- і підпоршньова порожнини якого з'єднані гідравлічним шлангом з дроселем, коефіцієнт опору якого  $K_m$  (див. рис. 2.1).

Для забезпечення переміщення блоково-модульного агрегату у транспортному режимі достатньо тягового зусилля, яке розвиває лише задній міст ЕМ [79]. Передній його міст, а також міст технологічного модуля знаходяться при цьому у веденому режимі.

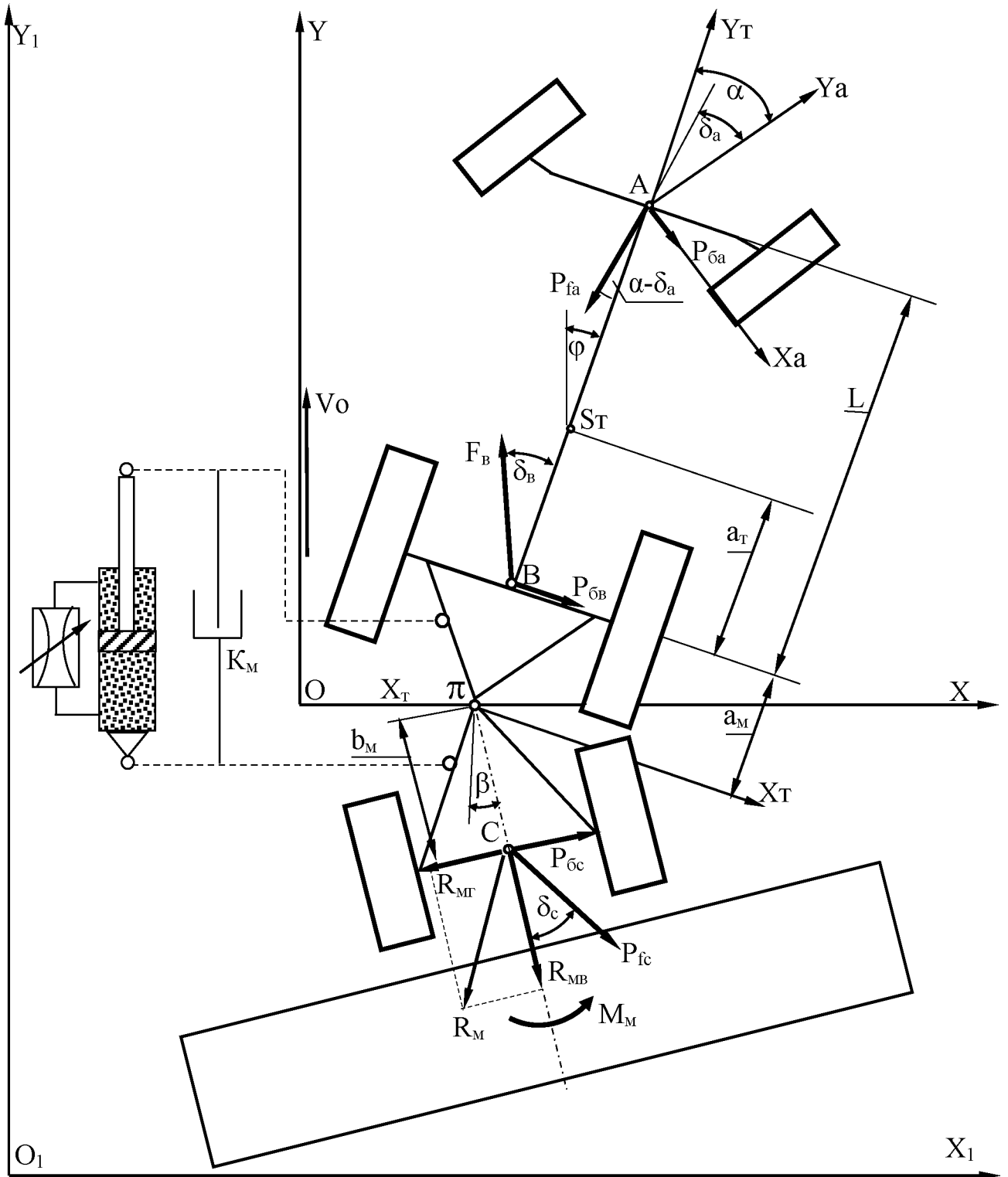


Рисунок 2.1 – Схема сил, які діють на блоково-модульний МТА у горизонтальній площині

Під час руху на розглядуваний МТА діють:

- $P_{fa}$  – сила опору коченню передніх коліс ЕМ;



- $P_{\delta_a}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_a$  шин передніх коліс енергетичного модуля МЕЗ;
- $F_B$  – рушійна сила задніх коліс ЕМ;
- $P_{\delta_b}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_b$  шин задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ;
- $P_{f_c}$  – сила опору коченню коліс ТМ;
- $P_{\delta_c}$  – бокова сила, яка викликає кут «уводу»  $\delta_c$  шин коліс технологічного модуля МЕЗ;
- $R_{MB}, R_{MG}$  – поздовжня та поперечна складові головного вектора сил  $R_M$ , який дій на ТМ збоку технологічної частина МТА і прикладений у точці С (див. рис. 2.1);
- $M_M$  – головний момент зовнішніх сил.

Під впливом зовнішніх сил і моментів блоково-модульний агрегат відносний рух у площині ХОУ. Мірою цього руху є:

- поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т.п) на величину  $X_T$ ;
- курсовий кут енергетичного модуля МЕЗ –  $\varphi$ ;
- кут повороту ТМ у площині  $X_1O_1Y_1$  –  $\beta$ .

Керуючим впливом при цьому є кут повороту керованих коліс ЕМ модульного енергетичного засобу –  $\alpha$ .

Як бачимо, динамічна система у вигляді розглядуваного блоково-модульного МТА має три ступеня вільності, яким відповідають три незалежні узагальнені координати, а саме: абсциса  $X_T$  і кути  $\varphi$  та  $\beta$ .

Диференціальні рівняння коливань блоково-модульного агрегату будемо складати у формі Лагранжа другого роду [80]:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial T_M}{\partial q_i} + \frac{\partial \Phi_M}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, \quad (2.1)$$

де  $T_M$  – кінетична енергія МТА;  
 $\Phi_M$  – дисипативна функція розсіювання динамічної системи;  
 $q_i, Q_i$  – узагальнені відповідні координати та сили;  $i = \overline{1,3}$ .

Кінетична енергія агрегату може бути знайдена із виразу:

$$T_M = (M_M \cdot V_T^2 + J_T \cdot \omega_T^2 + J_M \cdot \omega_M^2)/2,$$

де  $M_M$  – маса модульного енергетичного засобу;  
 $V_T$  – лінійна швидкість центру мас МЕЗ в площині XOY;  
 $J_T, J_M$  – моменти інерції енергетичного і технологічного модулів  
 МЕЗ відносно вертикальної осі, яка проходить через точку  $\pi$ ;  
 $\omega_T, \omega_M$  – кутова швидкість повороту енергетичного і  
 технологічного модулів.

Стосовно модулів вказаних лінійної та кутових швидкостей маємо:

$$V_T = \dot{X}_T;$$

$$\omega_T = \dot{\phi};$$

$$\omega_M = \dot{\beta}.$$

З урахуванням цього отримуємо:

$$T_M = (M_M \cdot \dot{X}_T^2 + J_T \cdot \dot{\phi}^2 + J_M \cdot \dot{\beta}^2)/2.$$

Функція  $\Phi_M$  репрезентує роботу сили опору повороту технологічного модуля МЕЗ відносно енергетичного. Оскільки така сила пропорційна швидкості зміни узагальненої координати, то вираз для її визначення має такий вид:

$$\Phi_M = K_M \cdot \dot{\beta}^2 / 2.$$

Кінетична енергія динамічної системи, як відомо, залежить лише від швидкості і не залежить від узагальненої координати. В результаті маємо:

$$\frac{\partial T_M}{\partial q_i} = 0.$$

Частинні похідні по швидкостях узагальнених координат дорівнюють:

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{X}_T} = M_T \cdot \dot{X}_T;$$

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{\phi}} = J_T \cdot \dot{\phi};$$

$$\frac{\partial T_M}{\partial \dot{\beta}} = J_M \cdot \dot{\beta};$$

Частинні похідні за часом є такими:

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{X}_T} = M_T \cdot \ddot{X}_T;$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{\phi}} = J_T \cdot \ddot{\phi};$$

$$\frac{d}{dt} \cdot \frac{\partial T_M}{\partial \dot{\beta}} = J_M \cdot \ddot{\beta}.$$

I, нарешті, знайдемо частинну похідну для дисипативної функції:

$$\frac{\partial \Phi_M}{\partial \dot{\beta}} = K_M \cdot \dot{\beta}.$$

З урахуванням вищевикладеного вихідна система диференціальних рівнянь (2.1) матиме наступний вид:

$$\left. \begin{aligned} M_M \cdot \ddot{X}_T &= Q_X; \\ J_T \cdot \ddot{\varphi} &= Q_\varphi; \\ J_M \cdot \ddot{\beta} + K_M \cdot \dot{\beta} &= Q_\beta. \end{aligned} \right\} \quad (2.2)$$

Узагальнена сила  $Q_X$  формує рух розглядуваної динамічної системи в напрямку узагальненої координати  $X_T$ .

Знайти її можна із наступної залежності:

$$Q_X = P_{\delta a} \cdot \cos(\varphi + \alpha) - P_{f a} \cdot \sin(\varphi + \alpha - \delta_a) + P_{\delta b} \cdot \cos \varphi - F_B \cdot \sin(\delta_b - \varphi) + \\ + P_{f c} \cdot \sin(\delta_c + \beta) + R_{M B} \cdot \sin \beta + (P_{\delta c} - R_{M T}) \cdot \cos \beta.$$

При спрощенні отриманого виразу врахуємо дві обставини. Перша – це припущення про те, що для малих кутів косинус аргументу дорівнює одиниці, а синус – приблизно самому аргументу. Друга обставина впливає з умови рівноваги даної динамічної системи, згідно з якою:

$$P_{f a} - F_B + P_{f c} + R_{M B} = 0$$

В результаті маємо:

$$Q_X = P_{\delta a} - P_{f a} \cdot (\alpha - \delta_a) + P_{\delta b} - F_B \cdot \delta_b + P_{f c} \cdot \delta_c + P_{\delta c} - R_{M T} \quad (2.3)$$

Узагальнена сила  $Q_\varphi$  представляє собою момент, який обумовлює поворот енергетичного модуля МЕЗ на кут  $\varphi$ :

$$Q_{\varphi} = P_{\bar{b}a} \cdot \cos\alpha \cdot (L + a_M) - P_{\bar{f}a} \cdot \sin(\alpha - \delta_a) \cdot (L + a_M) + P_{\bar{b}v} \cdot a_M - F_B \cdot \sin\delta_B \cdot a_M,$$

де  $L$  – база енергетичного модуля МЕЗ (див. рис. 2.1);

$a_M$  – відстань від осі задніх коліс ЕМ до «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т. п.).

З урахуванням малих кутів  $\alpha$ ,  $\delta_a$  і  $\delta_B$ , отримаємо:

$$Q_{\varphi} = [P_{\bar{b}a} - P_{\bar{f}a} \cdot (\alpha - \delta_a)] \cdot (L + a_M) + (P_{\bar{b}v} - F_B \cdot \delta_B) \cdot a_M \quad (2.4)$$

І, нарешті, узагальнена сила  $Q_{\beta}$ . Це тяж момент, який спричинює поворот технологічного модуля разом з приєднаною до нього машиною / знаряддям на кут  $\beta$ . Вираз для його знаходження цієї сили є наступним:

$$Q_{\beta} = (R_{MГ} - P_{\bar{b}c} - P_{\bar{f}c} \cdot \delta_c) \cdot b_M - M_M, \quad (2.5)$$

де  $b_M$  – відстань від осі коліс ТМ до «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу (т. п., див. рис. 2.1).

Згідно із загальновідомою гіпотезою «бокового уводу» [76], бокові сили, що входять до рівнянь (2.3-2.5), можна знайти наступним чином:

$$\left. \begin{aligned} P_{\bar{b}a} &= k_a \cdot \delta_a; \\ P_{\bar{b}v} &= k_B \cdot \delta_B; \\ P_{\bar{b}c} &= k_c \cdot \delta_c, \end{aligned} \right\} \quad (2.6)$$

де  $k_a$ ,  $k_B$ ,  $k_c$  – коефіцієнти опору уводу шин коліс модулів МЕЗ.

В свою чергу, щоб визначити кути уводу  $\delta_a$ ,  $\delta_B$  і  $\delta_c$ , визначимо складові векторів швидкостей точок А, В і С (див. рис.2.1):

– – – –

$$\left. \begin{aligned}
 V_A &= V_o + V_{X_T} + V_{A\pi}; \\
 V_B &= V_o + V_{X_T} + V_{B\pi}; \\
 V_C &= V_o + V_{X_T} + V_{C\pi}.
 \end{aligned} \right\} (2.7)$$

За модулем складові системи (2.7) є такими:

$$\left. \begin{aligned}
 \bar{V}_o &= V_o; \\
 \bar{V}_{X_T} &= X_T; \\
 \bar{V}_{A\pi} &= (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}; \\
 \bar{V}_{B\pi} &= a_M \cdot \dot{\varphi}; \\
 \bar{V}_{C\pi} &= b_M \cdot \dot{\beta}.
 \end{aligned} \right\} (2.8)$$

Геометрична інтерпретація рівнянь системи (2.7) представлена на рис. 2.2-2.4 відповідно.

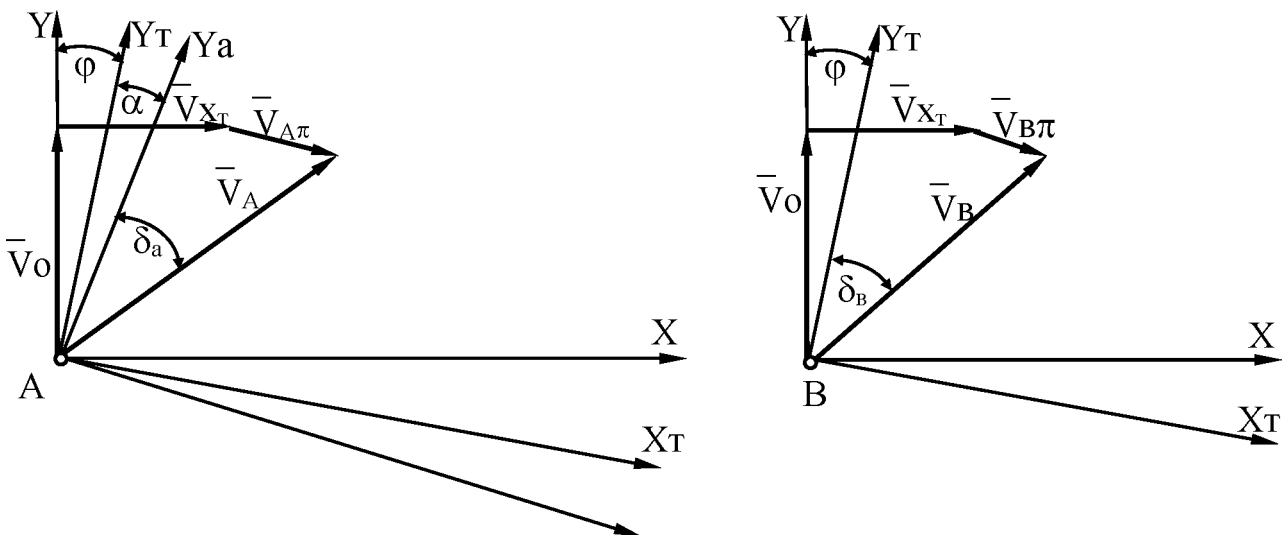


Рисунок 2.2 – Векторна сума лінійної швидкості середини переднього мосту енергетичного модуля МЕЗ (т. А, рис. 2.1)

Рисунок 2.3 – Векторна сума лінійної швидкості середини заднього мосту ЕМ МЕЗ (т. В, рис.2.1)

Підкреслимо, що задля кращого сприймання графічної інформації, на рис. 2.1 осі  $CX_M$  і  $CY_M$  не позначено.

Як впливає із аналізу рис. 2.2, кут уводу передніх керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ може бути знайдений із виразу:

$$\operatorname{tg}\delta_a \approx \delta_a = \bar{V}_{AX} / \bar{V}_{AY},$$

де  $\bar{V}_{AX}$ ,  $\bar{V}_{AY}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.А ( $V_A$ ) на осі проєкцій  $AX_a$  і  $AY_a$ .

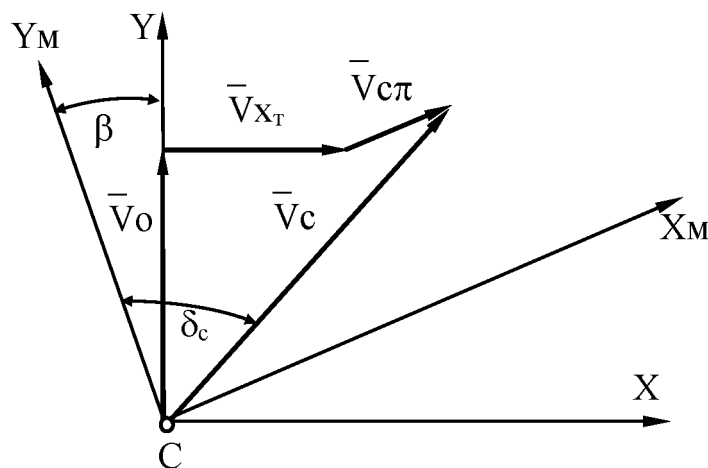


Рисунок 2.4 – Векторна сума лінійної швидкості середини моста технологічного модуля МЕЗ (т. С, рис. 2.1)

Вказані проєкції швидкостей є такими:

$$\bar{V}_{AX} = -\bar{V}_o \cdot \sin(\varphi + \alpha) + \bar{V}_{X_T} \cdot \cos(\varphi + \alpha) + V_A \bar{V} \cdot \cos \alpha;$$

$$\bar{V}_{AY} = \bar{V}_o \cdot \cos(\varphi + \alpha) + \bar{V}_{X_T} \cdot \sin(\alpha + \varphi) + V_{A\pi} \cdot \sin \alpha.$$

З урахуванням рівнянь системи (2.8) та малих кутів  $\varphi$  і  $\alpha$ , отримуємо:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{AX} &= -V_o \cdot (\varphi + \alpha) + \dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}; \\ \bar{V}_{AY} &= V_o + \dot{X}_T \cdot (\alpha + \varphi) + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi} \cdot \alpha. \end{aligned} \quad (2.9)$$

В рівнянні (2.9) два останні доданки представляють собою добутки двох малих величин. Оскільки результат множення в обох випадках при цьому стає ще меншим, то є справедливим наступне:

$$\begin{aligned} \dot{X}_T \cdot (\alpha + \varphi) &\approx 0; \\ (L + a_M) \cdot \dot{\varphi} \cdot \alpha &\approx 0. \end{aligned}$$

В результаті маємо:

$$\bar{V}_{AY} = V_o.$$

Це дає можливість записати, що:

$$\operatorname{tg} \delta_a \approx \delta_a = \bar{V}_{AX} / \bar{V}_{AY} = -\varphi - \alpha + \dot{X}_T / V_o + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi} / V_o.$$

Проте, кут уводу передніх шин енергетичного модуля МЕЗ  $\delta_a$  має протилежний напрям відкладання, ніж курсовий кут  $\varphi$  та кут повороту керованих коліс  $\alpha$ . З урахуванням цього остаточно отримуємо:

$$\delta_a = -[\dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}] / V_o + \varphi + \alpha.$$

Аналогічним чином знаходимо вираз для визначення кута уводу шин задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ  $\delta_B$ :



$$\delta_B = - [\dot{X}_T + a_M \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi.$$

Насамкінець знайдемо кут уводу шин коліс технологічного модуля МЕЗ  $\delta_c$ . По аналогії з попередніми варіантами:

$$\operatorname{tg} \delta_c \approx \delta_c = \bar{V}_{CX} / \bar{V}_{CY},$$

де  $\bar{V}_{CX}, \bar{V}_{CY}$  – проекції вектора абсолютної швидкості т.С ( $V_C$ ) на осі проєкцій  $CX_M$  і  $CY_M$ .

Ці проєкції дорівнюють:

$$\begin{aligned} \bar{V}_{CX} &= \bar{V}_0 \cdot \sin \beta + \bar{V}_{X_T} \cdot \cos \beta + \bar{V}_{c\pi}; \\ \bar{V}_{CY} &= \bar{V}_0 \cdot \cos \beta - \bar{V}_{X_T} \cdot \sin \beta, \end{aligned}$$

або

$$\begin{aligned} \bar{V}_{CX} &= V_0 \cdot \beta + \dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}; \\ \bar{V}_{CY} &= V_0, \end{aligned}$$

звідки

$$\delta_c = (\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}) / V_0 + \beta$$

Враховуючи той факт, що кути  $\delta_c$  і  $\beta$  мають протилежний напрям відкладання, ніж прийнятий у якості позитивного (кути  $\alpha$  і  $\varphi$ ), остаточно отримуємо:

$$\delta_c = - [\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}] / V_0 + \beta.$$

Знаючи кути уводу та приймаючи до уваги систему рівнянь (2.6), можемо написати вирази для знаходження відповідних бокових сил:

$$\left. \begin{aligned} P_{\text{ба}} &= k_a \cdot \{- [\dot{X}_T + (L + a_M) \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi + \alpha \}; \\ P_{\text{бв}} &= k_b \cdot \{- [\dot{X}_T + a_M \cdot \dot{\varphi}] / V_0 + \varphi \}; \\ P_{\text{бс}} &= k_c \cdot \{- [\dot{X}_T + b_M \cdot \dot{\beta}] / V_0 + \beta \}. \end{aligned} \right\} \quad (2.10)$$

Рівняння (2.3), (2.4) і (2.5), дозволяють, своєю чергою, знайти узагальнені сили  $Q_x$ ,  $Q_\varphi$  і  $Q_\beta$ .

Знайшовши бокові (2.10) та узагальнені (2.3...2.5) сили і підставивши їх у систему рівнянь (2.2), отримаємо наступну математичну модель блоково-модульного МТА в диференційній формі запису:

$$\left. \begin{aligned} A_{11} \cdot \ddot{X}_T + A_{12} \cdot \dot{X}_T + A_{13} \cdot \dot{\varphi} + A_{14} \cdot \varphi + A_{15} \cdot \dot{\beta} + A_{16} \cdot \beta &= B_{11} \cdot \alpha - B_{12} \cdot R_{\text{мг}}; \\ A_{21} \cdot \ddot{\varphi} + A_{22} \cdot \dot{X}_T + A_{23} \cdot \dot{\varphi} + A_{24} \cdot \varphi + A_{25} \cdot \dot{\beta} + A_{26} \cdot \beta &= B_{21} \cdot \alpha; \\ A_{31} \cdot \ddot{\beta} + A_{32} \cdot \dot{X}_T + A_{33} \cdot \dot{\varphi} + A_{34} \cdot \varphi + A_{35} \cdot \dot{\beta} + A_{36} \cdot \beta &= B_{31} \cdot \alpha + B_{32} \cdot M_0, \end{aligned} \right\} \quad (2.11)$$

де  $A_{11} = M_M$ ;

$$A_{12} = (k_a + k_b + k_c + P_{fa} + P_{fc} - F_B) / V_0;$$

$$A_{13} = [(L + a_M) \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M \cdot (k_b - F_B)] / V_0;$$

$$A_{14} = - (k_a + k_b + P_{fa} - F_B);$$

$$A_{15} = a_M \cdot (k_c + P_{fc});$$

$$A_{16} = - (k_c + P_{fc});$$

$$A_{21} = J_T;$$

$$A_{22} = A_{13};$$

$$A_{23} = [(L + a_M)^2 \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M^2 \cdot (k_b - F_B)] / V_0;$$

$$A_{24} = - A_{22} \cdot V_0;$$

$$A_{25} = A_{26} = A_{33} = A_{34} = B_{31} = 0;$$

$$A_{31} = J_M;$$

$$A_{32} = -A_{15}/V_0;$$

$$A_{35} = (K_M + A_{32} \cdot a_M);$$

$$A_{36} = A_{15};$$

$$B_{11} = k_a;$$

$$B_{12} = B_{32} = 1;$$

$$B_{21} = k_a \cdot (L + a_M);$$

$$M_0 = R_{MГ} \cdot b_M - M_M.$$

Для суттєвого спрощення розв'язання системи рівнянь (2.11) представимо її в операторній формі запису шляхом застосування перетворень Лапласа [81-83]. Вони полягають у переході від оригінала функції до її відображення шляхом введення оператора - комплексної перемінної  $p = d/dt$ . В результаті це дозволяє перейти від системи диференціальних до системи алгебраїчних рівнянь.

В розглядуваному нами випадку математична модель блоково-модульного агрегату в операторній формі запису матиме такий вид:

$$\left. \begin{aligned} K_{11} \cdot X_T(p) + K_{12} \cdot \varphi(p) + K_{13} \cdot \beta(p) &= F_{11} \cdot \alpha(p) + F_{12} \cdot R_{MГ}(p); \\ K_{21} \cdot X_T(p) + K_{22} \cdot \varphi(p) + K_{23} \cdot \beta(p) &= F_{21} \cdot \alpha(p); \\ K_{31} \cdot X_T(p) + K_{32} \cdot \varphi(p) + K_{33} \cdot \beta(p) &= F_{31} \cdot \alpha(p) + F_{32} \cdot M_0(p), \end{aligned} \right\} (2.12)$$

де  $K_{11} = A_{11} \cdot p^2 + A_{12} \cdot p;$

$$K_{12} = A_{13} \cdot p + A_{14};$$

$$K_{13} = A_{15} \cdot p + A_{16};$$

$$K_{21} = A_{22} \cdot p;$$

$$K_{22} = A_{21} \cdot p^2 + A_{23} \cdot p + A_{24};$$

$$K_{23} = K_{32} = 0;$$

$$K_{31} = A_{32} \cdot p;$$

$$K_{33} = A_{31} \cdot p^2 + A_{35} \cdot p + A_{36};$$

$$F_{11} = B_{11};$$

$$F_{12} = B_{12};$$

$$F_{21} = B_{21};$$

$$F_{31} = 0;$$

$$F_{32} = B_{31}.$$

Вхідними змінними в системі рівнянь (2.12) є:

- 1) керуючий вплив – кут повороту передніх керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ ( $\alpha$ );
- 2) збурювальний вплив у вигляді:
  - поперечної складової  $R_{M\Gamma}$  головного вектора сил  $R_M$  (див. рис. 2.1);
  - сумарного розворотного моменту  $M_o = R_{M\Gamma} \cdot b_M - M_M$ .

Вихідними параметрами функціонування розглядуваної динамічної системи є поперечне зміщення «приведеного» центру мас модульного енергетичного засобу –  $X_T$ , курсовий кут енергетичного модуля МЕЗ –  $\phi$  і кут повороту технологічного модуля відносно площини  $XOY$  –  $\beta$ .

### 2.3 Методика дослідження руху МТА на основі МЕЗ

Як уже підкреслювалось вище, дослідження характеру функціонування такої досить складної динамічної системи, як блоково-модульний агрегат, здійснюватимемо з допомогою амплітудних (АЧХ) і фазових (ФЧХ) частотних характеристик. Для їх розрахунку на ЕОМ необхідно мати відповідні передаточні функції.

Під час оцінювання керованості руху блоково-модульного машинно – тракторного агрегату розглядатимемо передаточну функцію  $[W_1(p)]$  по керуючому впливу відносно курсового кута енергетичного модуля МЕЗ:

$$W_1(p) = D_1/D_0.$$

Стійкість руху досліджуваного агрегату будемо оцінювати з допомогою передаточних функцій по збурювальному впливу відносно як курсового кута ЕМ  $[W_2(p)]$ , так і відносно кута повороту ТМ  $[W_3(p)]$ :

$$W_2(p) = D_2/D_0;$$

$$W_3(p) = D_3/D_0.$$

У вказаних передаточних функціях  $D_0$ - $D_3$  – визначники системи рівнянь (2.12). Згідно з методикою [56] вони є такими:

$$D_0 = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ K_{31} & 0 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_1 = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} & K_{13} \\ K_{21} & F_{21} & K_{23} \\ K_{31} & F_{31} & K_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} K_{11} & F_{11} & K_{13} \\ K_{21} & F_{21} & 0 \\ K_{31} & 0 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_2 = \begin{vmatrix} K_{11} & 0 & K_{13} \\ K_{21} & 0 & 0 \\ K_{31} & 1 & K_{33} \end{vmatrix};$$

$$D_3 = \begin{vmatrix} K_{11} & K_{12} & 0 \\ K_{21} & K_{22} & 0 \\ K_{31} & 0 & 1 \end{vmatrix}.$$

Взагалі передаточна функція – це многочлен наступного виду [84]:

$$W(p) = \frac{b_m \cdot p^m + b_{m-1} \cdot p^{m-1} + \dots + b_1 \cdot p + b_0}{a_n \cdot p^n + a_{n-1} \cdot p^{n-1} + \dots + a_1 \cdot p + a_0}, \quad (2.13)$$

де  $b_m, a_n$  – коефіцієнти чисельника і знаменника передаточної функції, які визначаються конструктивними та кінематичними параметрами динамічної системи;  $m, n$  – показники ступенів рівнянь чисельника і знаменника.

Підставивши в (2.13) замість оператора  $p$  величину  $i \cdot \omega$  (де  $i = \sqrt{-1}$ , а  $\omega$  – частота вхідного впливу), після перетворень отримуємо [81]:

$$W(i\omega) = \frac{M + i \cdot N}{M_1 + i \cdot N_1}, \quad (2.14)$$

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

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

$$M_1 = a_0 - a_2 \cdot \omega^2 + a_4 \cdot \omega^4 - \dots$$

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

В такому представленні передаточна функція представляє собою суму дійсної  $[U(\omega)]$  і уявної  $[V(\omega)]$  частотних характеристик динамічної системи. А саме:

$$W(i\omega) = U(\omega) + i \cdot V(\omega)$$

Вказані дійсна та уявна частини з урахуванням (2.14) є такими:

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

$$V(\omega) = \frac{M_1 \cdot N - M \cdot N_1}{(M_1^2 + N_1^2)} = \text{Im}.$$

Визначивши  $\text{Re}$  і  $\text{Im}$ , можна розрахувати АЧХ [69]:

$$A(\omega) = [U(\omega)^2 + V(\omega)^2]^{1/2}.$$

Розрахунок фазових частотних характеристик  $\Phi(\omega)$  здійснювали за алгоритмом, який враховував значини  $\text{Re}$  та  $\text{Im}$  (рис.2.5).

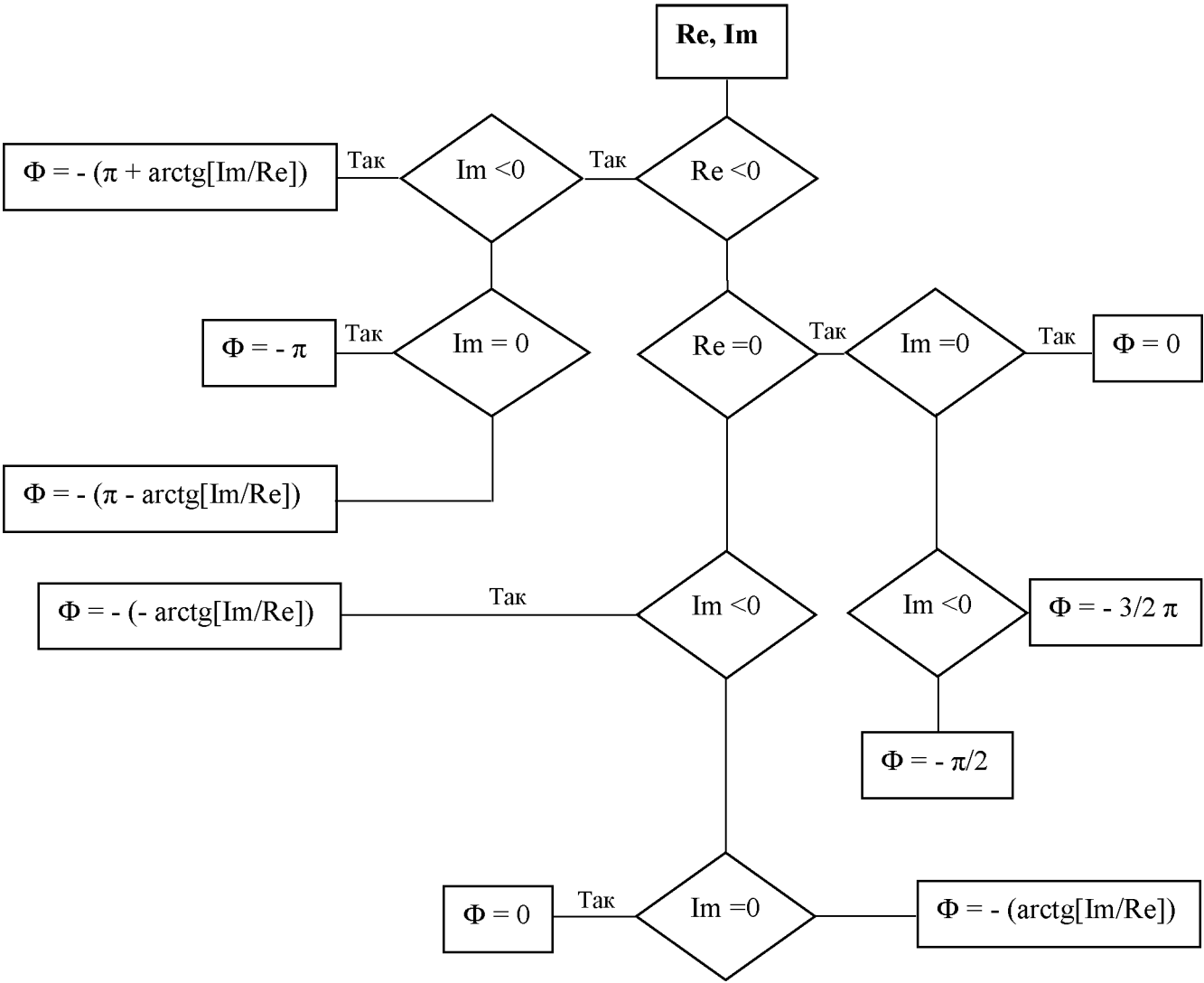


Рисунок 2.5 – Блок-схема розрахунку ФЧХ [8]

В нашому випадку коефіцієнти чисельника ( $b_m$ ) виразу (2.13) знаходяться із визначників  $D_1$ ,  $D_2$  і  $D_3$ . Натомість, коефіцієнти знаменника ( $a_n$ ) – із головного визначника системи –  $D_0$ .

Головний визначник системи  $D_0$  має такий вид:

$$D_0 = p \cdot (a_6 \cdot p^5 + a_5 \cdot p^4 + a_4 \cdot p^3 + a_3 \cdot p^2 + a_2 \cdot p + a_1), \quad (2.15)$$

де  $a_6 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31}$ ;

$$a_5 = A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{23} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{35};$$

$$a_4 = A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{31} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + \\ + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{35} - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{15} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{35};$$

$$a_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{14} + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{36} - \\ - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{16} + A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{35} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{35} - \\ - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{15};$$

$$a_2 = A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{36} - \\ - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{35} - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{16} - A_{32} \cdot A_{15} \cdot A_{24};$$

$$a_1 = A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{36} - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{36} - A_{32} \cdot A_{24} \cdot A_{16}.$$

Якщо у формулу для визначення вільного члена  $a_1$  підставити вирази коефіцієнтів  $A_{ij}$  із системи (2.11), то виявиться, що він дорівнює нулю. В такому разі вираз (2.15) матиме наступний остаточний вид:

$$D_0 = p^2 \cdot (a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2). \quad (2.16)$$

Як бачимо, рівняння (2.16), яке описує усталений незбурений рух динамічної системи, має два нульових корені. Один із них є суто математичну природу. Другий же вказує на те, що характер руху розглядуваного блоково-модульного агрегату в горизонтальній площині індиферентний (тобто незалежний) відносно свого початкового положення на площині (координата  $X_T$ ,



рис. 2.1). Саме тому ця ступінь вільності і відсутня у системі рівнянь (2.11). Там є лише її перша (швидкість) та друга (прискорення) похідні.

Визначник  $D_1$  знаходиться із наступного виразу:

$$D_1 = p \cdot (b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1),$$

де  $b_4 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$

$$b_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot B_{11} + A_{11} \cdot A_{35} \cdot B_{21};$$

$$b_2 = A_{11} \cdot A_{36} \cdot B_{21} + A_{12} \cdot A_{35} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{35} \cdot B_{11} - A_{22} \cdot A_{15} \cdot B_{21};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot A_{36} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{36} \cdot B_{11} - A_{32} \cdot A_{16} \cdot B_{21}.$$

З урахуванням вищевикладеного, передаточна функція по керуючому впливу відносно курсового кута енергетичного модуля МЕЗ має такий вид:

$$W_1(p) = \frac{D_1}{D_0} = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2} \quad (2.17)$$

Визначник  $D_2$ , який відображає вплив збурення у вигляді розворотного моменту  $M_0$  на курсовий кут енергетичного модуля модульного енергетичного засобу, є значно простішим:

$$D_2 = p \cdot (b_2 \cdot p + b_1),$$

де  $b_2 = A_{15} \cdot A_{22};$

$$b_1 = A_{16} \cdot A_{22}.$$

Простішою при цьому є і відповідна передаточна функція:

$$D_2 \qquad b_2 \cdot p + b_1$$

$$W_2(p) = \frac{D_0}{D_3} = \frac{D_0}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}. \quad (2.18)$$

I, нарешті, визначник  $D_3$ , який відтворює вплив моменту  $M_0$  на кут повороту технологічного модуля МЕЗ:

$$D_3 = p \cdot (b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1),$$

де  $b_4 = A_{11} \cdot A_{21};$

$$b_3 = A_{12} \cdot A_{21} + A_{11} \cdot A_{23};$$

$$b_2 = A_{11} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} - A_{13} \cdot A_{22};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{14}.$$

Передаточна функція при цьому є такою:

$$W_3(p) = \frac{D_3}{D_0} = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2}. \quad (2.19)$$

Як уже підкреслювалось вище, отримані передаточні функції  $W_1(p)$ ,  $W_2(p)$  і  $W_3(p)$  використовували для розрахунку відповідних амплітудних і фазових частотних характеристик динамічної системи. Здійснювали це у програмному середовищі Mathcad (додаток А).

АЧХ і ФЧХ, отримані з передаточної функції  $W_1(p)$ , характеризують керованість руху блоково-модульного МТА. В робочому діапазоні частот коливань вхідного впливу бажані амплітудно-частотні характеристики повинні дорівнювати **1**, а фазово-частотні – **0**.

При відпрацюванні динамічною системою збурення бажані АЧХ мають дорівнювати **0**, ФЧХ – прямувати до  $\infty$ .

Ті параметри та режими роботи дослідного МТА, які в робочому діапазоні частот коливань керуючого та збурю вального вхідних впливів максимально наближають дійсні АЧХ і ФЧХ до бажаних, – є **оптимальними**.

Із аналізу даних багаторічних досліджень блоково-модульних агрегатів випливає, що основна доля дисперсії коливань керуючого впливу – кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ – зосереджена в діапазоні частот  $0 \dots 3 \text{ с}^{-1}$  [81]. В деяких випадках верхня його межа не перевищує  $1 \text{ с}^{-1}$ .

Діапазон дисперсії коливань такого збурення, як розворотний момент збоку технологічної частини агрегату, найчастіше припадає на частоти  $0 \dots 3$  Гц, або  $0 \dots 18 \text{ с}^{-1}$ . Виходячи з цього за **робочі діапазони** вхідних коливань приймаємо такі:  $\omega = 0 \dots 3 \text{ с}^{-1}$  – для керуючого впливу і  $\omega = 0 \dots 18 \text{ с}^{-1}$  – для збурення.

Одними із параметрів, які можуть впливати на характер відпрацювання блоково-модульним агрегатом вхідних впливів, є коефіцієнти уводу шин коліс МЕЗ. Для їх знаходження використаємо методику, викладену в роботі [85]. Згідно з нею формула для розрахунку коефіцієнта уводу тієї чи іншої шини залежить від співвідношення її зовнішнього діаметра (D) та глибини колії (h):

$$- h/D < 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [1,75 \cdot (h/D) - 12,7 \cdot (h/D)^2] \cdot \rho_{\text{ш}} \cdot b^2;$$

$$- h/D > 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [0,095 - 0,49 \cdot (h/D)] \cdot \rho_{\text{ш}} \cdot b^2;$$

$$\frac{h}{D} = 0,40 \cdot \frac{Q}{\rho_{\text{ш}} \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{D}{b}}$$

де  $\rho_{\text{ш}}$  – тиск повітря в шині, Па;

$b$  – ширина шини, м;

$Q$  – вертикальне навантаження на шину, Н.

В процесі моделювання будемо розглядати агрегат у складі МЕЗ універсально-просапного призначення перемінного тягового класу 1,4-3 [8] та навісного плуга ПЛН-5-35. Енергетичний модуль МЕЗ – це трактор тягового класу 1,4 (типу МТЗ-80). Загальна маса цього МТА  $M_M = 7120$  кг. Конструктивні параметри його такі:  $L = 2,37$  м;  $a_M = 1,22$  м;  $a_T = 0,81$  м.

В розрахунках прийнято наступні значини усіх необхідних параметрів:  $P_{fa} = 1,27$  кН;  $P_{fc} = 3,27$  кН;  $F_B = 7,1$  кН;  $J_T = 15,7$  кН·м·с<sup>2</sup>;  $J_M = 15,9$  кН·м·с<sup>2</sup>;  $b_a = 0,24$  м;  $b_B = 0,40$  м;  $b_c = 0,43$  м;  $D_a = 0,95$  м;  $D_B = 1,57$  м;  $D_c = 1,69$  м;  $\rho_a = 0,1$  МПа;  $\rho_B = 0,12$  МПа;  $\rho_c = 0,13$  МПа;  $Q_a = 12,7$  кН;  $Q_B = 25,3$  кН;  $Q_c = 32,7$  кН;  $K_M = 0 \dots 10^6$  Н·м·с/рад.

#### 2.4 Вплив параметрів з'єднання модулів МЕЗ на стійкість транспортного переміщення блоково-модульного МТА

Розглядати цей процес почнемо з аналізу амплітудних і фазових частотних характеристик відпрацювання динамічною системою збурення у вигляд розворотного моменту  $M_0$  [див. систему рівнянь (2.11)]. Отримуємо шукані АЧХ і ФЧХ із передаточної функції  $W_3(p)$ .

Вище ми підкреслювали, що при відпрацюванні збурення бажані АЧХ системи мають дорівнювати нулю. Якщо цього досягти не можна, то вони повинні бути якомога меншими.

Із теорії автоматичного регулювання відомо [83, 84], що для цього слід або зменшити показник ступеню чисельника, або збільшити показник ступеню знаменника многочлена використовуваної передаточної функції. Можливі і обидва варіанти одночасно.

Збільшення показника ступеню знаменника многочлена здійснити дуже складно. У більшості випадків для цього до відповідної передаточної фу-

нкції необхідно вводити корегувальну ланку, застосування якої і дозволяє розв'язати поставлену задачу – підвищення максимального ступеню многочлена принаймні на одиницю.

У нашому дослідженні тут і далі обмежимося спробою зменшити показник ступеню чисельника многочлена. Із виразу (2.19) бачимо, що для цього повинна виконуватися хоча б одна із двох наступних умов:

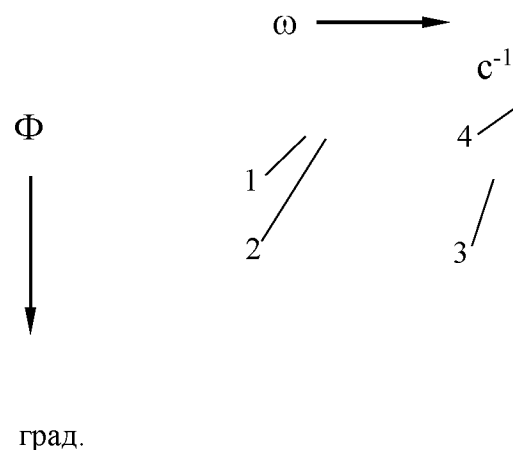
$$1) b_4 = A_{11} \cdot A_{21} = M_M \cdot J_T = 0;$$

$$2) b_1 = A_{12} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{14} = 0.$$

Аналіз показує, що обидві вимоги виконати неможливо. Отже наближати дійсні АЧХ (і ФЧХ) до бажаних в даному випадку можна лише зміною тих конструктивних та кінематичних параметрів, які входять до системи рівнянь (2.11).

В першу чергу це стосується коефіцієнта опору гідравлічного дроселя  $K_M$ . Як виявилось, при зміні його значини від 0 до  $10^4$  Н·м·с/рад., амплітудні і фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурювального впливу у вигляді розворотного моменту  $M_0$  практично не змінюються. І лише при подальшому збільшенні  $K_M$  відбувається бажане зменшення АЧХ (рис. 2.6).

Причому, на частоті  $\omega = 10$  с<sup>-1</sup> ці характеристики мають резонансний пік, який повністю зникає при  $K_M = 10^6$  Н·м·с/рад. В усьому діапазоні частот амплітудно-частотна характеристика динамічної системи практично постійна і дорівнює при цьому  $1 \times 10^{-6}$  рад./Н·м.



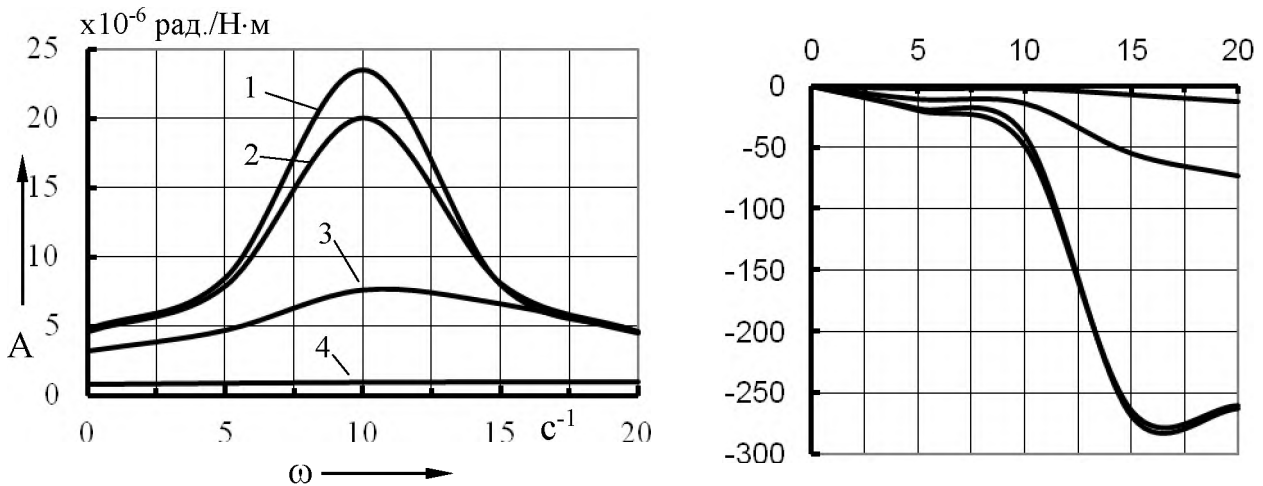


Рисунок 2.6 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.): 1 –  $K_M = 0$ ; 2 –  $K_M = 10^4$ ; 3 –  $K_M = 10^5$ ; 4 –  $K_M = 10^6$ .

За розрахунками максимальна значина розворотного моменту, створюваного силою інерції ТМ з навішеним на нього плугом ПЛН-5-35, становить приблизно 22000 Н·м. За ступеню демпфірування гідроциліндрів на рівні  $10^6$  Н·м·с/рад. даний момент здатний повернути технологічний модуль лише на 0,022 рад або  $1,25^\circ$ .

Що стосується фазових частотних характеристик, то вони суттєво відрізняються, коли частота коливань розглядуваного збурювального впливу (тобто моменту  $M_0$ ) більша за  $7,5 \dots 8,0 \text{ с}^{-1}$  (див. рис. 2.6). За подальшого зростання величини  $\omega$  ФЧХ зменшуються, що взагалі є явищем небажаним при відпрацюванні будь-якою динамічною системою того чи іншого збурення.

Проте слід мати на увазі, що з точки зору оцінки стійкості руху машинно - тракторного агрегату відтворення ним, як динамічною системою, амплітуди збурення є більш важливим, ніж відтворення фази. Остання, як відомо [86-88], є мірою запізнення МТА на збурювальний вплив. З урахуванням цього дані рис. 2.6 слід сприймати як рекомендацію щодо **збільшен-**

ня коефіцієнту опору дроселя/ дроселів обмежувальних гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ.

При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання ним збурювального впливу мають резонансний пік, який припадає на частоту  $10 \text{ c}^{-1}$  (рис. 2.7).

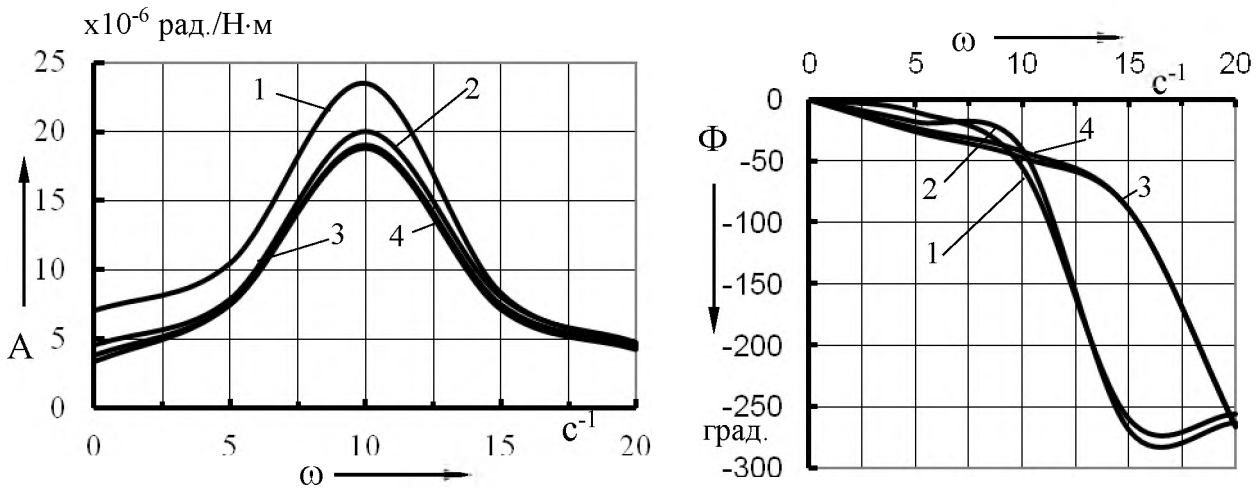


Рисунок 2.7 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту технологічного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різній швидкості руху МТА ( $V_0$ ):  
1 – 2 м/с; 2 – 3 м/с; 3 – 4 м/с; 4 – 5 м/с.

Самі АЧХ динамічної системи змінюються при цьому мало. Особливо при  $V_0 = 3 \text{ м/с}$  і більше. Пояснити цей факт можна інертністю технологічного модуля і навішеного на нього знаряддя (плуга), яка при підвищенні швидкості руху машинно-тракторного агрегату проявляється більш ефективно.

В діапазоні частот  $0 \dots 10 \text{ c}^{-1}$  фазові частотні характеристики динамічної системи при відпрацюванні нею збурення практично не залежать від швидкісного режиму МТА. Різниця у запізненні його реакції на вхідний вплив з'являється на частотах  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$ , а потім знову зникає.

З урахуванням бажаного виду ФЧХ при відпрацюванні динамічною системою збурювального впливу при частоті його коливань  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$  переважним є рух блоково-модульного МТА зі швидкістю не більше  $3 \text{ м/с}$  (див. рис. 2.7). Правда більш теоретично, ніж практично. І ось чому. При  $\omega = 15 \text{ c}^{-1}$  маємо найбільший фазовий зсув між двома режимами руху агрегату:  $3$  і  $4 \text{ м/с}$  (на рис. 2.7 це криві 2 і 3). Конкретно він становить приблизно  $200^\circ$  або  $3,5 \text{ рад}$ . Звідси випливає, що при збільшенні  $V_0$  з  $3$  до  $4 \text{ м/с}$  запізнення МТА на збурювальний вплив зменшується всього на  $3,5/15 = 0,23 \text{ с}$ . На інших частотах діапазону  $10 \dots 20 \text{ c}^{-1}$  ця різниця ще менша.

У зв'язку з цим можна зробити остаточний висновок про те, що швидкість руху блоково-модульного агрегату практично дуже мало впливає на коливання кута повороту технологічного модуля МЕЗ з навішеним знаряддям під час дії збурення у вигляді розворотного моменту.

Це ж саме можна сказати і стосовно коефіцієнтів опору уводу шин передніх та задніх коліс енергетичного модуля МЕЗ. Інша справа з коефіцієнтом опору уводу шин коліс ТМ. При його збільшенні від  $160$  до  $210 \text{ кН/рад}$ , максимальна значина АЧХ динамічної системи зростає (крива 2, рис. 2.8).

При подальшому збільшенні  $k_c$  вказані характеристики зменшуються. Резонансний пік АЧХ при цьому зміщується в бік більших частот.

Фазові частотні характеристики хоча і відрізняються між собою на частотах, більших за  $6 \text{ c}^{-1}$ , проте ця різниця є незначною.



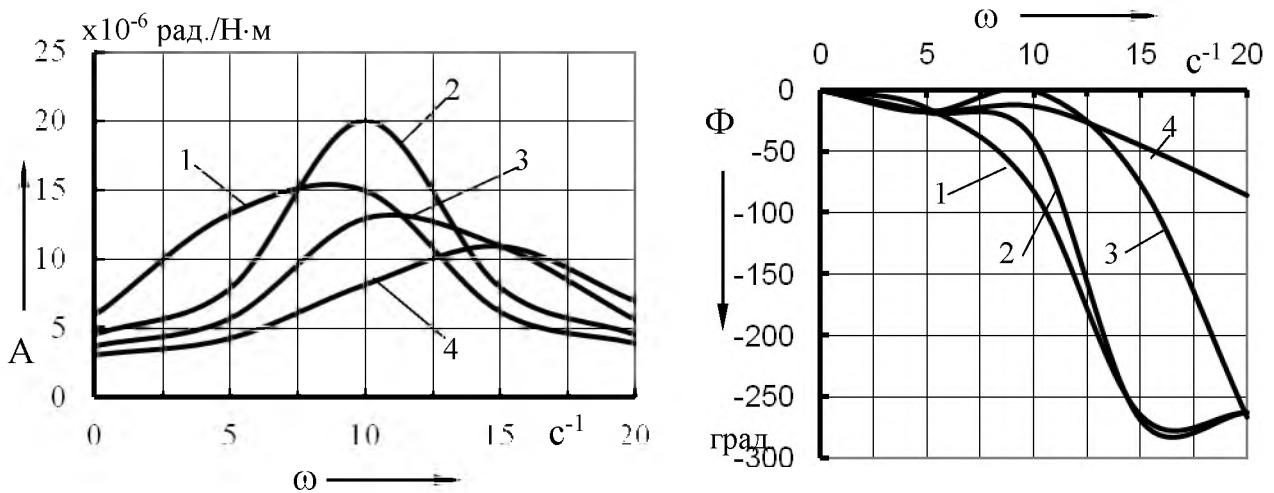


Рисунок 2.8 – Амплітудні ( $A$ ) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту ТМ при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних зачинах коефіцієнта опору уводу шин його коліс ( $k_c$ ):  
 1 – 160 кН/рад.; 2 – 210 кН/рад.; 3 – 260 кН/рад.; 4 – 310 кН/рад.;

У кінцевому рахунку можна сказати, установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяю зменшенню амплітуди його коливань у горизонтальній площині. Краще себе він поводитиме в діапазонах частот зміни збурювального впливу  $0 \dots 5$  та  $10 \dots 20$   $\text{с}^{-1}$  (див. рис. 2.8). Так, при значині розглядуваного розворотного моменту на рівні 22000 Н·м і  $k_c = 310$  кН/рад. кут повороту технологічного модуля МЕЗ не буде перевищувати  $4^\circ$ .

Тепер спробуємо проаналізувати вплив розворотного моменту на динаміку зміни курсового кута енергетичного модуля МЕЗ. Як і у попередньому варіанті, спочатку спробуємо понизити ступінь чисельника многочлена (2.18). Цього можна досягти за наступних умов:

$$b_2 = A_{15} \cdot A_{22} = 0;$$

$$b_1 = A_{16} \cdot A_{22} = 0.$$

В даних рівняннях коефіцієнти  $A_{15}$  і  $A_{16}$  не можуть, як випливає із (2.11), бути нульовими. Проаналізуємо, чи може бути таким коефіцієнт  $A_{22}$ . Вираз для його визначення є наступним:

$$A_{22} = [(L + a_M) \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M \cdot (k_B - F_B)] / V_0.$$

Як бачимо, коефіцієнт  $A_{22}$  дорівнюватиме нулю за умови, коли

$$(L + a_M) \cdot (k_a + P_{fa}) = a_M \cdot (F_B - k_B). \quad (2.20)$$

Розрахунками встановлено, що коефіцієнт опору уводу шин задніх коліс ЕМ  $k_B = 160$  кН/рад., а рушійна сила  $F_B$  становить лише 7,1 кН. Оскільки при цьому умова (2.20) не може бути виконана, то понизити показник ступеню многочлена точної функції (2.18) неможна. Будемо розглядати інші шляхи підвищення стійкості руху блоково-модульного МТА.

Як і у варіанті з ТМ, швидкість руху блоково-модульного МТА практично не впливає на характер відпрацювання енергетичним модулем збурення (рис.2.9). Водночас, у порівнянні з технологічним максимальна амплітуда коливань енергетичного модуля МЕЗ менша (див. рис. 2.7 і 2.9). Такий результат є цілком логічним, оскільки енергетичний модуль є значно важчим за технологічний і, до того ж, розворотний момент  $M_0$  діє на нього не безпосередньо.

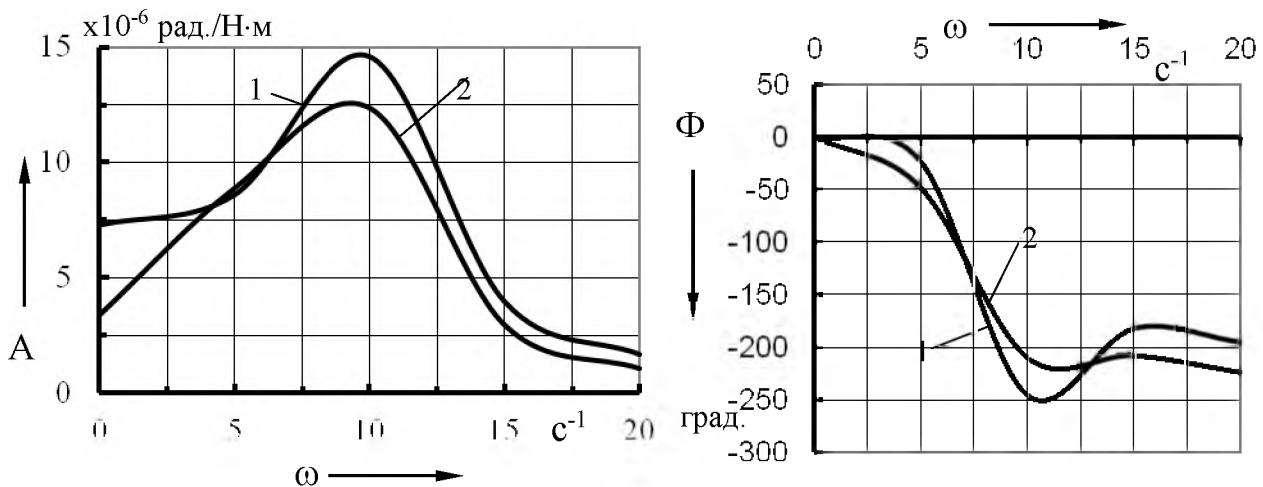


Рисунок 2.9 – Амплітудні (А) та фазові (Ф) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різній швидкості руху МТА ( $V_0$ ):  
1 – 2 м/с; 2 – 5 м/с.

Саме ця обставина обумовлює слабкий вплив коефіцієнтів опору уводу шин коліс переднього і заднього мостів енергетичного модуля на коливання його курсового кута. Водночас, коефіцієнт опору уводу шин коліс ТМ такий вплив здійснює (рис. 2.10).

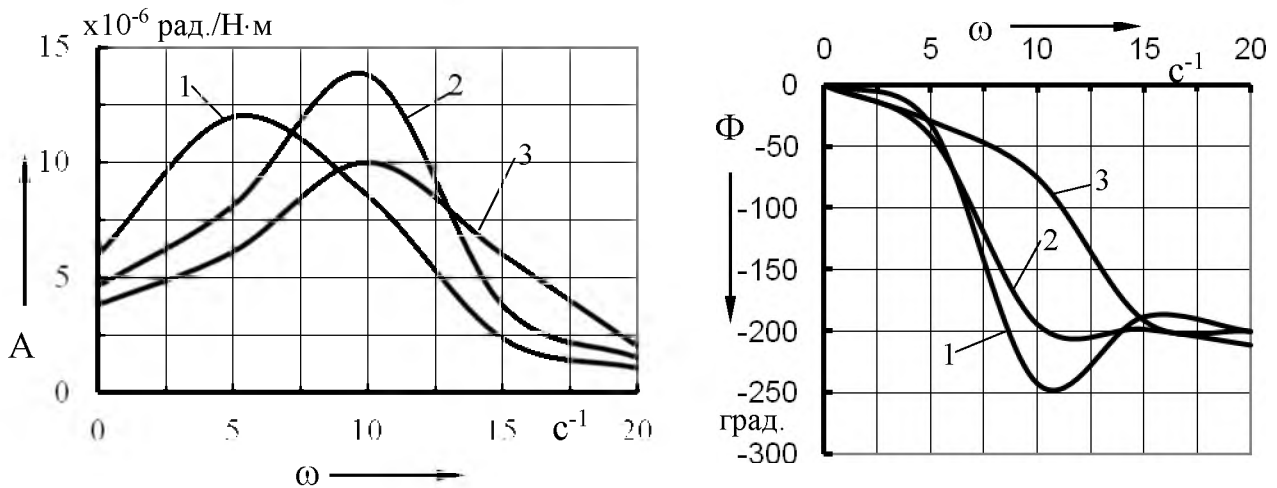


Рисунок 2.10 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних зачинах коефіцієнта опору уводу шин коліс ТМ ( $K_c$ ): 1 – 160 кН/рад.; 2 – 210 кН/рад.; 3 – 260 кН/рад

Хоча, характер зміни амплітудних частотних характеристик якісно (і практично кількісно) такий же, як і при відпрацюванні самим ТМ розворотного моменту (див. рис.2.8). А саме, при  $k_c = 210$  кН/рад. маємо максимум АЧХ. Резонансний пік їх зміщується у бік більш високих частот коливань збурювального впливу.

Фазові частотні характеристики, які відображають запізнення реакції енергетичного модуля на дію розворотного моменту, відрізняються теж мало. В цілому, як і у попередньому варіанті, можна стверджувати, що установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад. і більше сприяю зменшенню амплітуди коливань енергетичного модуля у горизонтальній площині. Найбільш відчутно це при частоті збурення більше за  $12 \text{ c}^{-1}$ .

Ну і, нарешті, коефіцієнт демпфірування  $K_M$ . Збільшення його значини приводить до бажаного зменшення АЧХ (рис. 2.11).

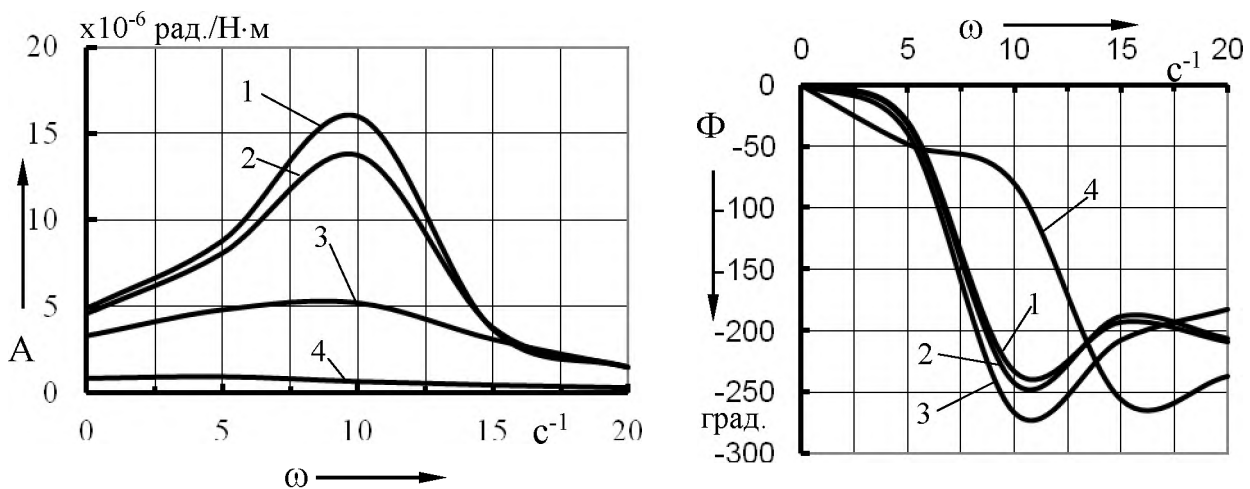


Рисунок 2.11 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики кута повороту енергетичного модуля при відпрацюванні збурення у вигляді розворотного моменту при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):

$$1 - K_M = 0; \quad 2 - K_M = 10^4; \quad 3 - K_M = 10^5; \quad 4 - K_M = 10^6.$$

Так, коли  $K_M$  дорівнює  $10^6$  Н·м·с/рад., максимальна значина коефіцієнта підсилення збурення такою динамічною системою, якою є розглядуваний машинно-тракторний агрегат, зменшується в 17 разів, а АЧХ не має резонансних піків.

Фазові частотні характеристики МТА при збільшенні значини  $K_M$  погіршуються. Але, лише в діапазоні частот коливань збурювального впливу  $\omega = 6 \dots 13$   $c^{-1}$  і на величину, яка менша, ніж при відпрацюванні розворотного моменту технологічним модулем (див. рис. 2.8). Там, як бачимо, навіть при  $K_M = 10^5$  Н·м·с/рад. ФЧХ уже небажано різко зменшуються.

В даному ж випадку зміна в реакції блоково-модульного агрегату на вхідний вплив відрізняється лише тоді, коли коефіцієнт демпфірування обмежувальних гідравлічних циліндрів технологічного модуля становить не менше  $10^6$  Н·м·с/рад. . Причому, як уже підкреслювалося, лише в діапазоні частот коливань розворотного моменту  $6 \dots 13$   $c^{-1}$  (див. рис. 2.11).

На частоті  $\omega > 13 \text{ с}^{-1}$  ФЧХ динамічної системи взагалі зменшується, що є бажаним з точки зору збереження чи підвищення її стійкості руху у горизонтальній площині проєкцій.

## 2.5 Оцінка керованості блоково-модульного агрегату в режимі транспортного руху

Перш, ніж проводити аналіз, нагадаємо, що при відпрацюванні динамічною системою керуючого впливу визначальним є фазовий зсув, тобто характер ФЧХ.

Стосовно розглядуваного нами блоково-модульного агрегату збільшення швидкості його транспортного переміщення від 2 до 5 м/с призводить до погіршення як фазових, так і амплітудних частотних характеристик (рис. 2.12).

Проаналізуємо ці процеси більш детально. АЧХ системи в усьому швидкісному діапазоні її руху менші за бажану, яка в робочому діапазоні частот зміни керуючого впливу повинна, як відомо, дорівнювати одиниці. Проте, між собою ці характеристики відрізняються мало. До того ж, усі вони мають тенденцію до покращення при збільшенні  $\omega$ , тобто частоти коливань керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ.

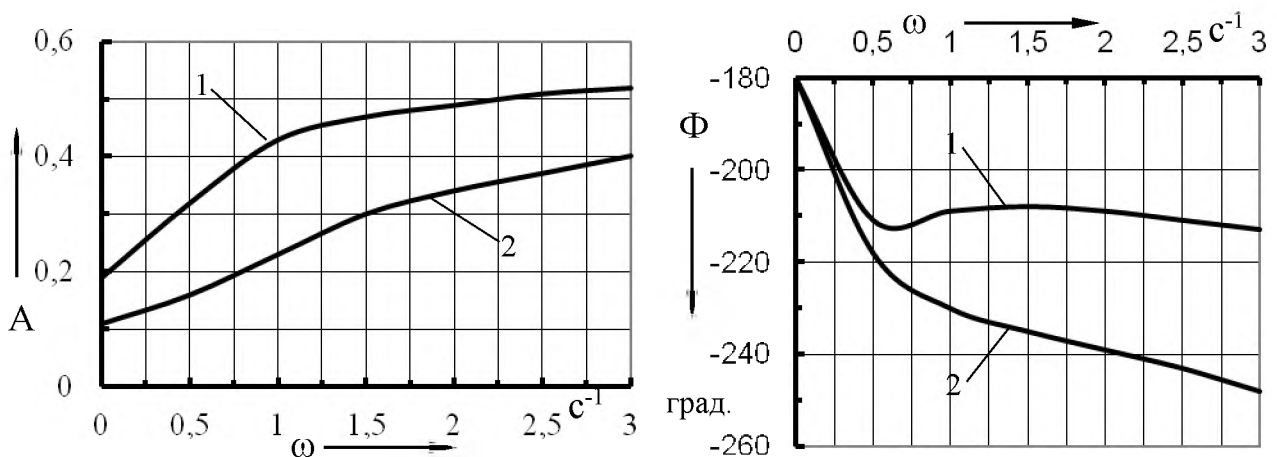


Рисунок 2.12 – Амплітудні (А) та фазові ( $\Phi$ ) частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу з різною швидкістю руху МТА ( $V_0$ ):

1 – 2 м/с; 2 – 5 м/с.

Фазові частотні характеристики починають відрізнятися на частотах коливань кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ більших за  $0,5 \text{ с}^{-1}$  (див. рис. 2.12). При  $\omega = 0,75 \text{ с}^{-1}$  різниця у фазових зсувах складає  $20^\circ$  або  $0,35 \text{ рад}$ . Практично це означає, що запізнення реакції МТА на керуючий вплив становить  $0,35/0,75 = 0,47 \text{ с}$ . При  $\omega = 3 \text{ с}^{-1}$  вказане запізнення дорівнює  $0,23 \text{ с}$ .

Із приведено вище аналізу отримуємо два альтернативних висновки. Перший полягає в тому, що задля покращення керованості блоково-модульного агрегату збільшення швидкості його транспортного руху має супроводжуватися збільшенням інтенсивності впливу на керовані колеса (через рульове колесо).

Суть другого висновку полягає в протилежному: при збільшенні  $V_0$  інтенсивність впливу на керовані колеса МЕЗ повинна бути якомога меншою. Враховуючи постулат, викладений на початку даного параграфу, визначальним приймаємо саме цей результат.

Із коефіцієнтів опору уводу лише  $k_a$  здійснює більш-менш відчутний вплив на керованість руху блоково-модульного агрегату. І то лише стосовно амплітудно-частотних характеристик. У результаті математичного моделювання встановлено, що зі збільшенням  $k_a$  від  $10$  до  $50 \text{ кН/рад}$ . ці характеристики покращуються (рис.2.13).

На практиці збільшити коефіцієнт уводу шин коліс можна шляхом підвищення тиску повітря в них. Саме це стосовно передніх рушіїв енергетичного модуля МЕЗ і слід робити. Встановлення такого тиску в їх шинах, яке забезпечить коефіцієнт опору уводу не менше  $50 \text{ кН/рад}$ ., сприятиме підвищенню керованості руху досліджуваного блоково-модульного агрегату. І ця керованість тим вища, чим більшою буде інтенсивність впливу на процес

повороту керованих коліс. Під інтенсивністю у даному випадку розглядаємо частоту впливу оператора (механізатора) на керовані колеса ЕМ.

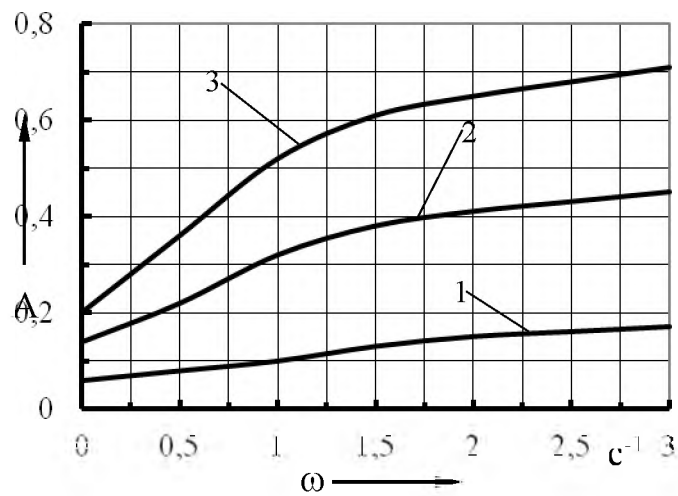


Рисунок 2.13 – Амплітудні частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу при різних значеннях коефіцієнта опору уводу шин передніх коліс ЕМ ( $K_a$ ):  
1 – 10 кН/рад.; 2 – 30 кН/рад.; 3 – 50 кН/рад

Насамкінець, відмітимо, що найбільш відчутний вплив на керованість транспортного руху блоково-модульного МТА здійснює коефіцієнт демпфування  $K_m$ . Проте, лише при його значині, більшій за  $10^5$  Н·м·с/рад. (див. рис. 2.14).

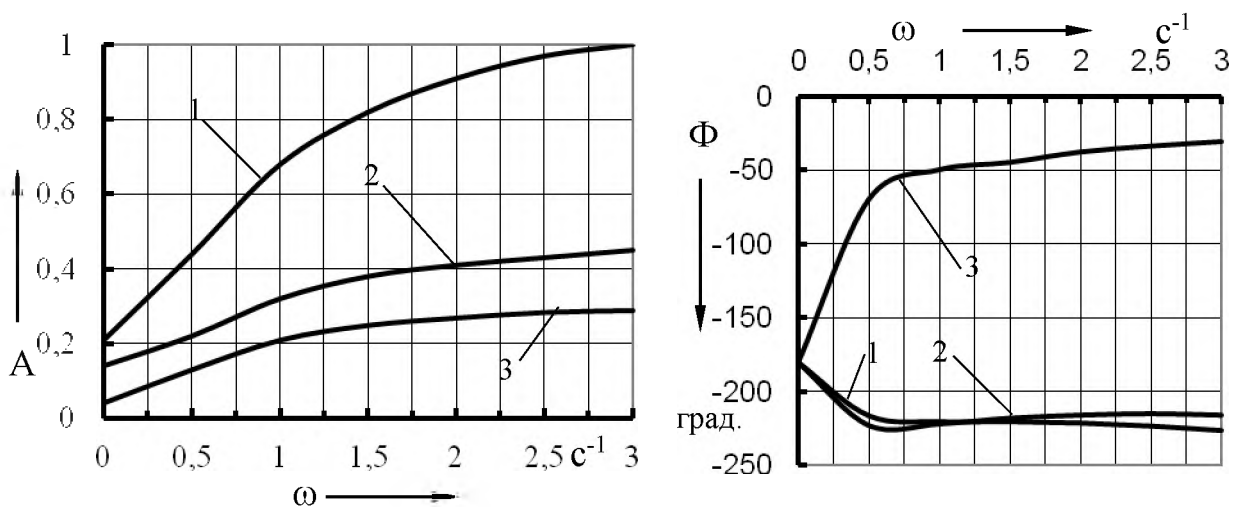


Рисунок 2.14 – Амплітудні (А) та фазові (Ф) частотні характеристики курсового кута енергетичного модуля при відпрацюванні керуючого впливу при різних значинах коефіцієнта демпфірування  $K_M$  (Н·м·с/рад.):  
 1 –  $K_M = 0$ ; 2 –  $K_M = 10^5$ ; 3 –  $K_M = 10^6$ .

За відсутності демпфірування АЧХ відпрацювання динамічною системою найкраща. На частотах коливань керуючого впливу  $2,5 \dots 3,0 \text{ с}^{-1}$  вона взагалі відповідає бажаній. Проте, на практиці поворот керованих коліс з такою інтенсивністю застосовується вкрай рідко і обмежено у часі (під час виконання агрегатом повороту, наприклад).

Згідно з даними В.Т.Надикти, в процесі керування машинно-тракторними агрегатами при здійсненні ними прямолінійного переміщення найбільш застосовуваним є діапазон частот до  $0,5 \text{ с}^{-1}$  [8, 89, 90]. В розглядуваному нами випадку, коли  $\omega = 0 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$ , різниця між АЧХ за різних значин коефіцієнта демпфірування  $K_M$  мала (див. рис. 2.14).

Зовсім інша справа щодо швидкості відпрацювання розглядуваною динамічною системою керуючого впливу. Зміна  $K_M$  в межах  $0 \dots 10^5 \text{ Н·м·с/рад.}$  практично не впливає на характер керованості руху блоково-модульного МТА. Фазовий зсув становить при цьому  $180^\circ$  і більше (див. рис. 2.14). На частотах коливання кута повороту керованих коліс МЕЗ  $0,5 \dots 3,0 \text{ с}^{-1}$  в середньому він становить  $220^\circ$  або  $3,8 \text{ рад.}$  Запізнення реакції енергетичного модуля на керуючий вплив змінюється при цьому від  $7,6 \text{ с}$  (коли  $\omega = 0,5 \text{ с}^{-1}$ ) до  $1,3 \text{ с}$  (при  $\omega = 3,0 \text{ с}^{-1}$ ).

Якісно і кількісно змінюється стан речей при збільшенні коефіцієнта демпфірування  $K_M$  до величини  $10^6 \text{ Н·м·с/рад.}$  В цьому варіанті в частотному діапазоні  $0 \dots 0,5 \text{ с}^{-1}$  фазовий зсув зменшується з  $180$  до  $70^\circ$  ( $1,2 \text{ рад.}$ ).



При  $\omega = 0,5 \text{ c}^{-1}$  збільшення значини коефіцієнта  $K_M$  з  $10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ . на порядок обумовлює зменшення ФЧХ на  $150^\circ$ . На практиці це приводить до зменшення запізнення реакції енергетичного модуля МЕЗ з 7,6 до 2,4 с, тобто більше, ніж втричі. На частоті  $\omega = 1 \text{ c}^{-1}$  вказане запізнення реакції ЕМ становить 0,8 с, що в 4,75 рази менше, ніж при  $K_M = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ .

Ще меншим є запізнення реагування енергетичного модуля на керуючий вплив тоді, коли інтенсивність повороту керованих коліс становить  $3 \text{ c}^{-1}$ . В цьому випадку (при  $K_M = 10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ .) воно дорівнює лише 0,18 с. А це в 7,2 рази менше за той варіант, коли коефіцієнт демпфірування гідроциліндрів ТМ становить  $10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ .

З аналізу характеру зміни ФЧХ (рис. 2.14) випливає, що для покращення керованості транспортного руху блоково-модульного МТА значина коефіцієнта  $K_M$  повинна бути не меншою за  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ ., а інтенсивність впливу на керовані колеса – якомога вищою.

Слід підкреслити, що найкращим варіантом керованості руху будь-якого МТА є відповідність бажаним не тільки фазових, а й амплітудних частотних характеристик. У нашому випадку АЧХ в значно меншій мірі відповідають цій вимозі, ФЧХ. Наразі маємо постійне недорегулювання того чи іншого процесу. Тобто практично в усіх варіантах варіювання конструктивними та кінематичними параметрами агрегату дійсні АЧХ менші за бажані.

Для усунення вказаного недоліку слід зменшити принаймні на одиницю показник ступеню знаменника передаточної функції (2.19). Цього можна досягти за наступних умов:

$$a_6 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31} = 0;$$

$$a_2 = A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{36} - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{35} - \\ - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{16} - A_{32} \cdot A_{15} \cdot A_{24} = 0$$

З урахуванням із (2.11) суті коефіцієнтів  $A_{11}$ ,  $A_{21}$  і  $A_{31}$  бачимо, що перша умова виконати неможливо.

Для аналізу другої представимо її у такому вигляді:

$$A_{36} \cdot (A_{11} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} - A_{13} \cdot A_{22}) - A_{35} \cdot (A_{12} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{14}) - \\ - A_{32} \cdot (A_{23} \cdot A_{16} - A_{15} \cdot A_{24}) = 0.$$

Ця умова матиме місце, коли дорівнюватимуть нулю коефіцієнти  $A_{36}$ ,  $A_{35}$  і  $A_{32}$ . З урахуванням (2.11) запишемо:

$$A_{36} = a_m \cdot (k_c + P_{fc});$$

$$A_{35} = K_m - a_m^2 \cdot (k_c + P_{fc}) / V_o;$$

$$A_{32} = a_m \cdot (k_c + P_{fc}) / V_o.$$

Із цих коефіцієнтів лише  $A_{35}$  може дорівнювати нулю. Це можливе за умови:

$$K_m = a_m^2 \cdot (k_c + P_{fc}) / V_o. \quad (2.21)$$

Враховуючи числові значини параметрів, які входять до викладеного вище рівняння (2.21), отримуємо, що  $K_m = 1,22^2 \cdot (210000 + 3270) / (2 \dots 5) = (1,6 \dots 0,6) \cdot 10^5$  Н·м·с/рад. Така значина гідравлічного опору входить до того діапазону, який розглядався нами під час математичного моделювання, а тому є цілком реальною.

Натомість, коефіцієнти  $A_{32}$  і  $A_{36}$  будуть нульовими за умови, коли  $a_m = 0$ . Але для цього, як випливає із аналізу рис. 2.1, слід відмовитися від наявності ТМ, оскільки його міст має бути на місці моста ЕМ.

Оскільки така зміна схеми енергетичного засобу не розглядається, то ніяким підбором тих параметрів, які входять до системи рівнянь (2.11), не можна дійсні амплітудні частотні характеристики відпрацювання керуючого впливу такою динамічною системою, як блоково-модульний МТА, суттєво

наблизити до бажаної. Тому керуватися слід тими результатами моделювання, які отримані внаслідок аналізу фазових частотних характеристик.

Слід підкреслити, що гідравлічний опір в одному із циліндрів ТМ створює шайба із отвором, через який з'єднуються його над- і підпоршньова порожнини. Кожному діаметру шайби ( $D_{ш}$ ) відповідає певна величина коефіцієнта  $K_m$ . Визначення функціональної залежності  $K_m = f(D_{ш})$  потребує проведення спеціального експериментального дослідження, методика якого викладена у наступному розділі даної дисертаційної роботи.

### **Висновки по розділу**

1. Усі прийняті до аналізу передаточні функції є дробними многочленами, показник ступеня чисельника якого менший за показник ступеня знаменника. Це вказує на відсутність перерегулювання динамічною системою вхідних керуючого впливу та збурення. Шляхів подальшого зменшення чи підвищення показників ступенів чисельників та знаменників розглядуваних передаточних функцій не виявлено.
2. Коефіцієнт гідравлічного опору здійснює відчутний вплив на характер відтворення блоково - модульним агрегатом керуючого впливу та збурення лише при значині, більшій за  $10^4$  Н·м·с/рад. В цьому випадку АЧХ динамічної системи суттєво зменшуються, а їх протікання відбувається без резонансних піків.
3. При значині коефіцієнта демпфірування  $K_m = 10^6$  Н·м·с/рад. розворотний момент, який діє на технологічний модуль МЕЗ в горизонтальній площині, здатний повернути його лише на  $1,25^\circ$ . Максимальна амплітуда коливань курсового кута ЕМ зменшується при цьому в 17разів.

4. При частоті коливань керуючого впливу  $0,5 \text{ с}^{-1}$  збільшення значини коефіцієнта гідравлічного опору з  $10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ . на порядок обумовлює зменшення ФЧХ на  $150^\circ$ . На практиці це приводить до зменшення запізнення реакції енергетичного модуля МЕЗ з 7,6 до 2,4 с, тобто більше, ніж втричі. На частоті  $\omega = 3 \text{ с}^{-1}$  вказане запізнення реакції ЕМ становить лише 0,18 с, що в 7,2 рази менше, ніж при  $K_m = 10^5 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с}/\text{рад}$ .
5. При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання збурення технологічним модулем разом з навішеним на нього знаряддям, а також енергетичним модулем МЕЗ змінюються мало і мають резонансний пік, який припадає на частоту  $10 \text{ с}^{-1}$ . По відношенню до технологічного, АЧХ відтворення енергетичним модулем збурення у вигляді розворотного моменту - менші.
6. Характер стійкості руху блоково-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ.
7. Установка шин мосту ТМ із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні  $260 \text{ кН}/\text{рад}$ . і більше сприяю зменшенню амплітуди як його коливань, так і коливань енергетичного модуля. В діапазонах частот зміни збурювального впливу  $0\dots 5$  та  $10\dots 20 \text{ с}^{-1}$  кут повороту ТМ взагалі не буде перевищувати  $4^\circ$ .
8. Для забезпечення кращої керованості транспортного руху блоково - модульного агрегату інтенсивність впливу на органи керування МЕЗ має бути якомога більшою, а коефіцієнт опору уводу шин передніх коліс його енергетичного модуля – максимально можливим.

## РОЗДІЛ 3

## МЕТОДИКА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

## 3.1 Програма експериментальних досліджень

Програма експериментальних робіт включала проведення лабораторних і лабораторно-польових досліджень.

За фізичний об'єкт досліджень був прийнятий орний агрегат на основі модульного енергетичного засобу перемінного тягового класу 1,4-3 під умовною маркою МЕЗ-80 (рис. 3.1).



Рисунок 3.1 – Орний агрегат на основі МЕЗ-80

### Коротка технічна характеристика агрегату

Енергетичний модуль – трактор МТЗ-80:

Експлуатаційна маса, кг	3700
Потужність двигуна, кВт	58,8
База (L), м	2,37
Колія, м	1,4
Відстань від задніх коліс до шарніру ТМ ( $a_M$ ), м	1,22
Поздовжня координата центру мас ( $a_T$ ), м	0,81

Шини: передні колеса	7,5-20
задні колеса	15,5R38
Тиск в шинках, мПа: передні колеса ( $\rho_a$ )	0,10
задні колеса ( $\rho_b$ )	0,12
<u>Технологічний модуль:</u>	
Експлуатаційна маса, кг	2600
Колія, м	1,4
Відстань від коліс до вертикального шарніру ( $b_m$ ), м	1,22
Шини	16,9R38
Тиск в шинах, мПа ( $\rho_c$ )	0,13
<u>Навісне знаряддя – плуг ПЛН-5-35</u>	
Маса, кг	820
Експлуатаційна маса МТА, кг	7120

В процесі лабораторно-польових досліджень аналізували транспортний рух орного агрегату по полю. На практиці він має місце при переїздові МТА з поля на поле, з поля на бригаду і т. ін.

Під час руху гідроциліндр ТМ (рис. 3.2) був обладнаний демпфером (гідравлічним дроселем) у вигляді шайби з різним діаметром отвору.

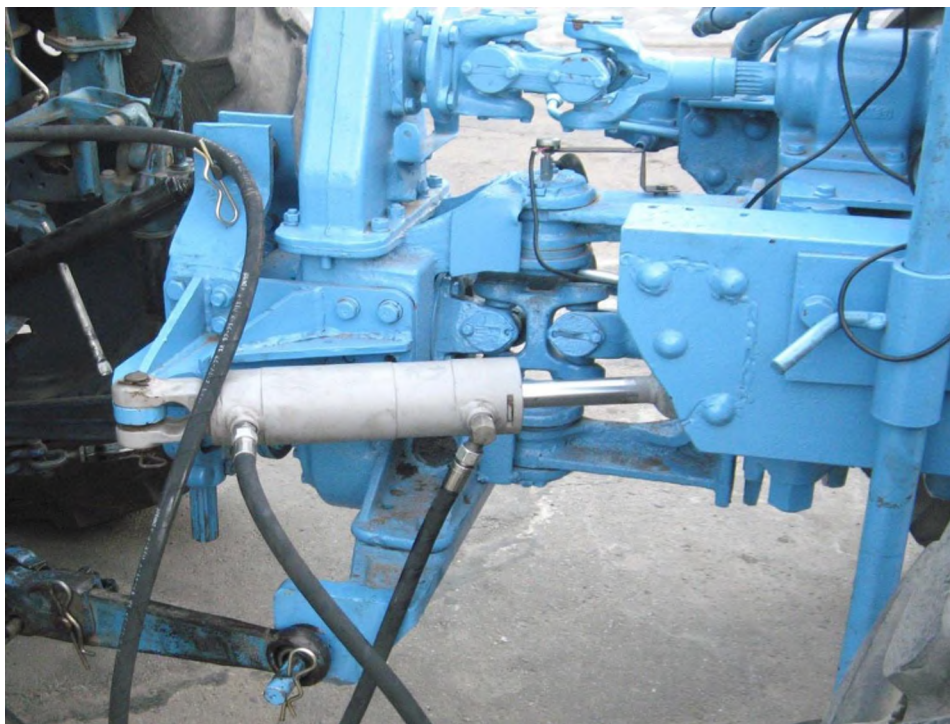


Рисунок 3.2 – Розміщення гідроциліндра на рамі технологічного модуля МЕЗ

Указаний гідравлічний дросель з'єднував між собою надпоршньову і підпоршньову порожними гідравлічного циліндра. Послідовно із вказаними порожнинами і гідравлічним дроселем був з'єднаний гідравлічний акумулятор із підпружиненим поршнем. Такий компенсаційний пристрій був необхідний для забезпечення перетікання практично однакової кількості оливи із однієї порожнини гідроциліндра до другої.

Програма лабораторних досліджень передбачала визначення залежності коефіцієнта гідравлічного опору шайби від її діаметра.

Під час проведення лабораторно – польових експериментів транспортного МТА на основі МЕЗ передбачалось:

- визначення необхідних для розрахунків на математичній моделі масово – геометричних характеристик транспортного агрегату;
- отримання експериментальних даних, необхідних для перевірки математичної моделі МТА на адекватність;
- аналіз впливу коефіцієнта гідравлічного опору демпфірувальної шайби гідроциліндра ТМ на керованість та стійкість транспортного руху блоково-модульного руху МТА.

### 3.2 Методика досліджень і вимірювані параметри

Для визначення залежності коефіцієнта гідравлічного опору шайби ( $K_M$ ) від її діаметра було розроблено спеціальну лабораторну установку. При обґрунтуванні її конструкції приймали до уваги наступні міркування. Розмірність коефіцієнта  $K_M$  –  $(Н \cdot м) \cdot с / рад$ . По суті справи це – відношення моменту  $(Н \cdot м)$  до кутової швидкості  $(рад./с)$ .

Тепер розглянемо схему наступної установки (рис. 3.3). В ній шток гідроциліндра шарнірно контактує з балкою ОА. На зовнішньому її кінці (т. А) розміщено вантаж, сила ваги якого дорівнює  $G_1$ . Під- і надпоршньова

порожнини гідроциліндру з'єднані між собою за допомогою шайби із отвором певного діаметру, що створює силу опору ( $G_2$ ) перетіканню рідини.

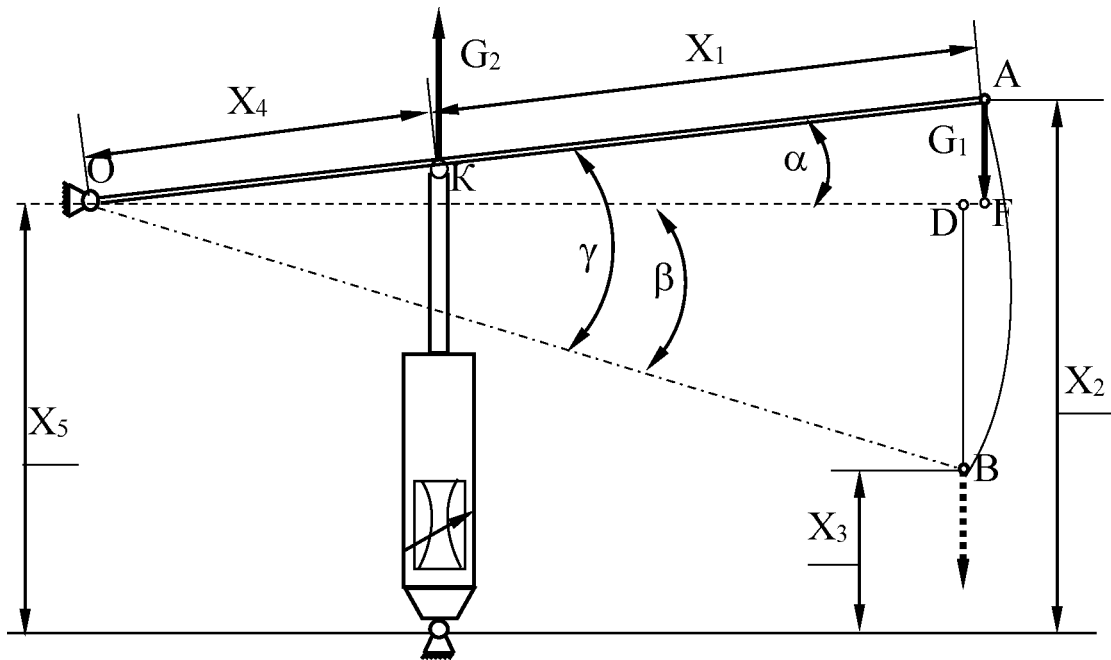


Рисунок 3.3 – Конструктивна схема установки для визначення впливу діаметра отвору демпферної шайби на коефіцієнт її гідравлічного опору

В дійсності саме сила  $G_2$  рухає шток гідроциліндра вниз. В кінцевому результаті через певний час ( $t_{п}$ ) балка повертається на кут  $\gamma$ , а точка прикладання сили  $G_1$  переміщується із точки А в точку В. Звідси випливає, що коефіцієнт  $K_M$  можна представити наступним чином:

$$K_M = G_2 \cdot h \cdot t_{п} / \gamma, \quad (3.1)$$

де  $h$  – плече дії сили  $G_2$ .

Під час руху штоку гідроциліндра вниз точка  $K$  переміщується не строго вертикально, а дузі, еквідистантній АВ. При проходженні цього шляху плече дії сили  $G_1$  змінюється від  $h_1$  до  $h_2$ . При цьому (див. рис. 3.3):



$$h_1 = (X_1 + X_4) \cdot \cos\alpha;$$

$$h_2 = (X_1 + X_4) \cdot \cos\beta.$$

В цілому можна прийняти, що сила  $G_1$  відносно точки  $O$  дії на середньому плечі ( $h_{cp1}$ ), яке дорівнює:

$$h_{cp1} = (h_1 + h_2)/2 = (X_1 + X_4) \cdot (\cos\alpha + \cos\beta)/2.$$

Те ж саме можна сказати і стосовно сили  $G_2$ . Середня значина плеча її дії ( $h_{cp2}$ ) буде такою:

$$h_{cp2} = X_4 \cdot (\cos\alpha + \cos\beta)/2.$$

Величину сили  $G_2$  можна визначити із суми моментів, які діють відносно точки  $O$ . А саме:

$$G_1 \cdot h_{cp1} - G_2 \cdot h_{cp2} = 0,$$

звідки

$$G_2 = G_1 \cdot h_{cp1} / h_{cp2}.$$

Загальний кут повороту балки  $OA$  ( $\gamma$ ) дорівнює, як випливає із рис. 3.3, сумі кутів  $\alpha$  і  $\beta$ .

Своєю чергою, вказані кути можна визначити так (див. рис. 3.3):

$$\alpha = \arcsin \left( \frac{X_2 - X_5}{X_1 + X_4} \right);$$

$$\beta = \arcsin \left( \frac{X_5 - X_3}{X_1 + X_4} \right).$$

Звідси

$$X_2 - X_5$$

$$X_5 - X_3$$

$$\gamma = \arcsin\left(\frac{\quad}{X_1 + X_4}\right) + \arcsin\left(\frac{\quad}{X_1 + X_4}\right).$$

Після підставлення необхідних величин у (3.1) остаточно отримаємо:

$$K_M = \frac{G_1 \cdot (X_1 + X_4) \cdot \left\{ \cos \left[ \arcsin\left(\frac{X_2 - X_5}{X_1 + X_4}\right) \right] + \cos \left[ \arcsin\left(\frac{X_5 - X_3}{X_1 + X_4}\right) \right] \right\}}{2 \cdot \left\{ \arcsin\left(\frac{X_2 - X_5}{X_1 + X_4}\right) + \arcsin\left(\frac{X_5 - X_3}{X_1 + X_4}\right) \right\}} \cdot t_{II} \quad (3.2)$$

Реальний вигляд дослідної установки представлений на рис. 3.4.



Рисунок 3.4 – Лабораторна установка для визначення впливу діаметру отвору демпферна шайби на коефіцієнт її гідравлічного опору

Методика лабораторних досліджень полягала в наступному. Шток гідроциліндра з допомогою гідророзподільника фіксували у верхньому положенні. До балки приєднували вантаж, а потім важіль гідророзподільника

установлювали у положенні «плаваюче». У двократній повторності фіксували час опускання штока гідроциліндра із верхнього положення у нижнє на кут  $\gamma$  (див. рис. 3.3), який становив  $70^\circ$  (тобто 1,2 рад.). Такі вимірювання здійснювали для кожної із значин діаметра отвору демпферної шайби ( $D_{ш}$ ), яку вмонтовували у гідроциліндр.

Величину  $D_{ш}$  змінювали наступним чином: 8 мм (шайба відсутня); 4 мм; 2 мм; 1 мм. Маса вантажу була постійною і сила ваги становила  $G_1 = 125$  Н.

Геометричні параметри лабораторної установки були такими:

$$X_1 = 0,60 \text{ м};$$

$$X_2 = 0,90 \text{ м};$$

$$X_3 = 0;$$

$$X_4 = 0,20 \text{ м};$$

$$X_5 = 0,50 \text{ м}.$$

Вимірювання часу опускання штоку гідроциліндра здійснювали секундоміром з точністю вимірювання 0,2 с.

Масово – геометричні параметри транспортного агрегату визначали відповідним зважуванням та обміром у відповідності з ГОСТ 23734-79. Для проведення необхідних розрахунків на математичній моделі вимірювали наступні конструктивні параметри блоково-модульного агрегату:

- масу енергетичного і технологічного модулів МЕЗ;
- масу плуга;
- відстань від задніх коліс енергетичного модуля до осі вертикального шарніру ТМ ( $a_m$ ). В конструкції МЕЗ величина  $a_m = b_m$ ;
- поздовжню базу трактора ( $L$ );
- поздовжню координату центру мас ЕМ ( $a_T$ ).

Коефіцієнти опору ведення деформації шин розраховували за формулами, викладеним в п. 2.3 попереднього розділу дисертації. Для цього визначали наступні параметри:

- ширину і діаметри шин коліс ЕМ і ТМ МЕЗ;
- тиск повітря в шинах коліс МЕЗ.

Діаметри кочення коліс енергетичного та технологічного модулів МЕЗ ( $D_k$ ) визначали наступним чином. На шину кожного із рушіїв наносили кольорову позначку, яка може залишати слід на поверхні шляху. Після проходження енергетичного засобу рулеткою заміряли відстань ( $L_k$ ) між першим та N-м слідами позначки. Шуканий параметр розраховували за формулою:

$$D_k = 2 \cdot L_k / [2 \cdot \pi \cdot (N - 1)].$$

Під час проведення лабораторно-польових досліджень транспортного руху блоково-модульного агрегату на АЦП реєстрували:

- кут між поздовжніми осями симетрії технологічного та енергетичного модулів МЕЗ ( $\beta$ );
- курсовий кут енергетичного модуля ( $\phi$ );
- кут повороту керованих коліс ЕМ ( $\alpha$ ).

Блоково-модульний агрегат у транспортному положенні рухався на полі по стерні озимої пшениці поперек її скошених рядків. Довжина залікової ділянки становила 200 м. Кількість повторностей реєстрації на ПЕОМ вимірюваних параметрів дорівнювала двом.

Момент інерції складових блоково-модульного агрегату розраховували по формулах, викладених в [80]. Енергетичний засіб при цьому в поздовжньо-вертикальній площині представляли у вигляді прямокутника.

Перед проведенням лабораторно-польових досліджень визначали наступні основні характеристики агрофону:

- вологість ґрунту в шарі 0...15 см;
- щільність ґрунту;
- поздовжній профіль;
- висоту стерні.

Для перших двох характеристик необхідну кількість проб ( $N_{\text{п}}$ ) визначали із виразу [94]:

$$N_{\text{п}} = \left( \frac{t_c \cdot V}{\Delta} \right)^2, \quad (3.3)$$

де  $t_c$  – нормована значина  $t$  – критерію Стьюдента. За довірчою ймовірності 95%  $t_c = 1,96$  [95];

$V$  і  $\Delta$  – коефіцієнт варіації та допускаєма межа відхилення (показник точності) вимірюваного параметру.

У більшості технічних задач визначати похибку вимірювань з точністю, більшою, за 10%, – немає потреби [94]. Виходячи з цього, в розрахунках нами було прийнято  $\Delta = 0,10$ .

Для визначення коефіцієнтів варіації вимірюваних параметрів проводили відповідні попередні вимірювання. За отриманими даними встановлено, що процеси коливань вологості та щільності ґрунту були середньоваріа-

большими [81], оскільки для них значини коефіцієнтів  $V$  змінювалися в межах 10...14%. Нами для подальшого аналізу прийнято  $V = 12\%$ .

Після підстановки усіх величин у вираз (3.3), встановлено, що

$$N_{\text{п}} = \left( \frac{1,96 \cdot 0,12}{0,10} \right)^2 = 5,5.$$

З урахуванням цього в польових дослідженнях вологість і щільність ґрунту вимірювали з шестикратною повторністю.

Поздовжній профіль агрофону фіксували з допомогою спеціального приладу, який дозволяв перетворювати коливання висоти нерівностей поля у електричний сигнал. Довжина реєстрованої ділянки шляху руху дослідного МТА дорівнювала 100 м.

### 3.3 Застосовані прилади, апаратура та обладнання

З урахуванням конструктивних особливостей досліджуваного блоково-модульного агрегату було розроблено комплект вимірювально-реєструвальної апаратури, який дозволив отримати об'єктивну оцінку досліджуваних параметрів (рис. 3.5).

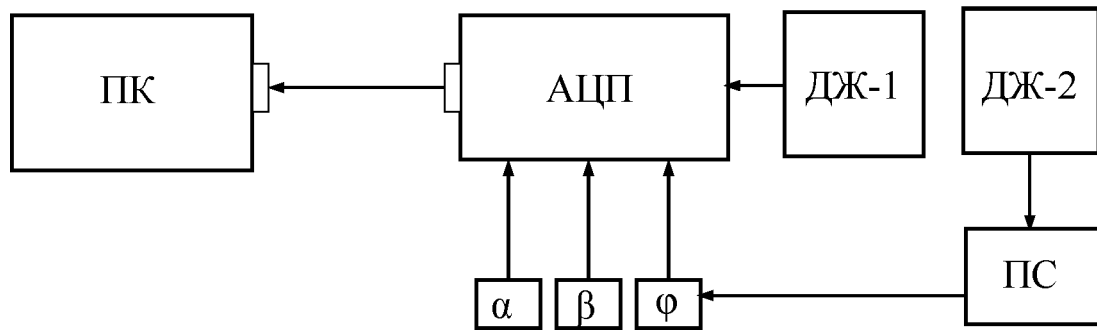


Рисунок 3.5 – Блок-схема вимірювально-реєструвального комплексу: ПК – електронна обчислювальна машина; АЦП – аналогово-цифровий перетворювач; ДЖ-1 – джерело живлення постійного струму 12 В; ДЖ-2 – джерело постійного струму 24 В; ПС – перетворювач струму;  $\alpha$  – датчик кута повороту керованих коліс ЕМ;  $\beta$  – датчик кута повороту ТМ;  $\varphi$  – датчик курсу гіропівкомпасу ГПК-52

Основою вимірювально-реєструвального комплексу був восьми-канальний аналогово-цифровий перетворювач (АЦП), який разом з ПЕОМ та джерелом струму розмістили у кабіні енергетичного модуля (рис. 3.6).

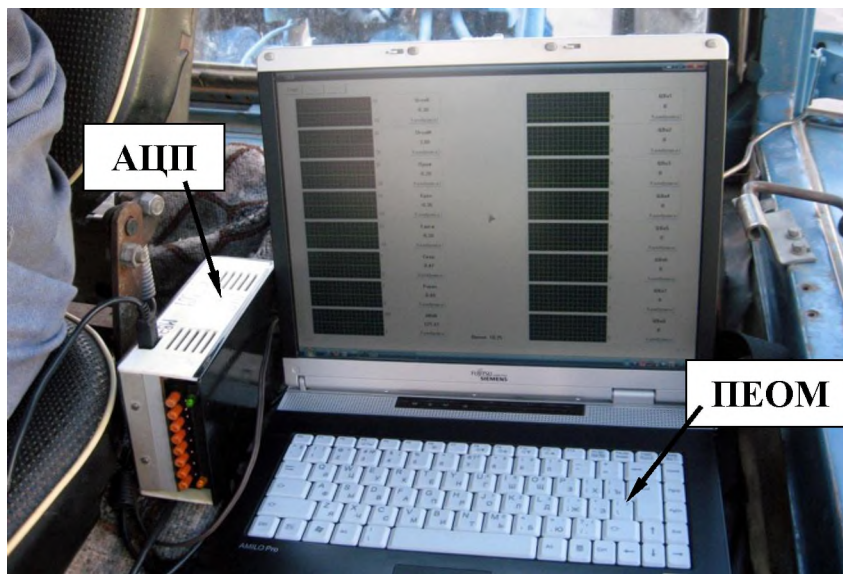


Рисунок 3.6 – Розміщення АЦП і ПЕОМ у кабіні трактора

На капоті трактора в зоні поздовжньої координати його центру мас встановили гіроскопічний півкомпас ГПК-52 і джерело струму для його живлення (рис. 3.7). У якості останнього використовували перетворювач ПТ-70, який постійну напругу 24 В від двох акумуляторів перетворював у змінний струм напругою 36В і частотою 400 Гц.

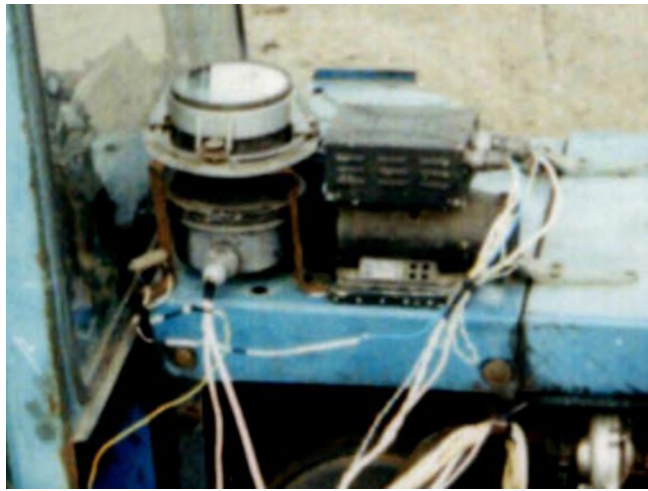


Рисунок 3.7 – Розміщення гіропівкомпасу ГПК-52 на тракторі

Схема з'єднання перетворювача ПТ-70 із гіропівкомпасом ГПК-52 представлена на рис. 3.8.

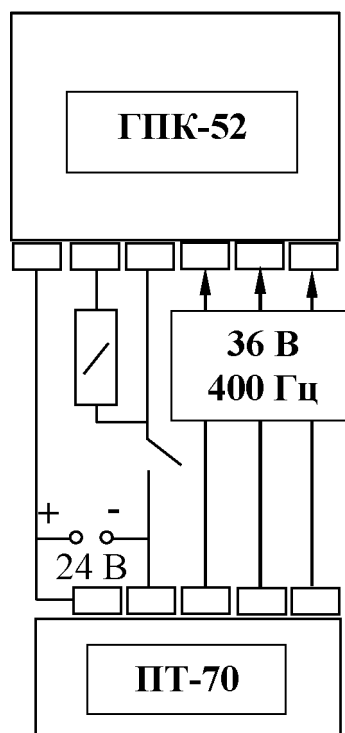


Рисунок 3.8 – Схема з'єднання ГПК-52 з перетворювачем ПТ-70

Кут повороту керованих коліс ЕМ ( $\alpha$ ) та кут між поздовжніми осями симетрії технологічного та енергетичного модулів МЕЗ ( $\beta$ ) реєстрували з допомогою змінних лінійних опорів СП-3А номіналом 470 Ом.



Для реєстрації кута  $\alpha$  датчик установлювали на лівому рукаві корпусу переднього мосту, а його ротор зв'язували з лівою рульовою тягою з допомогою спеціального приводу (рис. 3.9).



Рисунок 3 .9 – Установка датчика для реєстрації кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ

Датчик реєстрації кута  $\beta$  закріплювали на осі вертикального шарніру, який з'єднує енергетичний та технологічний модулі МЕЗ (рис.3.10).

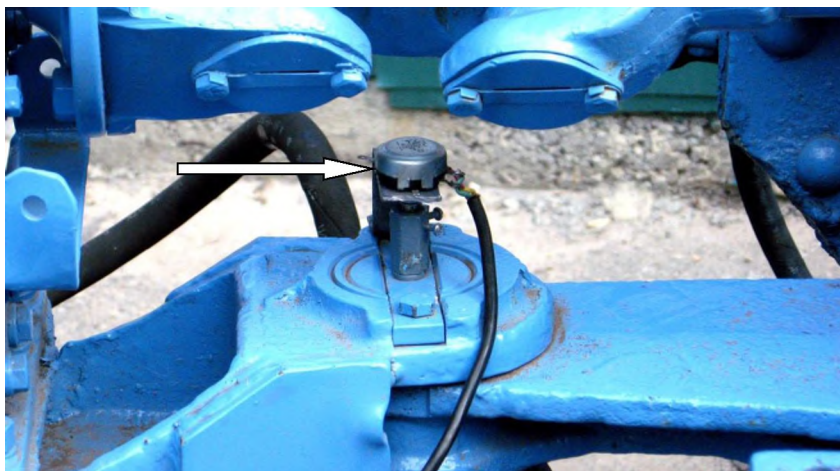


Рисунок 3 .10 – Установка датчика для реєстрації кута повороту ТМ відносно ЕМ модульного енергетичного засобу

Для тарування гіропівкомпасу використовували його власний пульт розвороту шкали, який давав можливість повертати рухому частину приладу вліво чи вправо на будь-який кут. Діапазон тарування становив  $0 \dots 8^\circ$  (тобто  $0 \dots 0,14$  рад.).

Виходячи з того, що залежність величини електричного сигналу, який видає гіропівкомпас, лінійно залежить від величини кута повороту його корпусу (тобто курсового кута), процес тарування ГПК-52 здійснювали наступним чином. За допомогою спеціальної розробленої програми через АЦП на комп'ютері фіксували дві точки. Перша – кут повороту енергетичного модуля МЕЗ вліво ( $-8^\circ$ ), а друга – поворот трактора вправо ( $+8^\circ$ , рис.3.11).

В подальшому під час проведення досліджень вимірювана величина відображалась на екрані і одночасно оцифровувалась та фіксувалась в пам'яті ЕОМ в межах цього діапазону.

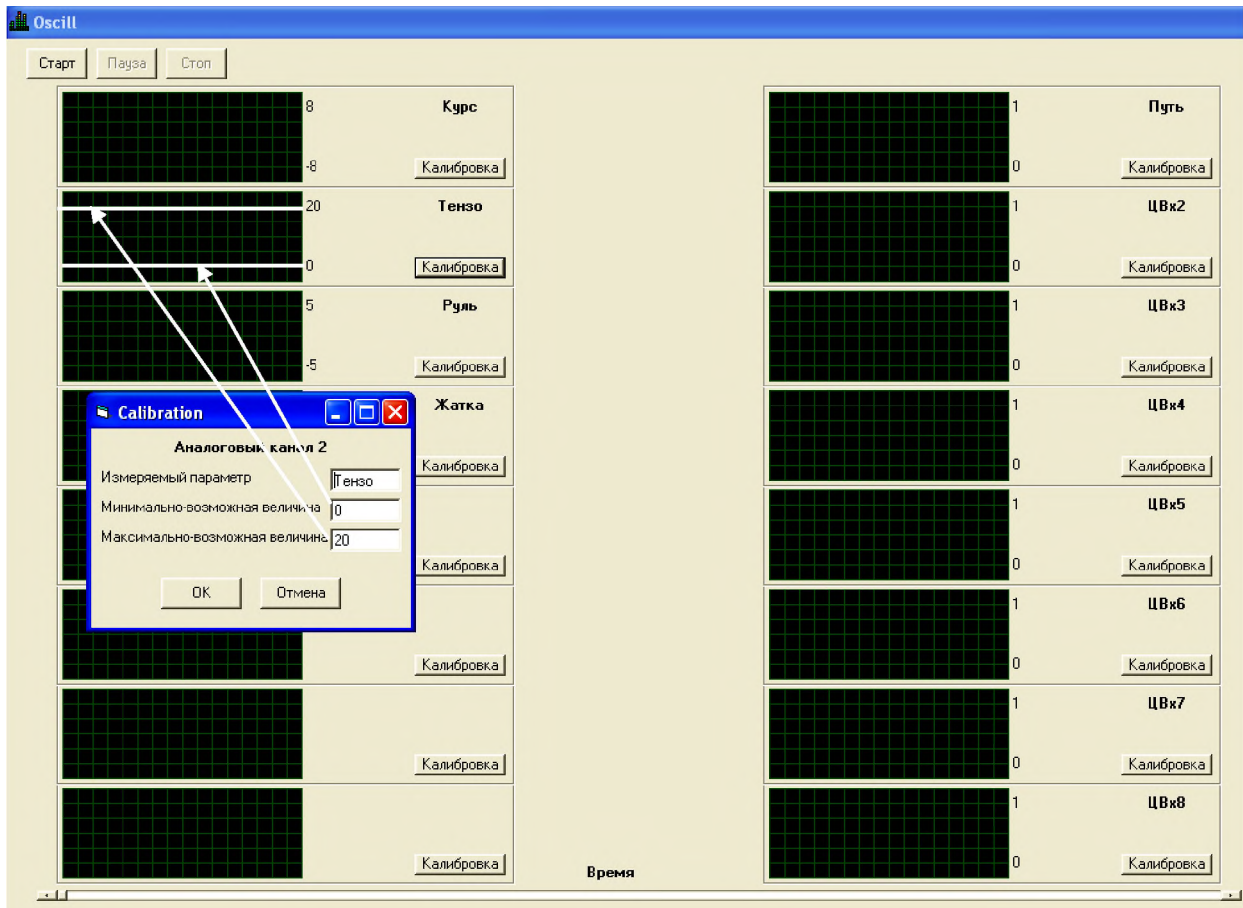


Рисунок 3.11– Вигляд екрану комп'ютера під час проведення тарування шкали гіропівкомпасу

Тарування змінного опору СП-3А здійснювали шляхом повороту керування коліс енергетичного модуля МЕЗ-80 на заданий кут, значину якого реєстрували з допомогою спеціального пристрою. Останній на практиці застосовують для установки величини сходження керування коліс мобільних транспортних засобів (рис. 3.12).

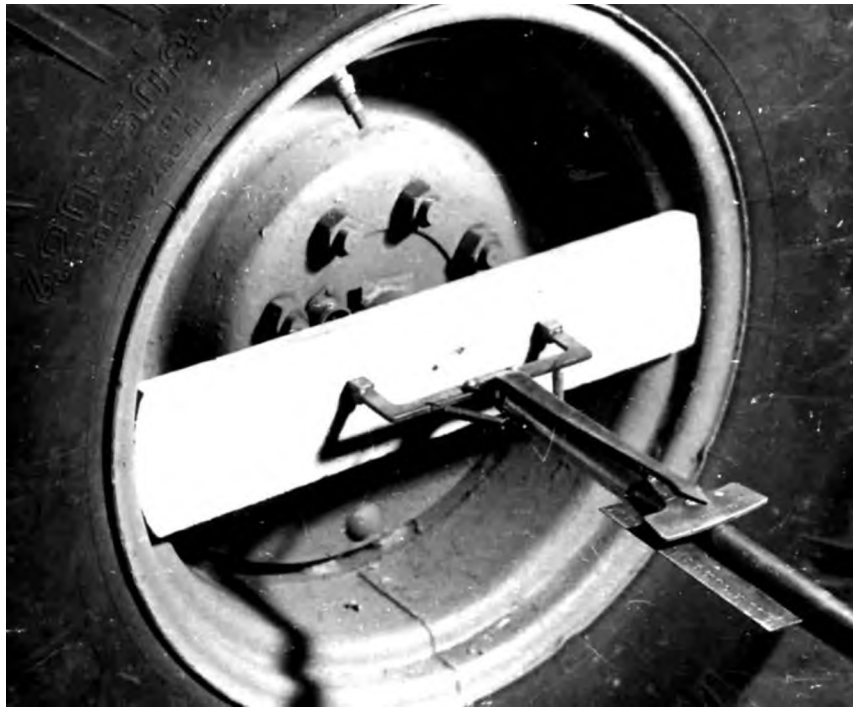


Рисунок 3.12 – Тарування датчика кута повороту керованих коліс ЕМ (трактора)

Як і при таруванні гіропівкомпасу (див. рис. 3.11), сигнал з реохорду СП-3А, призначеного для вимірювання кута  $\alpha$ , через АЦП фіксували на екрані ПЕОМ.

Тарування змінного опору для реєстрації кута повороту рами технологічного модуля відносно енергетичного ( $\beta$ ) виконували за допомогою спеціально розробленої кутової шкали-показчика, ціна кожної поділки якої становила  $1,7 \cdot 10^{-2}$  рад. ( $1^\circ$ ). Діапазон тарування –  $0 \dots 0,17$  рад. (рис.3.13).

Щільність ґрунту визначали виготовленим щільноміром у вигляді циліндричного стакану певного діаметру та висоти (рис. 3.14). При цьому керувалися методикою, викладеною у [72].

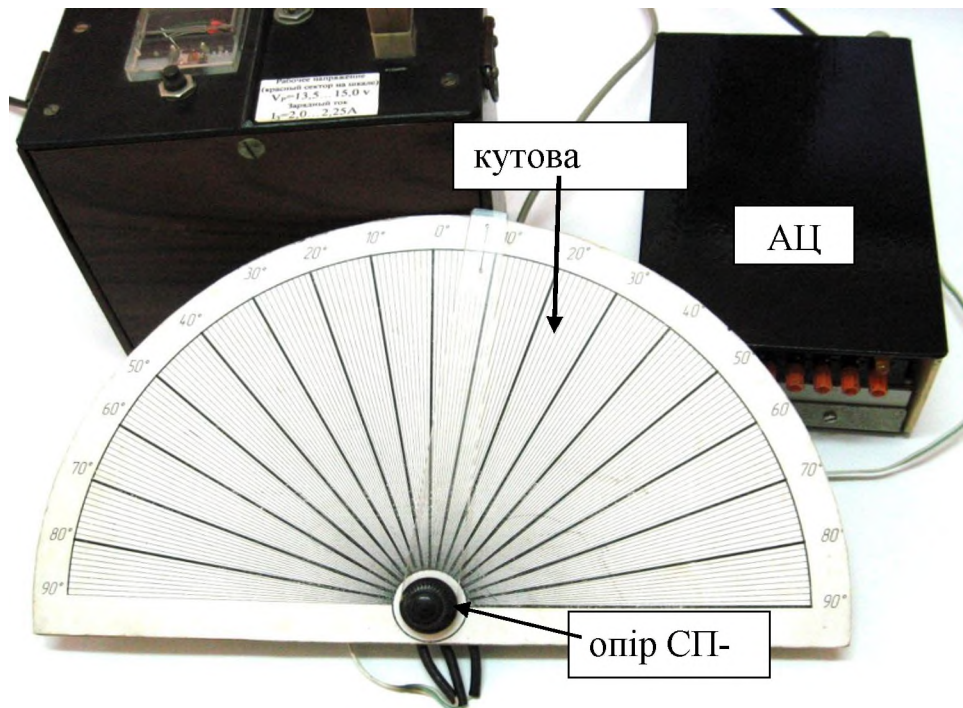


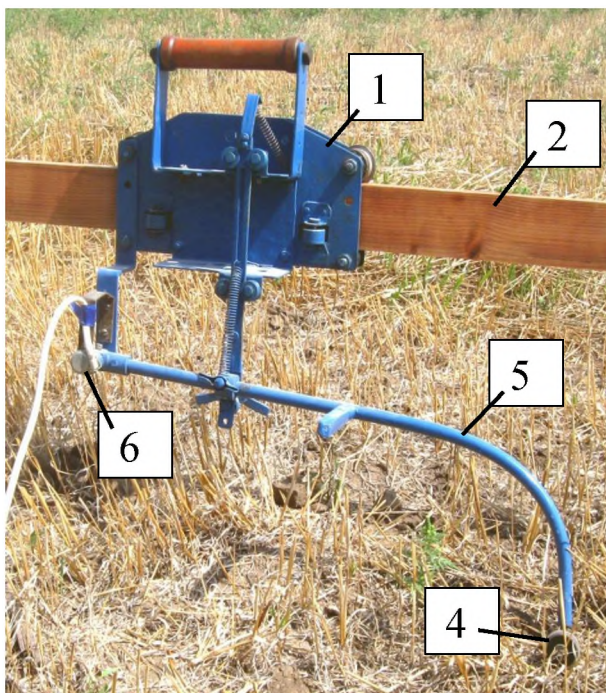
Рисунок 3.13 – Тарування змінного опору СП-3А для вимірювання кута  $\beta$

Вологість ґрунту визначали ваговим методом за методикою і з використанням приладів, викладеною в ГОСТ 28268-89.



Рисунок 3.14 – Прилад для визначення щільності ґрунту  
Для реєстрації коливань нерівностей поля використовували спеціаль-

ний профілограф (рис. 3.15).



- 1 – пересувна каретка;
- 2 – планка;
- 3 – стояк;
- 4 – колесо – копій;
- 5 – поворотний важіль;
- 6 – перемінний опір СП-3А;
- 7 – АЦП і ПЕОМ

### Рисунок 3.15 – Використання профілографу для реєстрування нерівностей агротехнічного фону

Під час проведення досліду оператор переміщував пересувну каретку 1 по планці 2. В цей час колесо 4, копіюючи нерівності поля, здійснювало вплив на поворотний важіль 5. Останній повертав на відповідний кут ротор 6 перемінного опору СП-3А. Електричний сигнал від нього поступав на АЦП і далі на ЕОМ. Саме таким чином фіксували перетворення коливань нерівностей шляху у відповідний електричний оцифрований сигнал.

Тарування цього приладу здійснювали наступним чином. На рівному майданчику колесо-копір фіксували у двох висотних положеннях:

- 1) 5 см нижче горизонту;
- 2) 5 см вище горизонту.

У першому випадку дерев'яні бруски товщиною 5 см підкладали під стояки 3 (див. рис.3.15), а у другому – один брусок під колесо-копір 4. В обох варіантах сигнал від опору СП-3А фіксували з допомогою АЦП на ЕОМ.

#### 3.4 Методика обробки експериментальних даних

Основним лабораторно-польовим дослідженням передувало проведення попередніх експериментів. Їх метою було встановлення характеру (стаціонарні чи ні) досліджуваних випадкових процесів.

Аналіз попередніх експериментальних даних показав, що процеси коливань кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ ( $\alpha$ ), курсового кута ЕМ ( $\varphi$ ) і кута повороту технологічного модуля відносно енергетичного ( $\beta$ ) є стаціонарними. Причому, як за середніми значинами, так і за дисперсією. Для подальшого аналізу їх апріорі приймали ще й ергодичними. Підстав для відхилення такого припущення не було, оскільки рельєф агрофону, по якому здійснював транспортний рух блоково-модульного агрегат, був рівним, а мікрорельєф – вирівняним.

Якщо процес є стаціонарним та ергодичним, то це дає право досліднику здійснювати лише одну реєстрацію того чи іншого параметру [81]. Інша справа, що тривалість запису процесу має бути такою, аби отримати представницьку реалізацію. З урахуванням методичних рекомендацій, викладених у роботі [81], час запису реєстрованих нами параметрів (кутів  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\varphi$ ) був не меншим 1 хв.

Отримані в процесі лабораторно – польових досліджень значини кутів  $\alpha$ ,  $\beta$  і  $\varphi$  у вигляді оцифрованих даних переносили в програмне середовище Microsoft Excel . Потім для кожного із масивів експериментальних даних з урахуванням заданого рівня довірчої ймовірності розраховували наступні статистичні характеристики:

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

За окремою програмою розраховували нормовані взаємні кореляційні функції між:

- курсовим кутом блоково-модульного МГА та кутом повороту керування коліс енергетичного модуля МЕЗ ( $\varphi - \alpha$ );
- кутом повороту ТМ та курсовим кутом агрегату ( $\beta - \varphi$ ).

Із аналізу цих функцій встановлювали рівень (тісноту) кореляційного зв'язку та фазового зсуву між курсовим кутом  $\varphi$  – з однієї сторони, і кутами  $\alpha$  і  $\beta$  – з іншої.

Нормована кореляційна функція репрезентує інформацію у всіх чотирьох квадрантах. По перше, тіснота кореляційного зв'язку дозволяє вста-



новити його характер: позитивний чи від'ємний. Перший має місце тоді, коли максимум нормованої кореляційної функції знаходиться або у першому, або у другому квадрантах. Іншими словами, коли найбільша значина розглядуваної функції є позитивною.

Відповідно, від'ємний кореляційний зв'язок між оцінюваними параметрами є тоді, коли максимум нормованої кореляційної функції знаходиться у третьому, а бо четвертому квадрантах.

Характер фазового зсуву між досліджуваними параметрами вказує який із них є входом, а який - виходом. А саме, якщо максимум нормованої кореляційної функції знаходиться у першому або четвертому квадрантах, то передбачуваний вхідний вплив розглядуваної динамічної системи є дійсно входом. Натомість, коли максимальна значина кореляційної функції розташована у другому чи третьому квадрантах, то тоді передбачуваний вхідний вплив динамічної системи насправді є виходом. У цьому випадку зміна його значини є результатом реакції динамічної системи на вплив того параметра, який до цього розглядався у якості вихідного.

Для реалізацій вологості і щільності ґрунту, а також висоти стерні розраховували лише середню значину. Оскільки для профілю шляху (агротехнічного фону) така статистична характеристика фізичної суті не має, то для нього визначали наступні величини:

- дисперсію;
- нормовану кореляційну функцію;
- нормовану спектральну щільність.

### 3.5 Методика перевірки математичної моделі блоково-модульного машинно-тракторного агрегату на адекватність

Поставлену задачу вирішували шляхом порівняння теоретичної та експериментальної амплітудних частотних характеристик транспортного руху блоково-модульного агрегату.

У якості оцінюваної приймали АЧХ відпрацювання дослідним МТА, як динамічною системою, керуючого впливу у вигляді кута повороту керування коліс енергетичного модуля МЕЗ. Для отримання цієї теоретичної амплітудно-частотної характеристики використовували виведену у другому розділі передаточну функцію  $[W_1(p)]$  по керуючому впливу відносно курсового кута енергетичного модуля МЕЗ:

$$W_1(p) = \frac{D_1}{D_0} = \frac{b_4 \cdot p^3 + b_3 \cdot p^2 + b_2 \cdot p + b_1}{a_6 \cdot p^4 + a_5 \cdot p^3 + a_4 \cdot p^2 + a_3 \cdot p + a_2} \quad (3.4)$$

У виразі (3.4):

$$b_4 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$$

$$b_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot B_{11} + A_{11} \cdot A_{35} \cdot B_{21};$$

$$b_2 = A_{11} \cdot A_{36} \cdot B_{21} + A_{12} \cdot A_{35} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{35} \cdot B_{11} - A_{22} \cdot A_{15} \cdot B_{21};$$

$$b_1 = A_{12} \cdot A_{36} \cdot B_{21} - A_{22} \cdot A_{36} \cdot B_{11} - A_{32} \cdot A_{16} \cdot B_{21}.$$

$$a_6 = A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{31};$$

$$a_5 = A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{23} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{35};$$

$$a_4 = A_{11} \cdot A_{31} \cdot A_{24} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{31} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{31} + A_{11} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + \\ + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{35} - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{15} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{35};$$

$$a_3 = A_{12} \cdot A_{31} \cdot A_{24} - A_{22} \cdot A_{31} \cdot A_{14} + A_{12} \cdot A_{21} \cdot A_{36} + A_{11} \cdot A_{23} \cdot A_{36} - \\ - A_{21} \cdot A_{32} \cdot A_{16} + A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{35} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{35} - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{15};$$

$$a_2 = A_{11} \cdot A_{24} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{23} \cdot A_{36} + A_{12} \cdot A_{24} \cdot A_{35} - A_{13} \cdot A_{22} \cdot A_{36} - \\ - A_{22} \cdot A_{14} \cdot A_{35} - A_{23} \cdot A_{32} \cdot A_{16} - A_{32} \cdot A_{15} \cdot A_{24}.$$

$$A_{11} = M_M;$$

$$A_{12} = (k_a + k_B + k_c + P_{fa} + P_{fc} - F_B)/V_o;$$

$$A_{13} = [(L + a_M) \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M \cdot (k_B - F_B)]/V_o;$$

$$A_{14} = - (k_a + k_B + P_{fa} - F_B);$$

$$A_{15} = a_M \cdot (k_c + P_{fc});$$

$$A_{16} = - (k_c + P_{fc});$$

$$A_{21} = J_T;$$

$$A_{22} = A_{13};$$

$$A_{23} = [(L + a_M)^2 \cdot (k_a + P_{fa}) + a_M^2 \cdot (k_B - F_B)]/V_o;$$

$$A_{24} = - A_{22} \cdot V_o;$$

$$A_{25} = A_{26} = A_{33} = A_{34} = B_{31} = 0;$$

$$A_{31} = J_M;$$

$$A_{32} = - A_{15}/V_o;$$

$$A_{35} = (K_M + A_{32} \cdot a_M);$$

$$A_{36} = A_{15}.$$

Для розрахунку теоретичної АЧХ  $[A_T(\omega)]$  спочатку визначали коефіцієнти  $A_{ij}$  системи (3.4). Для цього використовували конкретні конструктивні і кінематичні параметри дослідного блоково-модульного агрегату, які входять у вирази  $A_{ij}$ .

Наступним етапом було знаходження коефіцієнтів  $a_6 \dots a_2$  і  $b_4 \dots b_1$ . В кінцевому рахунку за відомим із теорії автоматичного регулювання алгоритмом на ЕОМ розраховували теоретичну характеристику  $A_T(\omega)$  нашої динамічної системи - досліджуваного блоково-модульного МТА.

Експериментальну амплітудно-частотну характеристику цього ж, але ще не оптимізованого за параметрами машинно-тракторного агрегату, знаходили із виразу [81]:

$$A_E(\omega) = \frac{\sigma_y}{\sigma_x} \cdot \sqrt{\frac{S_y}{S_x}},$$

- де  $\omega$  - частота коливань вхідного та вихідного параметрів;  
 $\sigma_y, S_y$  – середнє квадратичне відхилення та нормована спектральна щільність вихідного параметру;  
 $\sigma_x, S_x$  – середнє квадратичне відхилення та нормована спектральна щільність вхідної величини.

За вхідну величину приймали керуючий вплив – коливання кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ ( $\alpha$ ).

Вихідним параметром був курсовий кут ЕМ блоково-модульного агрегату ( $\varphi$ ) під час виконання ним транспортного руху.

Під час проведення спеціального польового експерименту на ЕОМ з допомогою згаданого вище аналогово-цифрового перетворювача реєстрували коливання кутів  $\alpha$  і  $\varphi$ .

У подальшому на ЕОМ, використовуючи масиви даних коливань кутів  $\alpha$  і  $\varphi$ , розраховували наступні статистичні характеристики вхідного і вихідного параметрів:

- $\sigma_\alpha$  і  $S_\alpha$  - середнє квадратичне відхилення (стандарт) та нормована спектральна щільність кута повороту керованих коліс ЕМ;
- $\sigma_\varphi$  і  $S_\varphi$  - середнє квадратичне відхилення (стандарт) та нормована спектральна щільність курсового кута ЕМ МЕЗ.

Насамкінець розраховували експериментальну амплітудно-частотну характеристику  $[A_E(\omega)]$  дослідного МТА при відпрацюванні ним вхідного сигналу – кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ:

$$A_E(\omega) = \frac{\sigma_\varphi}{\sigma_\alpha} \cdot \sqrt{\frac{S_\varphi}{S_\alpha}} \quad (3.5)$$

Про адекватність розробленої математичної моделі судили після порівняння амплітудних частотних характеристик  $A_E(\omega)$  і  $A_T(\omega)$ . Прийнятний збіг теоретичної та експериментальної амплітудних частотних характеристик одного і того ж агрегату в межах робочого діапазону частот коливань керуючого впливу ( $0 \dots 3 \text{ с}^{-1}$ ) дає право проводити подальше достовірне теоретичне моделювання.

## РОЗДІЛ 4

РЕЗУЛЬТАТИ ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ  
БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА4.1 Визначення залежності коефіцієнта гідравлічного опору  
демпферної шайби від діаметра її отвору

При проведенні лабораторних досліджень, як уже відмічалось у третьому розділі, прохідний діаметр демпферної шайби мав чотири значини: 8, 4, 2 і 1 мм. Перша із них (8 мм) була умовною. У цьому варіанті шайба не установлювалась взагалі, а прохідний діаметр визначався діаметром отвору штуцера гідравлічного шлангу, який з'єднував під- і надпоршньову порожнини циліндра технологічного модуля.

Було встановлено, що зі зменшенням прохідного діаметра коефіцієнт гідравлічного опору демпферної шайби, розрахований за формулою (3.2), збільшується (рис. 4.1).

Отримана залежність є нелінійною і з достатньою для практики точністю (коефіцієнт детермінації  $R^2_d = 0,94$ ) описується наступною параболічною залежністю:

$$K_M = (0,02 \cdot d^2 - 0,36 \cdot d + 1,67) \cdot 10^6. \quad (4.1)$$

Вираз (4.1) має велику практичну значущість. Так, за результатами математичного моделювання (див. параграфи 2.4 і 2.5) було встановлено, що задовільну керованість та стійкість транспортного руху досліджуваний блоково-модульний машинно-тракторний агрегат має тоді, коли значина коефіцієнта гідравлічного опору демпферної шайби ( $K_M$ ) є більшою за 1000000 Н·м·с/рад. (тобто  $10^6$  Н·м·с/рад.).

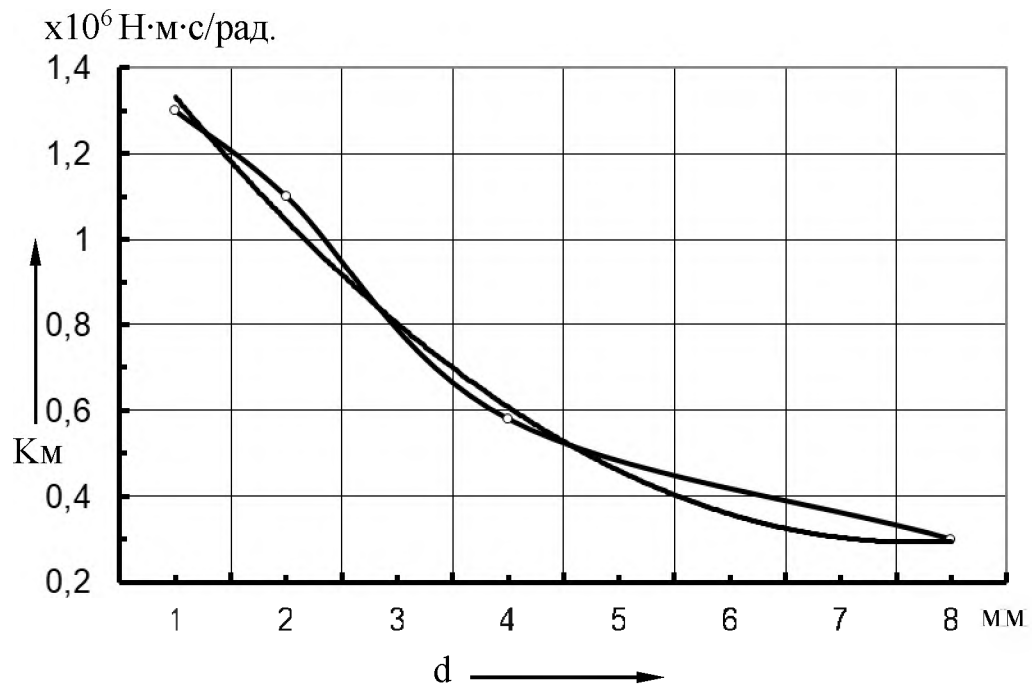


Рисунок 4.1 – Залежність коефіцієнта гідравлічного опору демпферної шайби ( $K_M$ ) від діаметра її отвору ( $d$ ):  
 (—) – теоретична; (—○—) – експериментальна

І тут на цілком логічне питання, яким чином на практиці реалізувати цю вимогу, бажану відповідь дає саме залежність (4.1). Із її аналізу випливає, що для цього в штуцер шлангу, який з'єднує над- і підпоршньову порожнини гідравлічного циліндру технологічного модуля МЕЗ, слід вставити демпферну шайбу, діаметр прохідного отвору якої є не більшим, ніж 2,2 мм.

Прийнятним є і варіант установки демпферних шайб у обидва гідроциліндри, але діаметр прохідного отвору кожної із них має бути не більшим за 5 мм.

Цілком можливо, що під час руху блоково-модульного МТА перепуск оливи з надпоршньової порожнини гідроциліндра у підпоршньову через дросель буде супроводжуватися нагріванням гідрорідини і відповідним зменшенням її густини та в'язкості. Проте, у використовуваного нами дроселя довжина прохідного отвору практично дорівнює його діаметру<sup>1</sup>.

<sup>1</sup> При такому співвідношенні діаметра і довжини отвору дроселя його прийнято називати

А в цьому випадку, як показують дослідження [102], значина гідравлічного опору дроселя практично не залежить від в'язкості гідравлічної рідини (оливи).

До того ж, нами експериментально встановлено, що під час довготривалого транспортного руху блоково-модульного агрегату по полю протягом контрольної зміни (7 год.) різниця температури оливи в гідроциліндрі ТМ не перевищувала 2°C.

#### 4.2 Результати перевірки математичної моделі блоково-модульного МТА на адекватність

Блоково-модульний агрегат у складі трактора МТЗ-80, технологічного модуля та навісного плуга ПЛН-5-35 (рис. 3.1) досліджували під час здійснення ним переїзду з одного поля на друге. Транспортний рух здійснювався при цьому по стерні озимої пшениці (табл. 4.1) поперек напрямку посіву.

Таблиця 4.1

##### Основні характеристики агротехнічного фону

Показник	Значина
Вологість ґрунту (%) в шарі: 0...15 см	10,4
Щільність ґрунту в шарі 0...15 см, г/см <sup>3</sup>	1,24
Висота стерні, см	15,6
Густота стерні, шт./м <sup>2</sup>	498
Стандарт коливань нерівностей агрофону, ± см	2,1



Як показав аналіз отриманих експериментальних даних, середнє квадратичне відхилення коливань курсового кута енергетичного модуля МЕЗ ( $\sigma_\varphi$ ) становило  $\pm 0,7$  град.

Основана доля дисперсії цього параметра, як впливає із характеру нормованої спектральної щільності  $S_\varphi$  (рис. 4.2б), зосереджена в діапазоні частот  $0 \dots 3 \text{ c}^{-1}$ . А такий діапазон коливань досліджуваного процесу прийнято вважати низькочастотним [81].

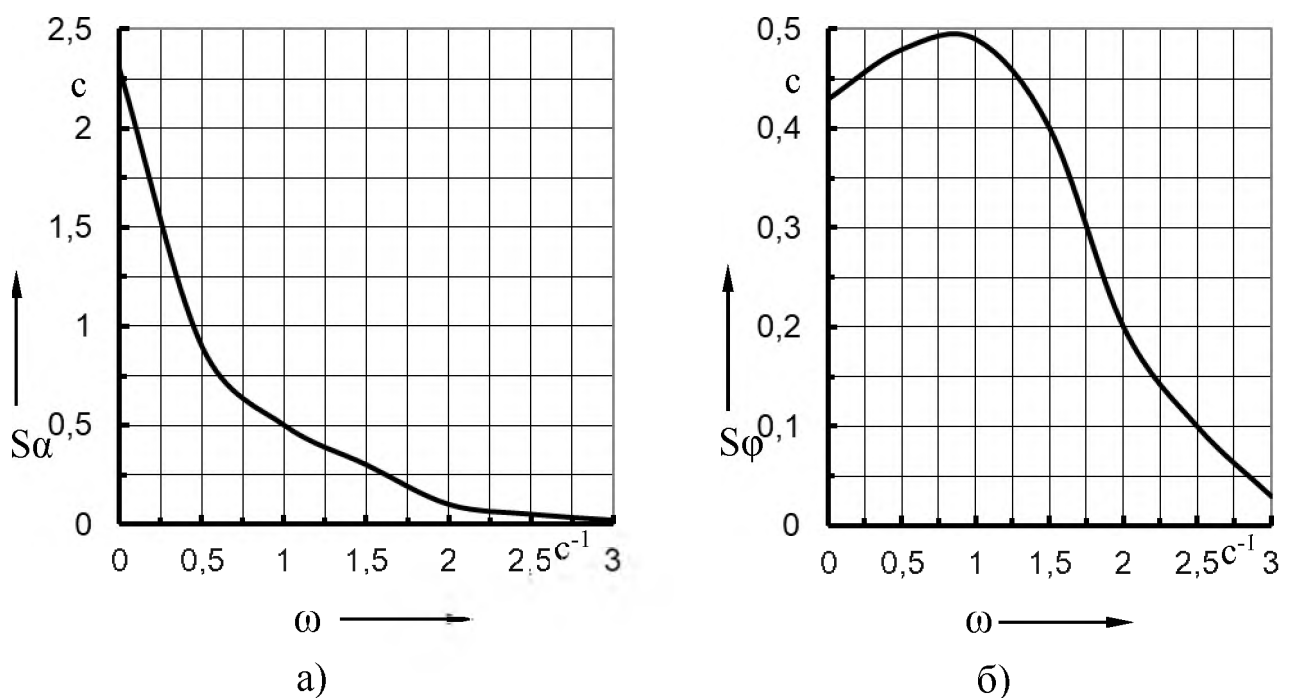


Рисунок 4.2 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту повороту керованих коліс (а) та курсового кута (б) енергетичного модуля блоково-модульного агрегату

Стандарт коливань кута повороту керованих коліс енергетичного модуля (тобто трактора МТЗ-80) МЕЗ ( $\sigma_\alpha$ ) був дещо більшим і дорівнював  $\pm 1,0$  град. Що стосується спектру дисперсії коливань величини  $\alpha$  ( $S_\alpha$ ), то він, як і для курсового кута  $\varphi$ , зосереджений в тому ж діапазоні частот –  $0 \dots 3 \text{ c}^{-1}$  (рис. 4.2а).

Обидва процеси, як бачимо, є низькочастотними. До того ж вони і аперіодичні, оскільки внутрішні структури коливань курсового кута і кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ, як свідчать нормовані кореляційні функції (на рисунках не показані), не містять будь-яких періодичних складових.

Далі із отриманих експериментальних даних за формулою (3.5) розраховували експериментальну амплітудну частотну характеристику блоково-модульного агрегату при відпрацюванні ним керуючого впливу під час виконання транспортного переміщення по полю. Отриману експериментальну АЧХ порівнювали із теоретичною (рис. 4.3).

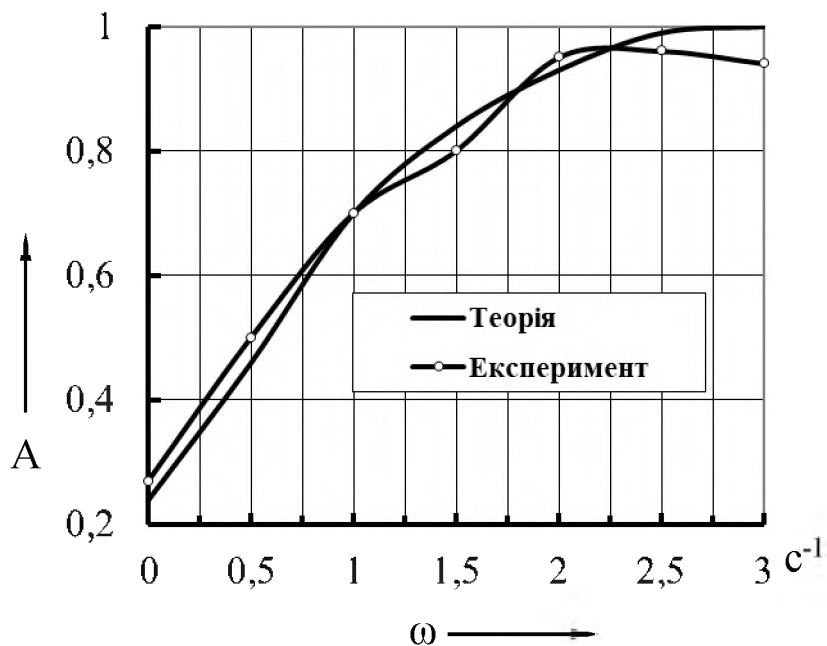


Рисунок 4.3 – Теоретична та експериментальна АЧХ транспортного руху блоково-модульного агрегату

При розрахунках теоретичної амплітудно-частотної характеристики транспортного руху блоково-модульного агрегату використовували передавальну функцію  $W_1(p)$  (див. вираз 3.4). Значини усіх величин, які входять до вказаної передавальної функції, були наступними:

$$V_o = 2,85 \text{ м/с};$$

$$k_a = 30 \text{ кН/рад.}; \quad k_b = 160 \text{ кН/рад.}; \quad k_c = 210 \text{ кН/рад.};$$

$$P_{fa} = 1,27 \text{ кН}; \quad F_b = 7,1 \text{ кН}; \quad P_{fc} = 3,27 \text{ кН};$$

$$M_M = 7120 \text{ кг}; \quad J_T = 15,7 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2; \quad J_M = 15,9 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2;$$

$$L = 2,37 \text{ м}; \quad a_M = b_M = 1,22 \text{ м}; \quad K_M = 0.$$

Ці параметри були визначні для розглядуваного нами конкретного дослідного блоково-модульного машинно-тракторного агрегату.

Причому, одну частину із них знаходили шляхом здійснення відповідних розрахунків, решту – безпосереднім вимірюванням за методикою, викладеною у попередньому розділі даної дисертаційної роботи.

Аналіз рис.4.3 показує, що візуально найбільша розбіжність експериментальних і теоретичних даних має місце на частотах коливань керуючого впливу (кута повороту керованих коліс енергетичного модуля модульного енергетичного засобу) 1,5 і 3,0 с<sup>-1</sup>. Проте, у відносному співвідношенні експериментальні значини амплітудно-частотної характеристики найбільше відрізняються від теоретичних на частотах, менших за 1 с<sup>-1</sup>. Найбільша різниця має місце при нульовій частоті керуючого впливу і становить 12,5%.

Такий збіг натурних та розрахункових даних вказує на адекватність розробленої математичної моделі. А це, своєю чергою, дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів досліджуваного нами блоково-модульного агрегату під час виконання ним транспортного руху.

#### 4.3 Статистичні характеристики профілю шляху

У другому розділі дисертаційної роботи було вказано, що збурювальними факторами, які діють на дослідний блоково-модульний агрегат, як на

динамічну систему, є головний вектор ( $R_M$ ) і головний момент ( $M_M$ ) зовнішніх сил (див. рис. 2.1).

Коливання  $R_M$  і  $M_M$  обумовлені впливом на МТА профілю шляху. Для оцінки його нерівностей під час досліджень визначали профіль поля за методикою, викладеною у попередньому розділі. Причому, коливання нерівностей агрофону визначали як до (табл. 4.1), так і після його луцення.

Використовуючи отримані дані, розраховували такі статистичні характеристики, як дисперсія ( $D$ ) і нормовані кореляційна функція  $R(l)$  та спектральна щільність  $S(\omega)$  (рис. 4.4, 4.5).

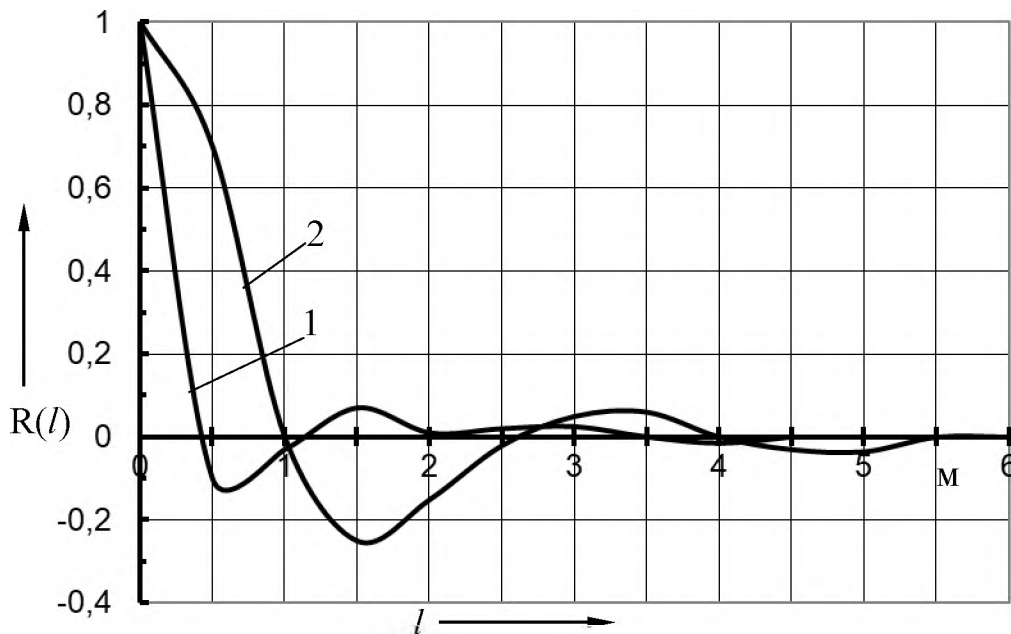


Рисунок 4.4 – Нормовані кореляційні функції профілю поля до (1) і після луцення (2) стерні озимої пшениці

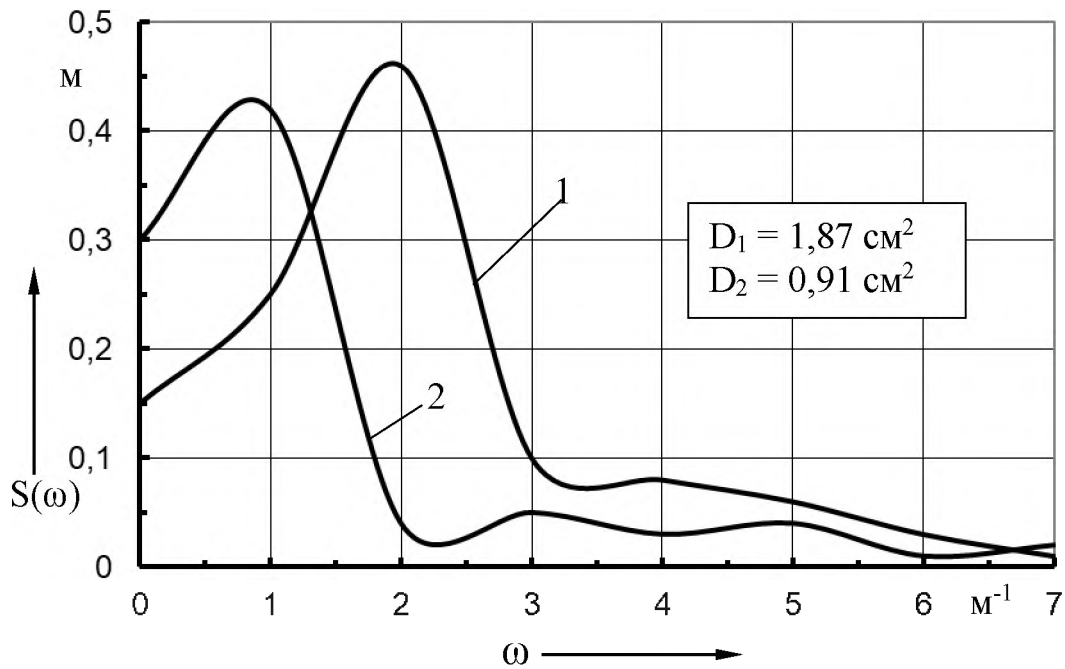


Рисунок 4.5 – Нормовані спектральні щільності профілю поля до (1) і після лушення (2) стерні озимої пшениці

При цьому, аргумент  $l$  функції  $R(l)$  має розмірність довжини (м), а аргумент  $\omega$  функції  $S(\omega)$  – розмірність  $\text{m}^{-1}$ . Саме ці статистичні характеристики  $[R(l), S(\omega), D]$  і визначають коливання випадкової величини (ординат нерівностей профілю поля  $Z_n$ ) у функції шляху  $L - Z_n(L)$ .

Однак, при аналізі динаміки руху МТА головну роль відіграють не сама випадкова функція  $Z_n(L)$ , а її вплив на агрегат, який буде різним за різної зміни швидкості руху останнього.

Саме тому для характеристики профілю шляху, як функції впливу на характер функціонування того чи іншого агрегату, слід розглядати випадковий процес з аргументом  $t$ , який має розмірність часу.

Перехід від випадкової функції  $Z_n(L)$  до  $Z_n(t)$  здійснюється шляхом ділення аргументу  $L$  на значину робочої швидкості руху машинно-тракторного агрегату. Аналогічно поступають і з такою статистичною характеристикою профілю шляху, якою є нормована кореляційна функція. У нашому випадку – це  $R(l)$ .

Натомість, у нормованій спектральній щільності аргумент  $\omega$  слід помножити на швидкість робочого руху МТА  $V_0$ . Розмірність аргументу статистичної характеристики  $S(\omega)$  приймає при цьому розмірність кругової частоти, тобто  $\text{с}^{-1}$ . При діленні значини  $\omega$  при цьому на величину  $2\pi$ , отримуємо частоту коливань параметра в Гц.

Аналіз отриманих статистичних характеристик профілю шляху, по якому здійснювався транспортний рух блоково-модульного МТА, показує наступне. Довжина кореляційного зв'язку<sup>2</sup> у нормованій кореляційній функції коливань агротехнічного фону до лушення практично вдвічі менша, ніж після подрібнення стерні озимої пшениці (див. рис. 4.4). Так, якщо для першого варіанту значина  $R(l)$  становить 0,48 м, то для другого – 1 м. За швидкості руху дослідного МТА 2 м/с це відповідно становить 0,24 і 0,5 с.

При цьому слід підкреслити, що обидві розглядувані статистичні характеристики не містять явно вираженої періодичної складової. В якійсь мірі вона проявляється на фоні до лушення стерні, але цього недостатньо, аби чітко виявити об'єкт, який її генерує.

Із оцінювання нормованих спектральних щільностей випливає, що дисперсія (тобто енергія) коливань нерівностей профілю поля до лушення стерні більша за аналогічну характеристику для обробленого фону. Причому, ця різниця є суттєвою і не випадковою. Пояснюється це тим, що дійсна значина F-критерію Фішера  $F_d = D_1/D_2 = 1,87/0,91 = 2,05$  значно більша за табличну значину цього показника, яка для статистичного рівня значущості 0,05 дорівнює 1,39 [95]. Тобто, з довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій відхиляється і вони є статистичними характеристиками двох різних процесів.

---

<sup>2</sup> значина аргументу, при якій нормована кореляційна функція вперше стає рівною нулю

Більш красномовно про це свідчать спектри порівнюваних дисперсій (див. рис.4.5). Якщо для необробленого профілю шляху частота зрізу становить  $6 \text{ м}^{-1}$ , то для злушеного вона втричі менша ( $2 \text{ м}^{-1}$ ). Причому, у першому варіанті максимум нормованої спектральної щільності припадає на більш високу частоту ( $1,9 \text{ м}^{-1}$  проти  $0,85 \text{ м}^{-1}$ ).

Із приведено вище аналізу однозначно випливає, що прийнятий для досліджень незлушений профіль поля є більш високочастотним, ніж злушений. Справа в тому, що подрібнення стерні супроводжується і відповідним розпушенням ґрунту. Висота нерівностей оброблюваного фону при цьому зменшується. Це, своєю чергою, приводить до зменшення дисперсії коливань – з одного боку, і до розширення смуги частот – з другого.

Водночас, різниця в частотах коливань нерівностей оцінюваних профілів є відносною. Проаналізуємо цей постулат ґрунтовніше. У більш високочастотного процесу основна доля дисперсії коливань нерівностей шляху припадає на діапазон частот  $0 \dots 6 \text{ м}^{-1}$  (див. рис. 4.5).

За швидкості робочого руху досліджуваного машинно-тракторного агрегату на рівні  $2 \text{ м/с}$ , наприклад, це  $0 \dots 12 \text{ с}^{-1}$  або всього приблизно  $0 \dots 2$  Гц. Дисперсія ж коливань нерівностей профілю необробленого поля зосереджена у вдвічі вузшому діапазоні: приблизно  $0 \dots 1$  Гц.

#### 4.4 Експериментальна оцінка стійкості транспортного руху блоково-модульного агрегату

Як уже підкреслювалося вище, блоково-модульний агрегат рухався по двох фонах: необробленому та злушеному полі. На кожному із них він мав два швидкісних режими:  $1,7$  та  $3,1 \text{ м/с}$ .

Аналіз отриманих даних показав наступне. Дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові

агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот  $0,25 \dots 1,50 \text{ с}^{-1}$  (рис. 4.6).

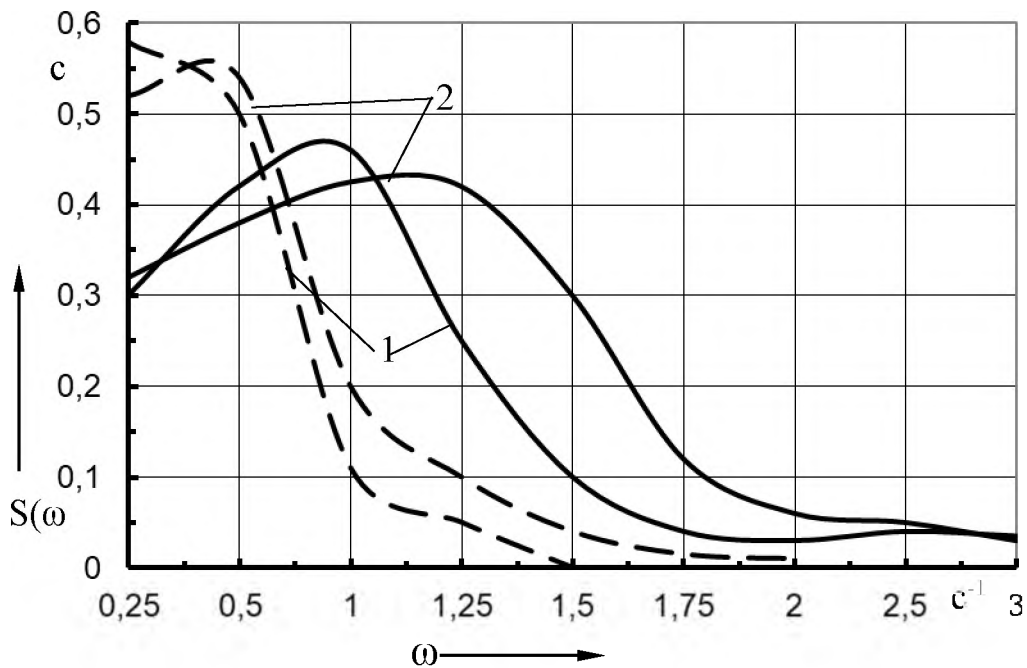


Рисунок 4.6 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту ( $\beta$ ) технологічного модуля МЕЗ при різних швидкостях руху МТА на злущеному (- - -) та необробленому (—) фонах:  
1 – 1,7 м/с; 2 – 3,1 м/с

Натомість, під час переміщення блоково-модульного МТА по необробленому фонові цей діапазон був вдвічі ширшим:  $0,25^3 \dots 3,00 \text{ с}^{-1}$ . Це практично однозначно вказує на те, що коливання технологічного модуля МЕЗ з плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому.

Такий результат досягнуто за рахунок більшої вирівняності мікрорельєфу злущеного поля. Навіть за швидкості блоково-модульного агрегату 3,1 м/с частота зрізу коливань профілю такого агротехнічного фону не перевищує  $6 \text{ с}^{-1}$  або 0,95 Гц. При  $V_0 = 1,7 \text{ м/с}$  вона взагалі менша за  $3,14 \text{ с}^{-1}$  тобто 0,5 Гц (рис. 4.7а).

<sup>3</sup> Мінімальна значина  $\omega$  у цьому випадку не може дорівнювати нулю, оскільки кутові коливання ТМ мають місце при будь-якій дійсній вирівняності мікрорельєфу поля



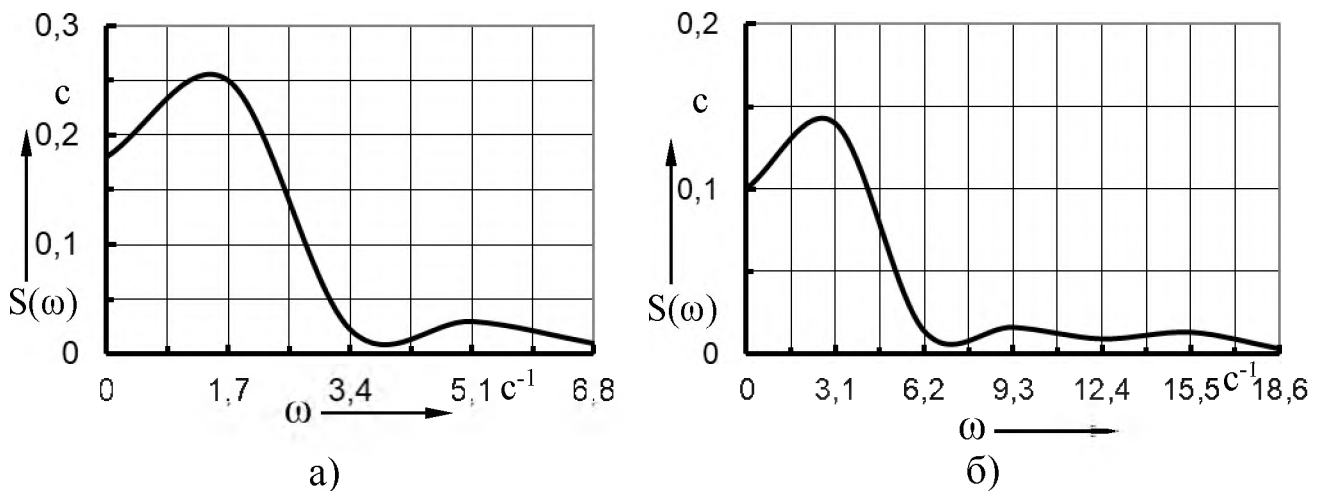


Рисунок 4.7 – Нормовані спектральні щільності коливань профілю обробленого (злущеного) поля за швидкості руху МТА 1,7 м/с (а) та 3,1 м/с (б)

В той же час, частота зрізу коливань профілю необробленого поля за швидкості руху досліджуваного блоково-модульного агрегату 1,7 м/с становить приблизно  $10,0 \text{ c}^{-1}$ , а при  $V_0 = 3,1 \text{ м/с}$  вона зростає до  $18,6 \text{ c}^{-1}$  або майже до 3 Гц (рис. 4.8).

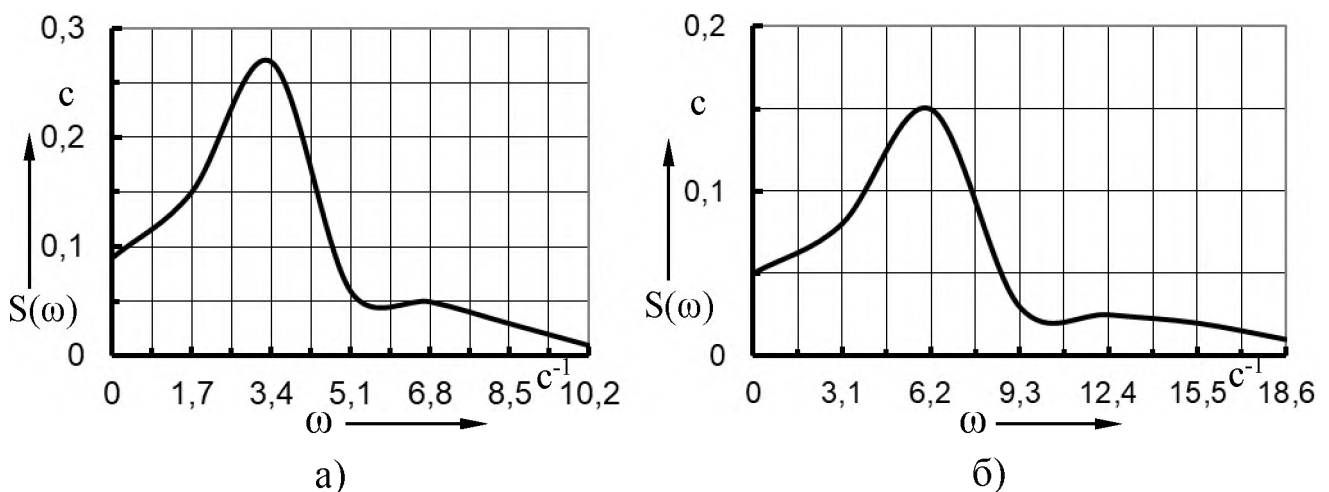


Рисунок 4.8 – Нормовані спектральні щільності коливань профілю необробленого поля за швидкості руху МТА 1,7 м/с (а) та 3,1 м/с (б)

Не дивлячись на те, що коливання нерівностей профілю необробленого поля мають більш розтягнутий спектр, їх дисперсія більша (див. рис. 4.6).

Так, за швидкості руху машинно-тракторного агрегату 3,1 м/с значина цього показника дорівнює 2,25 град.<sup>2</sup>. При переміщенні агрегату з цією ж швидкістю на злущеному поля дисперсія кутових коливань ТМ становила 0,98 град.<sup>2</sup>. Дійсна значина загальновідомого F-критерію Фішера дорівнювала при цьому  $F_d = 2,25/0,98 = 2,30$ , а таблична (на статистичному рівні значущості 0,01) – 1,39 [95]. Із цього випливає, що нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій відхиляється, оскільки

$$F_d = 2,30 > F_T = 1,39.$$

Отримана різниця між оцінюваними статистичними характеристиками (тобто дисперсіями) є не випадковою і суттєвою.

Слід підкреслити, що максимальні значини дисперсій коливань нерівностей профілів обробленого (злущеного) і необробленого агротехнічних фонів припадають на різні частоти. На злущеному полі вони становлять 1,5 м/с ( $V_o = 1,7$  м/с) і  $2,8 \text{ с}^{-1}$  ( $V_o = 3,1$  м/с, див. рис. 4.7). На необробленому полі – 3,3 і  $6,1 \text{ с}^{-1}$  відповідно (див. рис. 4.8).

Спробуємо проаналізувати, як ці частоти співвідносяться із частотою власних кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом ( $\omega_{TM}$ ). Згідно з [103], вказану частоту  $\omega_{TM}$  можна знайти із наступного виразу:

$$\omega_{TM} = \sqrt{\frac{C_{ШМ}}{J_M}},$$

де  $C_{ШМ}$  – сумарна кутова жорсткість шин технологічного модуля МЕЗ, кН·м/рад.;

$J_M$  – момент інерції ТМ з навісним плугом у горизонтальній

площині,  $\text{кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ .

Технологічний модуль МЕЗ обладнаний шинами 16,9R38. Для них, за даними [104],  $C_{\text{шм}} = 432 \text{ кН}\cdot\text{м}/\text{рад}$ . Момент інерції технологічного модуля, як у же вказувалось вище,  $J_{\text{м}} = 15,9 \text{ кН}\cdot\text{м}\cdot\text{с}^2$ .

Звідси отримуємо, що частота власних горизонтальних кутових коливань ТМ з навішеним на нього плугом становить  $\omega_{\text{ТМ}} = 5,2 \text{ с}^{-1}$ . Із розглянутих вище частот, на які припадає максимум дисперсій коливань нерівностей профілю поля, до значини  $\omega_{\text{ТМ}}$  найближчою є частота коливань нерівностей профілю необробленого поля за швидкості руху блоково-модульного МТА  $3,1 \text{ м}/\text{с} - 6,1 \text{ с}^{-1}$  (див. рис. 4.8б). Саме із-за цього на вказаному режимові руху агрегату кутові коливання ТМ з плугом мають найбільшу дисперсію (див. рис. 4.6).

Частоти максимальних значин дисперсій вертикальних коливань нерівностей профілю злушеного поля значно менші за  $\omega_{\text{ТМ}}$ , що і обумовлює зниження амплітуди кутових коливань ТМ із навішеним на нього знаряддям.

Динаміка коливального руху технологічного модуля з навішеним на нього знаряддям певним чином впливає на курсову стійкість ЕМ (тобто трактора). Як виявилось (рис. 4.9), у якісному плані характер нормованих спектральних щільностей зміни кута  $\varphi$  такий же, як і кута кутових коливань  $\beta$ .

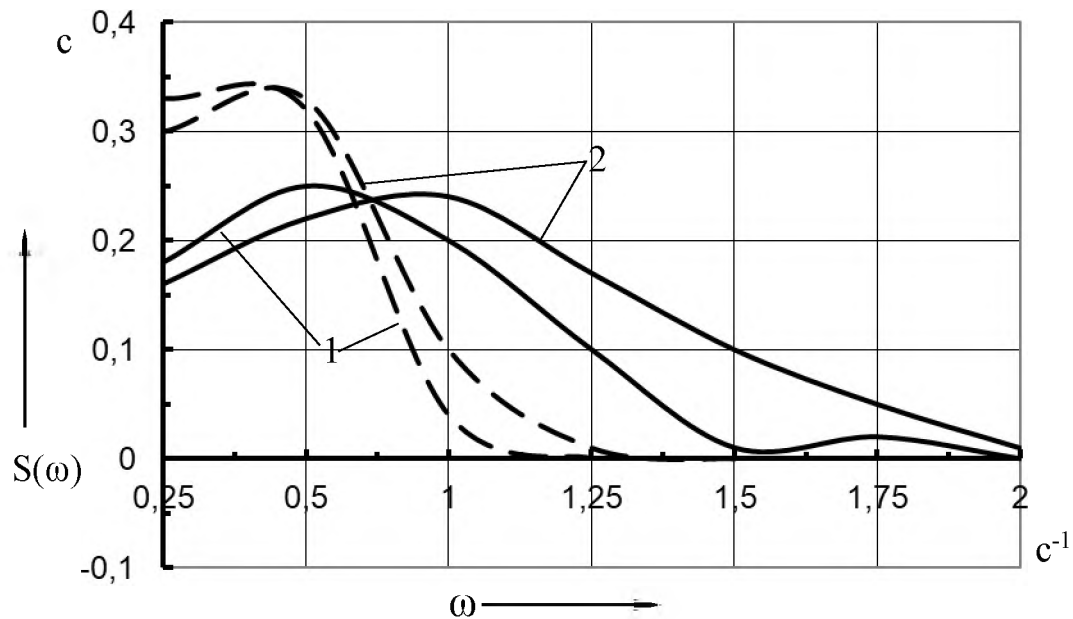


Рисунок 4.9 – Нормовані спектральні щільності коливань курсового кута ( $\varphi$ ) енергетичного модуля МЕЗ при різних швидкостях руху МТА на злушеному (- - -) та необробленому (—) фонах:  
1 – 1,7 м/с; 2 – 3,1 м/с

Різниця полягає в наступному. По-перше, частотний діапазон коливань курсового кута вузчий. Так, на злушеному агротехнічному фоні частота зрізу коливань кута  $\varphi$  навіть за швидкості МТА 3,1 м/с не перевищує 1,2  $\text{c}^{-1}$ . На необробленому полі цей показник менший за 2,0  $\text{c}^{-1}$ .

По-друге, максимуми оцінюваних нормованих спектральних щільностей (рис. 4.9) мають меншу значину і зміщені у бік більш низьких частот (див. рис. 4.6). При чому, це явище більш відчутне при більшій швидкості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату і особливо на необробленому агротехнічному фоні.

По-третє, дисперсія кутових коливань енергетичного модуля МЕЗ менша, ніж значина аналогічної статистичної оцінки для ТМ з навішеним знаряддям. В принципі такий результат цілком логічний, оскільки експлуата-

ційна маса трактора більша за сумарну масу технологічного модуля і агрегованого плуга.

Подальші дослідження проводили з метою визначення впливу дроселювання гідроциліндру технологічного модуля на динаміку його коливань у горизонтальній площині, а також коливань ЕМ. Для цього обрали більш впливовий фон – необроблене поле. На ньому блоково-модульний агрегат рухався лише з однією швидкістю –  $3,1 \text{ м/с}^4$ . Гідроциліндр технологічного модуля був задросельований при цьому шайбою з отвором діаметром 2 мм.

Аналіз експериментальних даних показав, що застосування демпфера з гідравлічним опором  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ . приводить до наступних наслідків. Спектр кутових коливань технологічного модуля МЕЗ разом з навішеним на нього ґрунтообробним знаряддям суттєво звужується, тобто стає більш низькочастотним (рис. 4.10).

Так, якщо за відсутності демпфера частота зрізу коливань кута  $\beta$  становила  $3 \text{ с}^{-1}$ , то при його застосуванні вона зменшилась до  $1,2 \text{ с}^{-1}$  або в 2,5 рази.

Максимум нормованої спектральної щільності з частоти  $1,12 \text{ с}^{-1}$  змістився на майже удвічі меншу частоту  $\omega = 0,5 \text{ с}^{-1}$ .

І, нарешті, найголовніше. Середнє квадратичне відхилення кутових коливань технологічного модуля зменшилось у п'ять разів, а дисперсія, відповідно, - у 25 (див. рис.4.10).

Якісні зміни динаміки кутових коливань енергетичного модуля МЕЗ після уведення дроселювання практично такі ж, як і у ТМ. Інша справа, що зменшення дисперсії коливань кута  $\phi$  відбулося при цьому не в 25 разів, як у кута  $\beta$ , а лише у 8 (рис. 4.11).

---

<sup>4</sup> середня значина

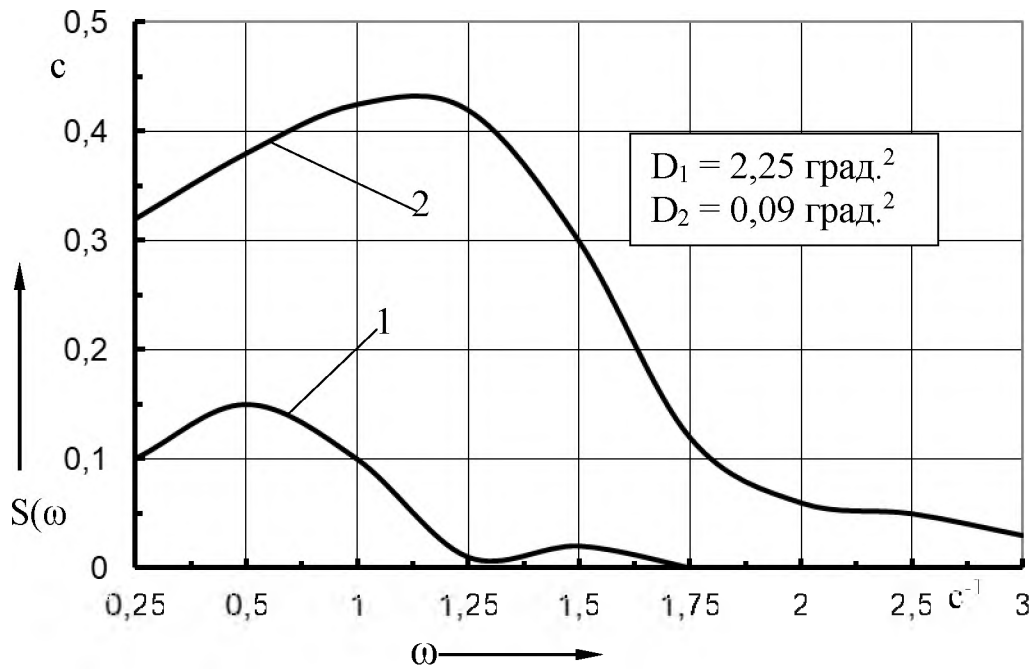


Рисунок 4.10 – Нормовані спектральні щільності коливань кута повороту ( $\beta$ ) технологічного модуля МЕЗ за різних рівнів дроселювання його гідроциліндру:  
1 –  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад.}$ ; 2 – 0

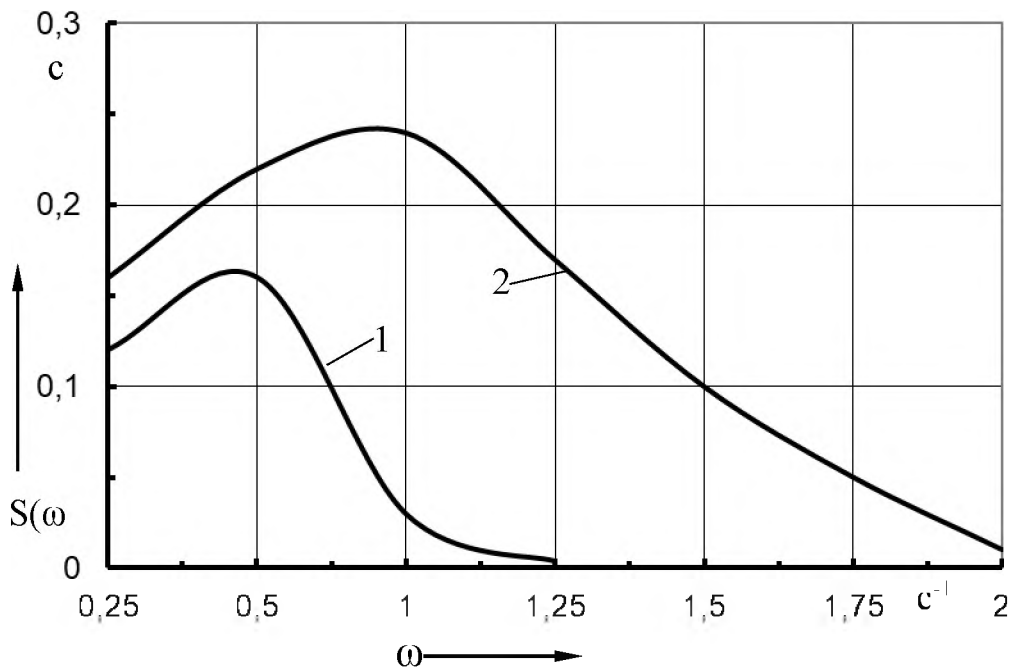


Рисунок 4.11 – Нормовані спектральні щільності коливань курсового кута ( $\phi$ ) енергетичного модуля МЕЗ за різних рівнів дроселювання гідроциліндру ТМ:  
1 –  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад.}$ ; 2 – 0

Крім того, нормовані спектральні щільності коливань кутів  $\beta$  і  $\varphi$  мають практично однакові статистичні характеристики. З цього можна зробити висновок, що динамічні процеси кутових переміщень енергетичного і технологічного модулів МЕЗ після уведення гідравлічного демпфера стали практично ідентичними.

З одного боку такий результат є не зовсім логічним. Оскільки енергетичний модуль у порівнянні з технологічним є більш інерційним, то і реагувати на кутові збурення він повинен менше. Тобто дисперсія його кутових коливань має бути меншою, а частотний діапазон зміни курсового кута  $\varphi$  – дещо вузьким у порівнянні з динамікою зміни кута  $\beta$ .

Проте є така обставина, як керуючий вплив. За його постійної наявності коливання курсового кута енергетичного модуля МЕЗ матимуть місце не тільки в результаті впливу такого збурення, як кут повороту ТМ. Саме цим і можна пояснити більш розширений спектр і дещо більшу дисперсію коливань курсового кута  $\varphi$  у порівнянні з передбачуваними їх значинами.

Приведений вище аналіз показує, що між кутовими коливаннями енергетичного і технологічного модулів МЕЗ існують кореляції. Причому, як без гідравлічного демпфірування, так і за його наявності.

Тісноту такого зв'язку розкриває нормована взаємна кореляційна функція між процесами зміни кутів  $\beta$  і  $\varphi$ . В даному випадку маємо наступний результат. За відсутності дроселювання гідроциліндру ТМ МЕЗ зв'язок між кутовими коливаннями його технологічного і енергетичного модулів хоча і є позитивним, але незначним. Максимальна значина нормованої взаємної кореляційної функції не перевищує 0,32 (рис. 4.12, крива 2).

Натомість, при уведенні гідравлічного демпфера з коефіцієнтом опору  $1,03 \times 10^6$  Н·м·с/рад. максимальна значина позитивного кореляційного зв'язку між кутовими коливаннями технологічного і енергетичного модулів МЕЗ зростає до 0,87 (рис. 4.12, крива 1), тобто збільшилась в 2,7 рази.

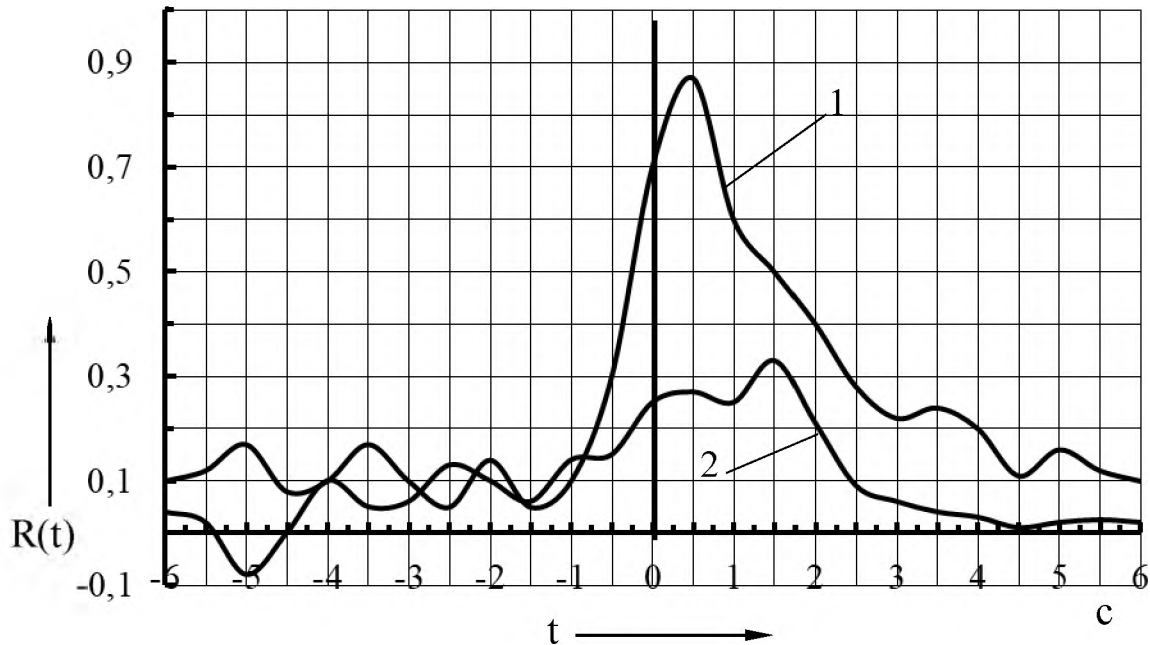


Рисунок 4.12 – Нормовані взаємні кореляційні функції коливань курсового кута  $\varphi$  від впливу коливань  $\beta$  за різних рівнів дроселювання гідроциліндру ТМ:  
1 –  $1,03 \times 10^6$  Н·м·с/рад.; 2 – 0

У цілому такий результат є позитивним. Адже одна річ, коли модулі МЕЗ здійснюють майже незалежні коливання у горизонтальній площині, і інша – коли вони відповідним чином є взаємозалежними. У останньому випадку енергетичний і технологічний модулі МЕЗ практично разом протидіють збурювальному впливу у вигляді розворотного моменту. А це позитивно відбивається на стійкості руху усього блоково-модульного агрегату, про що однозначно свідчать дані проаналізованого вище рис. 4.11.

Наступний позитивний момент полягає в тому, що взаємна кореляційна функція, як уже підкреслювалось вище, надає відповідну інформацію як про вхід та вихід динамічної системи, так і про наявність фазового зсуву між корельованими параметрами. В даному випадку – між кутами  $\beta$  і  $\varphi$ .

Оскільки максимуми обох функцій  $R(t)$  знаходяться у першому квадранті (див. рис. 4.12), то вхідною величиною такої динамічної системи, як блоково-модульний агрегат на основі МЕЗ, є кут повороту технологічного



модуля  $\beta$ , а вихідною – кут повороту ЕМ, тобто курсовий кут  $\varphi$ . Саме виходячи із такої умови і отримані проаналізовані нами нормовані кореляційні функції. Якби було навпаки, то тоді б їх максимуми для обох рівнів дроселювання гідроциліндру ТМ (або принаймні для першого варіанту) знаходилися б у другому квадранті.

Тепер щодо величини фазового зсуву, або запізнення вихідної величини по відношенню до вхідної. Як показує аналіз рис. 4.12, за відсутності дроселювання гідроциліндру ТМ реакція енергетичного модуля на кутові коливання енергетичного відбувається із запізненням приблизно у 1,5 с. Цілком зрозуміло, що це запізнення інерційне.

Водночас, при уведенні гідравлічного демпфера у вигляді шайби з отвором 2 мм енергетичний модуль МЕЗ починає швидше реагувати на зміни кута повороту технологічного модуля. У цьому варіанті запізнення ЕМ на кутові коливання ТМ зменшується на 1 с і становить 0,5 с.

В ідеалі така реакція енергетичного модуля є небажаною. З точки зору задовільної стійкості руху динамічної системи бажано, аби ЕМ якомога пізніше реагував би на таке збурення, як кутові коливання ТМ.

Проте, в дійсності вплив зменшення часу реакції енергетичного модуля під дією збурення на стійкість руху блоково-модульного МТА є незначним, оскільки уведення гідравлічного опору суттєво, як випливає із аналізу рис. 4.11, зменшує амплітуду (і дисперсію) коливань ЕМ. При відпрацюванні будь-якою динамічною системою збурення це є більш важливим і відчутним, ніж зменшення фазового зсуву.

За наявності гідравлічного демпфера зміна швидкості транспортного руху блоково-модульного агрегату в якісному плані здійснює такий же вплив на динаміку коливань ЕМ і ТМ, як і за його (демпфера) відсутності.

В кількісному плані отримана різниця незначна. В цілому із-за того, що гідродемпферний зв'язок модулів МЕЗ обумовлює суттєве зростання йо-

го інерційності. В результаті така динамічна система, як розглядуваний блоково-модульний агрегат, стає більш стійкою по відношенню до такого збурення, як збільшення швидкості його поступального руху. Причому, практично не залежно від стану досліджуваного нами агротехнічного фону: злуцне поле чи необроблена стерня зернової культури.

#### 4.5 Вплив коефіцієнта гідравлічного опору гідроциліндрів технологічного модуля МЕЗ на керованість руху блоково-модульного МТА

Під час проведення експериментальних досліджень керуючий вплив, тобто кут повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ, змінювався у вузькому діапазоні. Основна доля дисперсії коливань цього параметра зосереджена в діапазоні частот  $0 \dots 2,0 \text{ с}^{-1}$  або  $0 \dots 0,32 \text{ Гц}$  (рис.4.13).

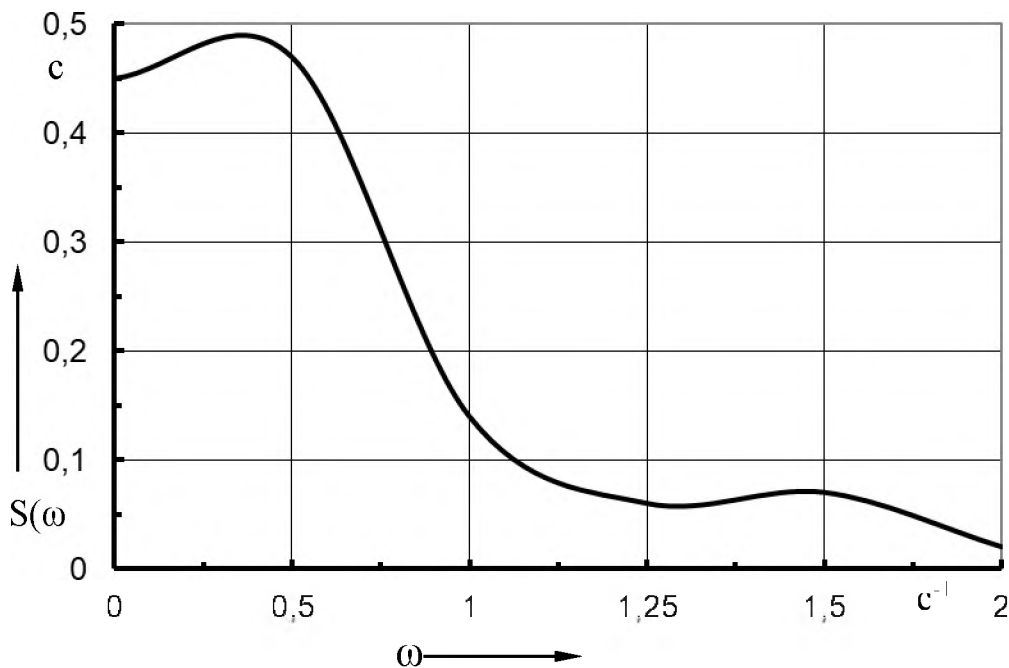


Рисунок 4.13 – Нормовані спектральні щільності коливань керуючого впливу – кута повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ

Максимальна значина нормованої спектральної щільності коливань кута  $\alpha$  припадає на досить низькі частоти  $0,30..0,35 \text{ c}^{-1}$ .

Дію керуючого впливу блоково-модульний агрегат відпрацьовував по різному в залежності від ступеню дроселювання гідроциліндру технологічного модуля. За його відсутності між кутом  $\alpha$  і курсовим кутом  $\varphi$  має місце позитивний кореляційний зв'язок. Проте, максимальна його значина не перевищує  $0,35$  і зміщена вліво від нульової ординати (рис. 4.14).

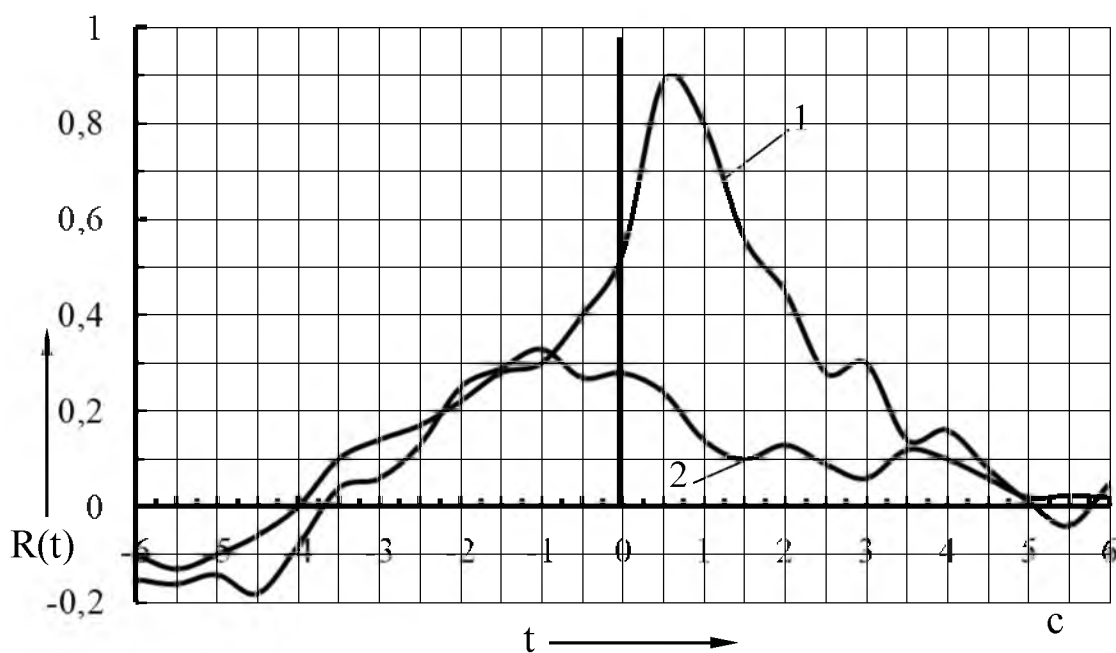


Рисунок 4.14 – Нормовані взаємні кореляційні функції коливань курсового кута  $\varphi$  від керуючого впливу  $\alpha$  за різних рівнів дроселювання гідроциліндру ТМ:  
1 –  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$ .; 2 – 0.

Це, правда апріорі, слід розцінювати так, що курсовий кут є входом динамічної системи, а кут повороту керованих коліс енергетичного модуля МЕЗ – виходом. Іншими словами, керуючий вплив є реакцією на зміну курсового кута  $\varphi$ , викликану тим чи іншим збуренням. Запізнення цієї реакції становить приблизно 1 с.

Натомість, при уведенні гідравлічного демпфера в гідроциліндр технологічного модуля з коефіцієнтом жорсткості  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с} / \text{рад}$ . характер

поведінки взаємної кореляційної функції  $\alpha$ - $\varphi$  принципово (якісно і кількісно) змінюється (крива 1, рис. 4.14).

По-перше, максимум взаємного кореляційного зв'язку між керуючим впливом і курсовим кутом енергетичного модуля досягає позначки 0,89. Це в 2,6 рази більше, ніж у попередньому варіанті налагодження ТМ.

По-друге, максимум взаємної кореляційної функції зміщений вправо від нульової ординати. А це вказує на те, що керуючий вплив є входом, а курсовий кут – виходом розглядуваної динамічної системи.

По-третє, запізнення реакції курсового кута на зміну кута повороту керуючих коліс енергетичного модуля зменшується майже вдвічі. Наразі воно становить 0,51 с. Такий результат є бажаним, оскільки відпрацювання розглядуваною нами слідкуючою системою керуючого впливу в ідеалі має бути миттєвим, тобто здійснюватися з нульовим запізненням. Оскільки на практиці цього досягти практично неможливо, всяке конструктивно-технологічне рішення, направлене на зменшення реакції системи на вхідний корисний сигнал, є бажаним.

## Висновки по розділу

1. З достатньою для практики точністю (коефіцієнт детермінації  $R^2_d = 0,94$ ) можна стверджувати, що експериментальна залежність коефіцієнта гідравлічного опору демпферної шайби ( $K_M$ ) від діаметра її прохідного отвору ( $d$ ) описується наступною параболічною залежністю  $K_M = (0,02 \cdot d^2 - 0,36 \cdot d + 1,67)10^6$ . Її використання дає можливість встановити, що для задовільної стійкості і керованості транспортного руху блоково-модульного МТА в штуцер шлангу, який з'єднує над- і підпоршньову порожнини гідравлічного циліндру технологічного модуля МЕЗ, слід вставити демпферну шайбу, діаметр прохідного отвору якої є не більшим, ніж 2,2 мм.
2. Найбільша різниця між експериментальними даними та результатами математичного моделювання на рівні 12,5% говорить про адекватність розробленої математичної моделі, що дає право використовувати її для достовірного обґрунтування схеми, режимів роботи і конструктивних параметрів досліджуваного нами блоково-модульного агрегату під час виконання ним транспортного руху.
3. Прийнятий для досліджень незлущений профіль поля є більш високочастотним, ніж злущений, оскільки подрібнення стерні супроводжується відповідним розпушенням ґрунту. Висота нерівностей оброблюваного фону при цьому зменшується. Це, в свою чергу, приводить до зменшення дисперсії коливань – з одного боку, і до розширення смуги частот – з другого.
4. Дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот  $0,25 \dots 1,50 \text{ с}^{-1}$ . Під час переміщення блоково-модульного МТА по необробленому фо-

- нові цей діапазон вдвічі ширший:  $0,25 \dots 3,00 \text{ c}^{-1}$ . Це вказує на те, що коливання ТМ з плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому.
5. Нуль-гіпотеза про рівність порівнюваних дисперсій коливань нерівностей злущеного і необробленого агротехнічних фонів відхиляється. З довірчою ймовірністю 99% можна стверджувати, що отримана різниця між оцінюваними статистичними характеристиками є не випадковою і суттєвою.
  6. Частоти максимальних значин дисперсій вертикальних коливань нерівностей профілю злущеного поля значно менші за частоту власних кутових коливань технологічного модуля з навішеним на нього знаряддям  $\omega_{\text{ТМ}} = 5,2 \text{ c}^{-1}$ , що в значній мірі покращує динаміку руху блоково-модульного агрегату у горизонтальній площині.
  7. Частотний діапазон коливань курсового кута вужчий, ніж діапазон коливань кута повороту ТМ. На злущеному агротехнічному фоні частота зрізу коливань кута  $\varphi$  навіть за швидкості МТА  $3,1 \text{ м/с}$  не перевищує  $1,2 \text{ c}^{-1}$ . На необробленому полі цей показник менший за  $2,0 \text{ c}^{-1}$ .
  8. Максимуми оцінюваних нормованих спектральних щільностей коливань курсового кута мають меншу значину і зміщені у бік більш низьких частот. При чому, це явище більш відчутне при більшій швидкості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату і особливо на необробленому агротехнічному фоні.
  9. Дисперсія кутових коливань енергетичного модуля МЕЗ менша, ніж значина аналогічної статистичної оцінки для ТМ з навішеним знаряддям, оскільки експлуатаційна маса трактора більша за сумарну масу технологічного модуля і агрегатованого плуга.
  10. При уведенні гідравлічного демпферу з коефіцієнтом опору  $1,03 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{м} \cdot \text{с/рад}$ . максимальна значина позитивного кореляційно-

го зв'язку між кутовими коливаннями технологічного і енергетичного модулів МЕЗ зростає до 0,87, тобто збільшується в 2,7 рази. У цьому випадку ЕМ і ТМ практично разом протидіють збурювальному впливу у вигляді розворотного моменту, що позитивно відбивається на стійкості руху усього блоково-модульного агрегату.

11. Гідравлічне демпферування гідроциліндра технологічного модуля з коефіцієнтом жорсткості  $1,03 \times 10^6$  Н·м·с/рад. дозволяє довести максимум взаємного кореляційного зв'язку між керуючим впливом і курсовим кутом енергетичного модуля до 0,89, змістити його вправо від нульової ординати і зменшити запізнення реакції курсового кута на зміну кута повороту керуючих коліс енергетичного модуля майже вдвічі.

## РОЗДІЛ 5

ОЦІНКА ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ  
БЛОКОВО-МОДУЛЬНОГО МТА

## 5.1 Вихідні дані для порівняльного аналізу блоково-модульних МТА

Експериментальному дослідженню підлягав один і той же орний агрегат (див. параграф 3.1), у якого в першому варіанті дроселювання гідроциліндра ТМ було відсутнє, а в другому – існувало.

В кожному варіанті налагодження блоково-модульний МТА здійснював оранку протягом однієї зміни, тривалістю 8 год. Показники його роботи були наступними:

- робоча ширина захвату,  $V_r$  - 1,77 м;
- середня глибина оранки,  $h$  - 25 см;
- середня швидкість робочого руху,  $V_p$  - 2,4 м/с (8,64 км/год.);
- основна (чиста) продуктивність,  $W_o$  - 1,53 га/год.

У принципі за однакової основної (чистої) продуктивності впровадження нової розробки потенційно впливає на змінну продуктивність. Його (вплив) вплив можна виразити через коефіцієнт використання змінного часу  $\tau_{зм}$ . Розглянемо цей постулат більш детально.

Згідно з ГОСТ 24055 – 88 коефіцієнт використання часу зміни при роботі того чи іншого агрегату знаходять із виразу:

$$\tau_{зм} = 1/(1 + \tau_2 + \tau_{311} + \tau_{32} + \tau_{33} + \tau_{41} + \tau_5 + \tau_6 + \tau_{71}), \quad (5.1)$$

де  $\tau_2$  – питомі витрати допоміжного часу;

$\tau_{311}$  – коефіцієнт використання часу на щозмінне технічне обслуговування машини/ знаряддя;



$\tau_{32}$  – коефіцієнт використання часу на підготовку та завершення роботи;

$\tau_{33}$  – питомі витрати часу на налагодження та регулювання МТА;

$\tau_{41}$  – питомі витрати часу на усунення технологічних відмов;

$\tau_5$  – коефіцієнт використання часу на відпочинок;

$\tau_6$  – коефіцієнт використання часу на холості переїзди;

$\tau_{71}$  – коефіцієнт використання часу на щозмінне технічне обслуговування машини, агрегатованої з випробовуваною.

Як показали результати спостережень за роботою орного машинно-тракторного агрегату, витрат часу на усунення технологічних відмов, відпочинок механізатора та на технічне обслуговування плуга не було.

Налагодження та регулювання орного агрегату здійснили один раз перед проведенням досліджень. У процесі їх проведення додаткових регулювань або наладок теж не здійснювали.

В результаті вищевикладеного маємо:

$$\tau_{33} = \tau_{41} = \tau_5 = \tau_{71} = 0.$$

З урахуванням цього вираз (5.1) приймає наступний вигляд:

$$\tau_{3M} = 1/(1 + \tau_2 + \tau_{311} + \tau_{32} + \tau_6), \quad (5.2)$$

Своєю чергою маємо:

$$\tau_2 = 10 \cdot \frac{T_2 \cdot W_0}{L_T \cdot B_p}, \quad (5.3)$$

де  $T_2$  – час, витрачений агрегатом на повороти, год.;

$L_T$  – середня довжина гону поля, м.

Що стосується трьох інших коефіцієнтів виразу (5.2), то формули для їх розрахунку є такими:

$$\left. \begin{aligned} \tau_{311} &= T_{311}/T_1; \\ & \end{aligned} \right\}$$

$$\tau_{32} = T_{32}/T_1; \quad (5.4)$$

$$\tau_6 = T_6/T_1,$$

де  $T_{311}$ ,  $T_{32}$ ,  $T_6$  – відповідно час на щоденне ТО трактора, підготовку і закінчення роботи, переїзди МТА з місця стоянки на місце роботи і навпаки;

$T_1$  – час основної роботи блоково-модульного орного агрегату, год.

З урахуванням (5.3) і (5.4) вираз (5.2) прийме такий вид:

$$\tau_{зм} = \frac{1}{\left[1 + 10 \cdot \frac{T_2 \cdot W_o}{L_r \cdot B_p}\right] + \frac{T_{311} + T_{32} + T_6}{T_1}} \quad (5.5)$$

Виходячи із ГОСТ 24055 – 88, основний час роботи МТА можна знайти із виразу:

$$T_1 = \frac{T_n - T_{311} - T_{322} - T_6}{1 + \tau_2}, \quad (5.6)$$

де  $T_n$  – нормативна тривалість зміни (7 год.);

$T_{322}$  – час агрегатування плуга з МЕЗ, год.;

Якщо вираз (5.6) підставити у (5.5), то після перетворень отримаємо:

$$\tau_{зм} = \frac{1}{1 + \frac{1}{L_r \cdot B_p} \cdot \left\{ 10 \cdot T_2 \cdot W_o + \frac{(T_{311} + T_{32} + T_6) \cdot (L_r \cdot B_p + 10 \cdot T_2 \cdot W_o)}{T_n - T_{311} - T_{322} - T_6} \right\}} \quad (5.7)$$

Блоково-модульні агрегати на основі МЕЗ двох варіантів працювали на одному і тому ж полі. Довжина його гону  $L_r$  становила 815 м. Крім цього, однаковими величинами, які входять до виразу (5.7), є:

- 1) робоча ширина захвату МТА  $B_p$ , м;
- 2) продуктивність МТА за одну годину основного часу, тобто чиста продуктивність  $W_o$ , га/год.;
- 3) нормативний час зміни  $T_n$ , год.;

- 4) час на щоденне технічне обслуговування трактора  $T_{311}$ , год.;
- 5) час на підготовку і закінчення роботи  $T_{32}$ , год.;
- 6) час на агрегування плуга з МЕЗ  $T_{322}$ , год.

Різними, за даними хронометражу, виявилися лише час на повороти орного МТА ( $T_2$ ) та час переїзду агрегату з місця стояки до поля і навпаки ( $T_6$ ). Тобто ті величини, на які установка шайби-демпферу в гідравлічний циліндр технологічного модуля МЕЗ впливає відповідним чином. У даному випадку це, як показали дані хронометражу (табл. 5.1), привело до їх суттєвого зменшення.

## 5.2 Розрахунок ефективності від впровадження наукової розробки

За результатами хронометражних спостережень за роботою порівнюваних блоково-модульних агрегатів отримано дані, необхідні для розрахунку коефіцієнта використання часу зміни  $\tau_{зм}$  за формулою (5.7).

Таблиця 5.1

Значини величин для розрахунку коефіцієнта  $\tau_{зм}$

Параметр, показник	Розмірність	Позначення	Значина <sup>5</sup>	
			Н	Б
Довжина гону поля	м	$L_r$	815	
Робоча ширина захвату МТА	м	$B_p$	1,73	
Швидкість робочого руху	км/год.	$V_p$	8,64	
Основна продуктивність праці	га/год.	$W_o$	1,53	
Нормативний час зміни	год.	$T_n$	7	
Час на щоденне ТО трактора	год.	$T_{311}$	0,30	
Час на підготовку і закінчення роботи МТА	год.	$T_{32}$	0,20	
Час на агрегування плуга	год.	$T_{322}$	0,05	
Час на повороти МТА	год.	$T_2$	0,80	1,15
Час на переїзди МТА з місця стоянки				

<sup>5</sup> Н – МТА з демпфером гідроциліндра ТМ; Б – МТА без гідравлічного демпферу

на поле і навпаки	год.	$T_6$	0,20	0,60
Коефіцієнт використання часу зміни	-	$\tau_{зм}$	0,90	0,83
Збільшення коефіцієнту використання часу зміни	%		<b>8,4</b>	

Аналіз даних таблиці 5.1 показує, що упровадження наукової розробки у вигляді гідравлічного демпферу циліндра технологічного модуля МЕЗ (тобто шайби з отвором діаметром 2 мм) дозволило зменшити у процесі виконання оранки:

- час на повороти МТА – на 30%;
- час переїзду блоково-модульного агрегату з місця стоянки до місця роботи та навпаки – в 3 рази.

В кінцевому рахунку це приводить до збільшення коефіцієнта використання часу зміни на 8,4 %.

Змінна продуктивність ( $W_{зм}$ ) та витрати праці ( $Z_T$ ) того чи іншого машинно-тракторного агрегату визначається із відомих виразів [105]:

$$\left. \begin{aligned} W_{зм} &= 0,1 \cdot B_p \cdot V_p \cdot \tau_{зм} = W_o \cdot \tau_{зм}; \\ Z_T &= L / W_{зм}, \end{aligned} \right\} \quad (5.8)$$

де  $L$  – кількість персоналу, які обслуговують даний МТА. У даному випадку  $L = 1$ . А це означає, що

$$Z_T = \frac{1}{W_{зм}}. \quad (5.9)$$

Як впливає із аналізу залежностей системи (5.8), упровадження наукової розробки дозволяє збільшити змінну продуктивність праці блоково-модульного агрегату і зменшити при цьому витрати праці на ті ж 8,4%. Так, якщо у варіанті без гідравлічного дроселя змінна продуктивність орного МТА становила:  $0,1 \cdot 1,53 \cdot 8,64 \cdot 0,83 = 1,09$  га, та у варіанті з дроселем вона дорівнювала 1,182 га. Тобто була більшою на вказані 8,4%.

Як впливає із формули (5.9), питомі витрати праці за умови використання нового орного машинно-тракторного агрегату зменшаться на ту ж величину, на яку зростає його продуктивність роботи. У даному випадку – це ті ж 8,4%.

### **Висновки по розділу**

1. Упровадження наукової розробки дозволяє збільшити змінну продуктивність праці блоково-модульного агрегату і зменшити при цьому витрати праці на 8,4%.
2. Питомі витрати праці за умови використання нового орного машинно-тракторного агрегату зменшаться на ту ж величину, на яку зростає його продуктивність роботи. У даному випадку – це ті ж 8,4%.

## ВИСНОВКИ

У дисертаційній роботі приведено розв'язання нової наукової задачі – підвищення керованості і стійкості транспортного руху блоково-модульного агрегату. Отримані при цьому результати теоретичних і експериментальних досліджень дозволяють зробити наступні висновки.

1. Науково обґрунтоване застосування дроселювання гідроциліндру, який з'єднує енергетичний та технологічний модулі МЕЗ у горизонтальній площині, дозволяє підвищити керованість та стійкість транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату на його основі.

2. Коефіцієнт гідравлічного опору дроселя гідроциліндру ТМ здійснює відчутний вплив на характер відтворення блоково-модульним агрегатом керуючого впливу та збурення лише при значині, рівній  $10^6$  Н·м·с/рад. Для її забезпечення в штуцер шлангу, який з'єднує над- і підпоршньову порожнини гідравлічного циліндру технологічного модуля МЕЗ, слід вставити демпферну шайбу, діаметр прохідного отвору якої є не більшим, ніж 2,2 мм.

3. При збільшенні коефіцієнта гідравлічного опору дроселя гідроциліндра ТМ до  $10^6$  Н·м·с/рад. розворотний момент здатний повернути його лише на  $1,25^\circ$ . Зменшення фазово-частотних характеристик коливань енергетичного модуля досягає при цьому  $150^\circ$ . На практиці це приводить до зменшення запізнення його реакції на збурення з 7,6 до 2,4 с при одночасному зменшенні амплітуди коливань майже в 17 разів, що є бажаним.

4. При збільшенні швидкості руху блоково-модульного агрегату від 2 до 5 м/с амплітудні частотні характеристики відпрацювання збурення технологічним модулем разом з навішеним на нього знаряддям, а також енергетичним модулем МЕЗ змінюються мало і мають резонансний пік, який при-

падає на частоту  $10 \text{ с}^{-1}$ . По відношенню до технологічного, АЧХ відтворення енергетичним модулем збурення у вигляді розворотного моменту – менші.

**5.** Характер стійкості руху блоково-модульного агрегату є практично інваріантним по відношенню до коефіцієнтів опору уводу шин переднього та заднього мостів енергетичного модуля МЕЗ. Установка шин мосту технологічного модуля із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні  $260 \text{ кН/рад}$ . і більше сприяє зменшенню амплітуди як його коливань, так і коливань енергетичного модуля. В діапазонах частот зміни збурювального впливу  $0 \dots 5$  та  $10 \dots 20 \text{ с}^{-1}$  кут повороту ТМ взагалі не буде перевищувати  $4^\circ$ .

**6.** Дисперсія кутових коливань технологічного модуля МЕЗ із навішеним на нього плугом при рухові агрегату по злущеному полю зосереджена у відносно вузькому діапазоні частот  $0,25 \dots 1,50 \text{ с}^{-1}$ . Під час переміщення блоково-модульного МТА по необробленому фонові цей діапазон вдвічі ширший:  $0,25 \dots 3,00 \text{ с}^{-1}$ . Це вказує на те, що коливання ТМ з плугом на злущеному полі носять більш низькочастотний характер, ніж на необробленому.

**7.** При уведенні гідравлічного демпфера з коефіцієнтом опору не меншим за  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$ . максимальна значина позитивного кореляційного зв'язку між кутовими коливаннями технологічного і енергетичного модулів МЕЗ зростає до  $0,87$ , тобто збільшується у  $2,7$  рази. У цьому випадку ЕМ і ТМ практично разом протидіють збурювальному впливу у вигляді розворотного моменту, що позитивно відбивається на стійкості руху усього блоково-модульного МТА.

**8.** Гідравлічне демпфірування гідроциліндра технологічного модуля з коефіцієнтом жорсткості не меншим, ніж  $10^6 \text{ Н}\cdot\text{м}\cdot\text{с/рад}$ ., дозволяє довести максимум взаємного кореляційного зв'язку між керуючим впливом і курсовим кутом енергетичного модуля до  $0,89$ , змістити його вправо від нульової ординати і зменшити запізнення реакції курсового кута на зміну кута повороту керуючих коліс енергетичного модуля майже удвічі.

9. Упровадження орного блоково-модульного агрегату, налагодженого згідно з розробленими практичними рекомендаціями, дозволяє збільшити змінну продуктивність його роботи і зменшити питомі витрати праці на 8,4%.



## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ксенович И.П. Технологические основы и техническая концепция трактора второго поколения / И.П.Ксенович, Г.М.Кутьков. -Тракторы и сельскохозяйственные машины,1982.- N2.
2. Кутьков Г.М., Ксенович И.П. Блочно- модульные МТА//Тракторы и сельскохозяйственные машины,1990,N1.
3. Кутьков Г.М. Технологические основы и тяговая динамика мобильных энергетических средств: Учебное пособие/ Минсельхозпрод России; Гл. упр. высш. учебн. завед.; МИИСП им В.П.Горячкина.-М., 1992.-154 с.
4. Кутьков Г.М. Основы теории трактора и автомобиля /Г.М.Кутьков. -М.: Колос, 1996.-274 с.
5. Кутьков Г.М. Технологические основы мобильных энергетических средств: Учебное пособие по курсу «Тракторы и автомобили». В 2-х ч.- М.: МГАУ, 1999.- 150 с.
6. Погорелый Л.В. Сельскохозяйственная техника и технологии будущего. -К.: Урожай, 1988.-176 с.
7. Погорілий Л.В. Сучасні проблеми землеробської механіки і машинознавства при створенні сільськогосподарської техніки нового покоління // Вісник ХДТУСГ. – Харків, 2003. – Вип.20.
8. Надикто В.Т. Основы агрегатирования модульных энергетических средств. – Мелитополь: КП «ММД», 2003. – 240 с.
9. Надикто В.Т., Крижачківський М.Л., Кюрчев В.М., Абдула С.Л. Нові мобільні енергетичні засоби України. Теоретичні основи використання в землеробстві. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок ММД», 2005.- 337 с.
10. Перспективные мобильные энергетические средства (МЭС) для сельскохозяйственного производства; Под ред. М.М.Севернева. -Минск: Наука и техника, 1982.-272 с.

11. Иофинов С.А., Арановский М.М., Ольшевский З.А. Оптимизация энергонасыщенности тракторов// Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1980, N4.
12. Шалягин В.Н. Комплексное повышение эффективности МТА с энергонасыщенными тракторами// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1988, N5.
13. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов.- М.: Машиностроение, 1980. – 215 с.
14. Панов И.М. Современное состояние и пути развития техники для новых технологий возделывания сельскохозяйственных культур//Итоги науки и техники ВИНТИ;Серия "Тракторы и с.-х. машины и орудия",1990,N5.
15. Колчин С.Н. К вопросу о модульном построении широкозахватных сельскохозяйственных агрегатов /Агрегатирование с.-х. техники. - Труды ВИСХОМ. М.,1989.
16. Юдкин В.В. Оптимизация скорости движения и ширины захвата почвообрабатывающих агрегатов//Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1988, N4.
17. Jim Taylor. Compaction Studies in the USA. –The new concept of soil compaction management // Soil and Water, Vol. 14, No. 3, 1986.
18. Сорокин П.П. Развитие почвозащитных систем земледелия в США // Вестник сельскохозяйственной науки, 1988, №8.
19. Петров Г.Д. Возделывание пропашных культур с единой уширенной базовой колеей // Г.Д.Петров, В.А.Хвостов. - Механизация и электрификация с.-х., №2, 1984.
20. Medvedev V.V., Sloboduk P.I., Paschenko V.F. The organization of machine- tractor units moving and its effect on the soil compaction// International conference: Melitopol, 23-27 August, 1993.

21. Черепухін В.Д., Надикто В.Т. Перспективи та проблеми використання постійної технологічної колії у сільськогосподарському виробництві // Механізація та електрифікація сільського господарства. – К., 1994, № 79.

22. Надикто В.Т., Улексін В.О. Колійна та мостова системи землеробства. – Мелітополь: ТОВ «Видавничий будинок «ММД», 2008. – 270 с.

23. Габай Е.В., Кутьков Г.М. Анализ материалоемкости и энергозатрат широкозахватных машинно - тракторных агрегатов// Тракторы и сельхозмашины, 1985, N3.

24. Тумурхонов В.В. Исследование и обоснование конструктивных параметров многокорпусного плуга с опорно-ведущими колесами: автореф. дис. на соиск. научн. степени канд. техн. наук: спец. 05.20.01 «Механизация сельскохозяйственного производства»/ В.В.Тумурхонов. – Челябинск, 1979. – 20 с.

25. Исследования модульного энергетического средства /Г.М. Кутьков и др.// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1989, N12.

26. Разработка конструкции МЭС с транспортно- технологическим модулем на основе трактора МТЗ-142: Отчет/ НПО НАТИ; Руководитель темы Е.В. Габай.- N ГР 01840019303; Инв. N 02880013300. -М.,1988.- 170 с.

27. Кутьков Г.М. и др. Качество отслеживания постоянной технологической колеи при культивации зяби// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992, N2.

28. Кутьков Г.М. и др. Исследование МЭС в составе широкозахватных МТА на возделывании пропашных культур// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992, N 10-12.

29. Прокладка технологической колеи при бороновании зяби/ В.Д. Черепухин, В.Т. Надикто, С.М. Чеботарев и др. // Техника в сельском хозяйстве, 1993, N2.

30. Черепухин В.Д., Надыкто В.Т., Савенко П.С. и др. Способ прокладки постоянной технологической колеи колесами транспортного средства одновременно и мелким рыхлением почвы. - А.с. СССР N1824040. Оpubл. в БИ N 24,1993 г.

31. V.T.Nadykto. Perspektywy upraw polowych z zastjsjwaniem stalych sciezek technologicznych.- V kn.: Ekologiczne aspekty mechanizacji nawozenia ochrony roslin i uprawy gleby.- Warszawa, 25 wrzesnia, 1996.

32. Надыкто В.Т., Черепухин В.Д. Широкозахватный машинно - тракторный агрегат. Авторское свидетельство № 1686544, 1990.

33. Надыкто В.Т. Снижение энергозатрат пахотными МТА на основе МЭС//Тракторы и сельскохозяйственные машины,1996,N 10.

34. Выбор рациональной схемы агрегатирования мобильного энергетического средства с плугом/ Г.М. Кутьков и др.// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1990, N3.

35. Коновалов В.Ф., Стрелков Б.А. Зависимость управляемости навесных колесных агрегатов от скорости. – В кн.: Вопросы теории и эксплуатации машинно-тракторных агрегатов. – Труды Пермского СХИ. – Пермь, 1969.- с,29-32

36. Саакян Д.Н. Контроль качества механизированных работ в полеводстве.- М.: Колос, 1973.- 264 с.

37. Савченко Ю.В., Любашин Г.Я., Плюснин А.П. Некоторые динамические характеристики устойчивости движения скоростных пахотных агрегатов.- Труды КубНИИТИМ, 1974. – Вып.5. – С.36-44.

38. Бартаханов П.Б. Исследование устойчивости движения и управляемости колесного агрегата в условиях эксплуатации. – М.:Колос, 1965.- 245 с.

39. Отаев Т. Исследование некоторых эксплуатационных показателей агрегатов с трактором МТЗ-52, связанных с устойчивостью прямолинейного движения: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Волгоград, 1971.- 26 с.

40. Возняк В.Н. Исследование устойчивости движения и управляемости машинно-тракторного агрегата при междурядной обработке пропашных культур на повышенных скоростях в условиях Ставропольского края: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Ставрополь, 1970.- 25 с.

41. Хайруллаев Х.Х. Исследование устойчивости прямолинейного движения и управляемости энергонасыщенного трактора класса 1,4 т на повышенных скоростях: Автореф. дис....канд. техн. наук. –Волгоград, 1971. - 29 с.

42. Баев И.В. Обоснование параметров агрегатирования и режима движения трехмашинных полунавесных агрегатов с трактором Т-150 на посевах и на междурядной обработке пропашных культур: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Мелитополь, 1989.- 24 с.

43. Гячев Л.В. Устойчивость движения сельскохозяйственных агрегатов. –М.: Машиностроение, 1981.- 206 с.

44. Гячев Л.В. Обоснование оптимальных параметров колесных машинно-тракторных агрегатов // Механизация и электрификация соц. сел. хозяйства, 1982.- №8.- С.35-37.

45. Котляров В.В., Яровой В.Н. Исследование бокового движения агрегата с колесным трактором.- Тр. АЧИМЭСХ, 1970.- Вып.21. – С.51-56.

46. Хачатрян Х.А. Стабильность работы почвообрабатывающих агрегатов.- М.: Машиностроение, 1974. – 206 с

47. Чебуркаев А.Ф. Исследование ручного вождения самоходной машины / Механизация и электрификация сел. хоз-ва, 1985.- №9.

48. Лушников И.А. Исследование показателей технологических процессов посевов и междурядной обработки пропашных культур на основе применения широкозахватных агрегатов с трактором класса 30 кН в условиях Юга УССР: Автореф. дис. ... канд. техн. наук. – Харьков, 1980.-23 с.

49. Пожидаєв С.П. Дослідження копіювання рядків просапних культур начіпним агрегатом/Вісник сільськогосподарської науки,1980.-№2.- С.54-58.
50. Полушкин А.В., Сегеда И.В. Исследование широкозахватных агрегатов для возделывания пропашных культур / Записки ЛСХИ, 1976.- т.274.
51. Рославцев А.В. Колесные тракторы кл.3: расширение сферы применения и особенности аналитического представления движения МЭС на их основе//Тракторы и сельскохозяйственные машины,1992,№1.
52. Рославцев А.В. Колесные тракторы кл.3: улучшение тягово - сцепных и эксплуатационно - технологических качеств// Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1992, №8.
53. Кутьков Г.М., Чухчин Н.Ф., Габай Е.В. О возможности повышения производительности машинно - тракторных агрегатов на основе модульного построения энергетических средств. - Труды НАТИ, вып. 267, 1979.
54. Кутьков Г.М. Чухчин Н.Ф., Мусин А.Р. Технологические и агротехнические основы МЭС как трактора второго поколения тягово - энергетической концепции. - В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС). Труды НАТИ. М.,1983.
55. Габай Е.В., Кожуханцев А.Н., Кутьков Г.М. Тяговые показатели реверсивного пахотного агрегата на основе МЭС.- В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС).Труды НАТИ. М., 1983.
56. Габай Е.В. Математическая модель и анализ качества управления направлением движения МТА с рассредоточенными по ширине захвата активными колесами. - В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС). Труды НАТИ. М., 1983.
57. Габай Е.В., Зандман И.Г., Шраер А.З. Обоснование схемы колесной ходовой системы мобильного энергетического средства (МЭС) из условия повышения точности движения в междурядьях широкозахватного

агрегата. - Труды НАТИ, выпуск 267, 1979.

58. Иваницкий В.Г., Владимиров А.И., Иванов А.В. и др. Результаты экспериментальных исследований лабораторного образца МЭС-250. - В сб.: Научные основы создания мобильных энерготехнологических средств (МЭС). Труды НАТИ. М., 1983.

59. Мельник А.Т. Штерев П.И. Разработка мобильных энерготехнологических средств пропашного назначения. - В сб.: Биологические и агротехнические основы выращивания зерновых и зернобобовых культур на юге Украины. Труды Одесского СХИ. Одесса, 1984.

60. Иваницкий В.Г., Мельник А.Т. К определению вероятностных характеристик разворачивающего момента, действующего на широкозахватный пропашной агрегат. - В сб.: Методы и средства интенсификации мобильных и стационарных технологических процессов в растениеводстве. Труды Ленинградского СХИ. Л., 1986.

61. Надыкто В.Т. Исследования МЭС на базе трактора МТЗ-80 / Техника в сельском хозяйстве. - М., 2003, №4

62. Надыкто В.Т. Анализ управляемости и устойчивости движения МТА на основе МЭС универсально - пропашного назначения / Труды ТГАТА. - Мелитополь, 2004. – Вып. 24.

63. Надыкто В.Т. Управляемость и устойчивость движения МТА на основе МЭС универсально-пропашного назначения/ Материалы 1-го выездного научно - технического семинара в Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

64. Надыкто В.Т. Результаты исследовательских испытаний модульных энерготехнологических средств / Материалы 1-го выездного научно - технического семинара в Калужском филиале МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.

65. Надикто В.Т., Кюрчев В.М., Кувачов В.П. Рекомендації з підвищення плавності руху машинно-тракторних агрегатів на основі модульних

енергетичних засобів /Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип.8, т.8

66. 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.

67. Кувачов В.П. До питання підвищення плавності руху блочно-модульних агрегатів / В.П. Кувачов // Праці ТДАТА. - 2007.– Вип. 7, том 1.- С. 160–167.

68. 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.

69. 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.

70. 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.

71. Борисов Е.В., Петров Е.В. Эксплуатационно – технические исследования трактора Т-142 с ТТМ // Тракторы и сельскохозяйственные машины, 1993, N1.

72. Разработать и осуществить технологические процессы выращивания с.-х. культур на основе модульных энергетических средств МЭС и комплексов машин к ним при маршрутизации движения энергосредства: Отчет/ Южный филиал ИМЭСХ; Руководитель темы А.В. Гвоздев. – Акимовка, 1991.

73. Провести дослідження та обґрунтувати комплекси машин до модульного енергетичного засобу (МЕЗ) тягового класу 3...5 на базі трактора



Т-150К: Звіт / Південний філіал ІМЕСГ; Керівник теми Е.К. Гриднєв. - Якимівка, 1996.

74. Dwyer M., Pearson G. A field comparison of effective performance of two- and four- wheel drive tractors// Journal of agricultural engineering research, 1976, v.21.

75. Черницер А.В. Оптимальное управление движением машинно - тракторных агрегатов при независимом слеодообразовании // Механизация и электрификация сельского хозяйства, 1981, N11.

76. Рокар И. Неустойчивость в механике. Автомобили. Самолеты. Висячие мосты.- М.: Изд. иностр. литературы, 1959.- 287 с.

77. Яровой В.Г. Исследование бокового увода тракторных шин и его влияние на некоторые показатели криволинейного движения агрегата: Автореф. дис...канд. техн. наук. - Харьков, 1970.- 21 с.

78. Хвостов В.А., Позов Н.В. Динамика самоходного трехосного агрегата для пропашных культур// Тракторы и сельхозмашины, 1987, N4.

79. Надыкто В.Т., Кислицын С.В. Обоснование некоторых конструктивных параметров транспортного МТА на основе модульного энергетического средства (МЭС).- Труды МИИСП.-М., 1991.

80. Турбин Б.И. Теоретическая механика. - М.: Гос. издат. с.-х. литературы, 1959.- 376 с.

81. 205. Лурье А.Б. Статистическая динамика сельскохозяйственных агрегатов. -Л.: Колос, 1970.- 376 с.

82. Бронштейн И.Н., Семендяев К.А. Справочник по математике для инженеров и учащихся втузов. - М. :Наука, 1981.- 720 с.

83. Солодовников В.В., Плотников В.Н., Яковлев А.В. Основы теории и элементов систем автоматического регулирования. Учебное пособие для вузов. - М.: Машиностроение, 1985.- 536 с.

84. Клюев А.С. Автоматическое регулирование. -М.: Высшая школа, 1986.- 351 с.
85. Тракторы: Теория: Учебник для студентов вузов по спец. «Автомобили и тракторы» / В.В.Гуськов, Н.Н.Велев, Ю.Е.Атаманов и др. – М.: Машиностроение, 1988. – 376 с.
86. Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. – М.: Наука, 1989.- 304 с.
87. Артюшин Л.М. Теорія автоматичного керування: Навчальний посібник /Л.М.Артюшин, Б.В.Дурняк, О.А.Машков, М.С.Сівов.- Львів: Вид УАД, 2004. – 272 с.
88. Купер Дж., Макгиллем К. Вероятностные методы анализа сигналов и систем.- М.: Мир, 1989.- 376 с.
89. Надикто В.Т., Назарова О.П., Чорна Т.С. Частотно - дисперсионный показатель непрямолинейности рядов пропашных культур / Тракторы и сельхозмашины, 2009.- №8.
90. Надикто В.Т, Чорна Т.С. Частотно-дисперсійний показник оцінки непрямолінійності рядків просапних культур /Збірник наукових праць ТДАТУ. – Мелітополь, 2009. – Вип.9, т.2
91. Надикто В.Т. До питання кінематичної невідповідності в приводі коліс модульного енергетичного засобу / Вісник аграрної науки Причорномор'я. – Вип. 4 (18), т.1, 2002.
92. Надикто В.Т. Методика вибору коефіцієнта кінематичної невідповідності в приводі коліс МЕЗ тягового класу 1,4-3/ Науковий вісник Таврійського державного агротехнологічного університету. – Мелітополь: ТДАТУ, 2011.- Вип.1., т.1. [Електронний ресурс: [www.nbuu.gov.ua/e-journals/index.html](http://www.nbuu.gov.ua/e-journals/index.html)].
93. Надикто В.Т. Математические модели агрегатов на базе МЭС общего назначения / Деп. в ННТЕХІМ, Черкаси.-№78-хп 96, 1996 //Анот. в реф. ж. “Тракт. і с.-г. маш. і знар.” –М.,1997, №1.

94. Веников В.А. Теория подобия и моделирования.- М.: Высшая школа, 1976.- 479 с.
95. Вентцель Е.С. Теория вероятностей. – М.: Гос. издат. физ.-мат. лит-ры, 1958.- 464 с.
96. Барабашук В.И. Планирование эксперимента / В.И.барабашук, Б.П. Кренденцер, В.И.Мирошниченко. – К.: Техніка, 1984.- 200 с.
97. Погорелый Л.В. Инженерные методы испытаний сельскохозяйственных машин.- К.: Техніка, 1991.- 157 с.
98. Вадюнина А.Ф., Корчагина З.А. Методы исследования физических свойств почв и грунтов. – М.: Высшая школа, 1971. – 343 с.
99. Жуковский Е.Е., Кисилева Т.Л., Мандельштам С.М. Статистический анализ случайных процессов. – Л.: Гидрометеиздат, 1976.- 408 с.
100. Кутьков Г.М. Тяговая динамика тракторов. – М.: Машиностроение, 1980.- 215 с.
101. Надикто В.Т., Мітков В.Б., Генів О.І. Методики та результати перевірки математичних моделей МТА на адекватність / Збірник наукових праць ТДАТА, 2005. -Вип. 27.
102. Дідур В.А., Савченко О.Д., Журавель Д.П., Мовчан С.І. Гідравліка та її використання в агропромисловому комплексі. – К.: Аграрна освіта, 2008. – 577 с.
103. Пановко Я.Г. Основы прикладной теории упругих колебаний. – М.: Гос. научно-техн. изд-во машиностр. лит-ры, 1957.- 336.
104. Бойков В.П., Белковский В.Н. шины для тракторов и сельскохозяйственных машин. – М.: ВО «Агропромиздат», 1988.- 240 с.
105. Ільченко В.Ю. та ін. Машиновикористання в землеробстві/ В.Ю.Ільченко, Ю.П.Нагірний, П.А.Джолос та ін. – К.: Урожай, 1996.- 384 с.

**Рекомендації  
з вибору схеми та параметрів блоково-модульного агрегату  
на основі МЕЗ універсально-просапного призначення  
тягового класу 1,4-3**

Модульний енергетичний засіб перемінного тягового класу 1,4-3 складається із технологічного (ТМ) і енергетичного (ЕМ) модулів (рис.А1).



Рис.А1 – МЕЗ перемінного тягового класу 1,4-3

Поворот ТМ відносно ЕМ у горизонтальній площині здійснюється через вертикальний шарнір. Відносна повороткість модулів обмежується принаймні одним гідроциліндром (рис.А2).

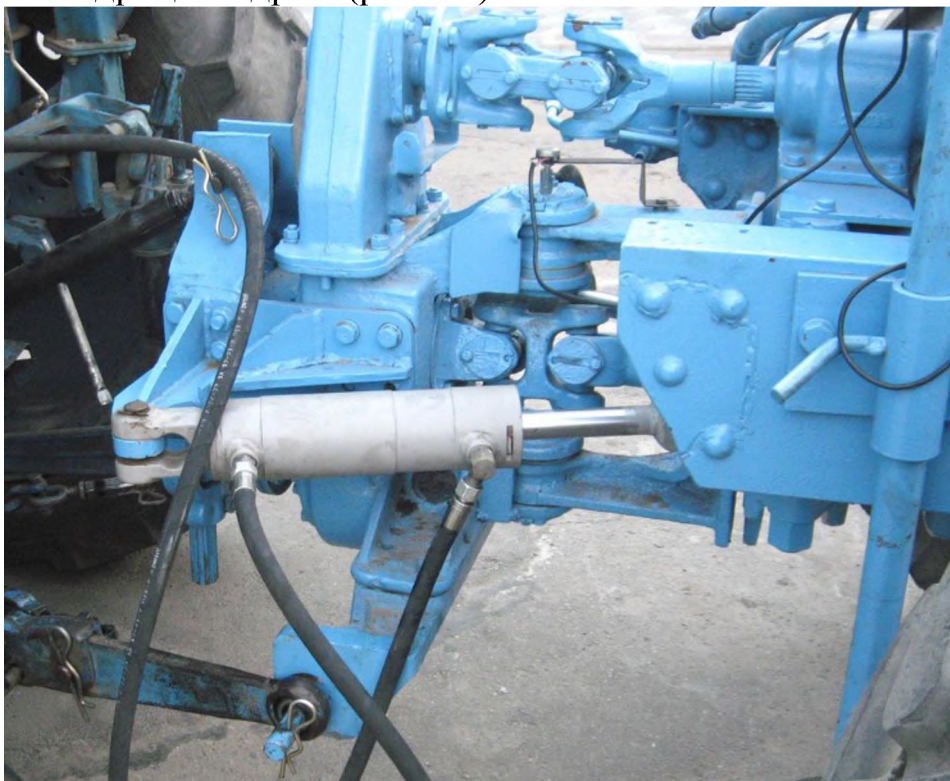


Рис. А2 – Розміщення гідроциліндра на рамі технологічного модуля МЕЗ

В штуцер шлангу, який з'єднує над- і підпоршньову порожнини гідравлічного циліндру технологічного модуля МЕЗ, слід вставити демпферну шайбу, діаметр прохідного отвору якої є не більшим, ніж 2,2 мм.

Загальний коефіцієнт опору уводу двох передніх шин енергетичного модуля МЕЗ повинен бути не меншим за 50 кН/рад.

Установка шин мосту технологічного модуля повинна здійснюватися із загальним коефіцієнтом опору уводу на рівні 260 кН/рад.

Для забезпечення кращої керованості транспортного руху блоково - модульного агрегату інтенсивність впливу на органи керування МЕЗ має бути якомога більшою, а коефіцієнт опору уводу шин передніх коліс його енергетичного модуля – максимально можливим.

На практиці змінювати коефіцієнт уводу шин коліс можна шляхом забезпечення в них відповідного тиску повітря. Формула для розрахунку коефіцієнта уводу тієї чи іншої шини залежить від співвідношення її зовнішнього діаметра ( $D$ ) та глибини колії ( $h$ ):

$$- h/D < 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [1,75 \cdot (h/D) - 12,7 \cdot (h/D)^2] \cdot \rho_{\text{ш}} \cdot b^2;$$

$$- h/D > 0,0885$$

$$k = 145 \cdot [0,095 - 0,49 \cdot (h/D)] \cdot \rho_{\text{ш}} \cdot b^2;$$

$$\frac{h}{D} = 0,40 \cdot \frac{Q}{\rho_{\text{ш}} \cdot D^2} \cdot \sqrt{\frac{D}{b}}$$

де  $\rho_{\text{ш}}$  – тиск повітря в шині, Па;

$b$  – ширина шини, м;

$Q$  – вертикальне навантаження на шину, Н.

Розробник рекомендацій:

О.О.Парахін



**АКТ**

**виробничої перевірки орного агрегату на базі  
модульного енергетичного засобу перемінного тягового класу 1,4-3**

1. **Найменування НДР, поставленої на виробничу перевірку:**  
«Підвищення стійкості і керованості транспортного руху  
блоково-модульного машинно-тракторного агрегату»  
у навчальному процесі ТДАТУ
2. **Місце проведення перевірки:** Навчально-виробничий центр  
ТДАТУ - Запорізька обл., Мелітопольський р-он, с. Лазурне.
3. **Відповідальні за проведення виробничої перевірки:** проректор з  
навчально-виробничої діяльності ТДАТУ Євтушенко О.Г., завідувач лабора-  
торії машиновикористання в землеробстві Надикто В.Т., здобувач Таврійсь-  
кого державного агротехнологічного університету Парахін О.О.
4. **Умови проведення перевірки:**
  - вид виконуємої роботи - оранка;
  - агротехнічний фон - стерня пшениці;
  - вологість ґрунту в шарі 0...15 см – 10,4%;
  - щільність ґрунту в шарі 0...15 см – 1,24 г/см<sup>3</sup>;
  - наявність бур'янів, г/м<sup>2</sup>: 150...160;
  - висота стерні – 15,6 см.
5. **Об'єм виробничої перевірки - 50 га.**
6. **Строки проведення перевірки:** третя декада жовтня 2011 р.
7. **Методика виробничої перевірки:** визначення експлуатаційно - те-  
хнологічних показників орного агрегату на основі обробки та аналізу даних  
хронометражних спостережень за його роботою. Склад орного МТА: моду-  
льний енергетичний засіб перемінного тягового класу 1,4 -3 під умовною  
маркою МЕЗ-80 і п'ятикорпусний плуг ПЛН-5-35, переобладнаний у чоти-  
рикорпусний варіант.
8. **З яким контролем проводили порівняння результатів перевірки:**  
експлуатаційно - технологічні показники нового орного МТА порівнювали з  
цим же агрегатом, у якого один із гідроциліндрів технологічного модуля  
МЕЗ-80 був обладнаний демпфером у вигляді шайби з діаметром прохідного  
отвору 2 мм.

## 9. Результати обліку, які характеризують ефективність впроваджуваної НДР у порівнянні з контролем.

Впровадження наукової розробки у вигляді гідравлічного демпферу циліндра технологічного модуля МЕЗ (тобто шайби з отвором діаметром 2 мм) дозволило зменшити під час виконання оранки:

- час на повороти МТА - на 30%;
- час переїзду блоково-модульного агрегату з місця стоянки до місця роботи та навпаки – в 3 рази.

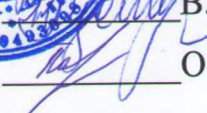
В кінцевому рахунку це привело до збільшення коефіцієнта використання часу зміни на 8,4 %. За однакової основної продуктивності праці такий показник за 1 год. змінного часу у нового агрегату збільшився теж на 8,4%.

Що стосується якісних показників роботи, то у обох порівнюваних орних агрегатів вони практично однокові. З довірчою ймовірністю 95% можна стверджувати, що різниці між середніми значинами гребенистості поверхні і глибини оранки, а також між середніми квадратичними відхиленнями цього показника та ширини захвату мали суто випадковий характер.



  
О.Євтушенко

  
В.Надикто

  
О.Парахін

Додаток В

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Ректор ТДАТУ, проф.

В.М.Кюрчев

2011 р.

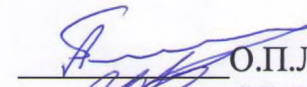
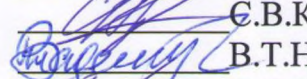


**АКТ**

**про впровадження результатів дисертаційної роботи  
«Підвищення стійкості і керованості транспортного руху  
блоково-модульного машинно-тракторного агрегату»  
у навчальному процесі ТДАТУ**

Ми, проректор з науково-педагогічної роботи Ломейко О.П., декан механіко-технологічного факультету Кюрчев С.В., завідувач кафедри машиновикористання в землеробстві Надикто В.Т. і аспірант Таврійського державного агротехнологічного університету Парахін О.О., склали акт про використання результатів науково - дослідної роботи «Підвищення стійкості і керованості транспортного руху блоково-модульного машинно-тракторного агрегату» в навчальному процесі на механіко-технологічному факультеті ТДАТУ.

Отримані і науково-обґрунтовані здобувачем наукового степеню к.т.н. Парахіним О.О. результати дисертаційної роботи використовуються на кафедрі машиновикористання в програмах наступних дисциплін:

- експлуатація блоково-модульних МТА – для студентів освітньо - кваліфікаційного рівня «Спеціаліст»;
- машиновикористання в АПК - для студентів освітньо - кваліфікаційного рівня «Спеціаліст»;
- методи наукових досліджень - для студентів освітньо - кваліфікаційного рівня «Магістр».

  
 \_\_\_\_\_ О.П.Ломейко  
  
 \_\_\_\_\_ С.В.Кюрчев  
  
 \_\_\_\_\_ В.Т.Надикто  
  
 \_\_\_\_\_ О.О.Парахін